

ПРИДНЕСТРОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
им Т.Г. ШЕВЧЕНКО
БЕНДЕРСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ФИЛИАЛ
Кафедра Автомобильного транспорта

РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЕЙ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

Методические указания для курсового и дипломного проектирования

Бендеры 2016

УДК 621.43

ББК 39.35

Р 24

Составители: С.И.Чудак, старший преподаватель,
А.С. Янута, преподаватель.

Рецензенты: Е.Г. Настешин, зам. директора по производству ОАО «БАЗ»,
Ю.Г. Ляхов, старший преподаватель.

Расчет двигателей с искровым зажигание: Методические указания по курсовому и дипломному проектированию/Сост.: С.И. Чудак, А.С. Янута – Бендеры, 2016. – 86 с.

Методические указания по курсовому и дипломному проектированию содержит методику классического теплового расчета двигателей с искровым зажиганием, рекомендации по выбору основных констанций расчета в зависимости от типа ДВС, степени их форсирования, конструктивных особенностей и других факторов. Представлены методики динамического и кинематического расчетов (КШМ) кривошипно-шатунного механизма.

В приложении представлены тригонометрические функции, а так же графическая часть курсового проекта.

Имеется список рекомендованной литературы.

Методические указания предназначены для студентов ВПО по направлению подготовки ЭТТМиК профилю «Автомобили и автомобильное хозяйство».

Рекомендовано Научно-методическим советом ПГУ им. Т.Г. Шевченко

© С.И. Чудак, А.С. Янута, составление: 2016

Оглавление

Введение.....	6
1. Выбор основных параметров проектируемого двигателя.....	8
1.1 Основные положения.....	8
1.2 Выбор исходных данных для теплового двигателя.....	8
1.3 Состав смеси, характеризуемый коэффициентом избытка воздуха α	11
1.4 Выбор топлива.....	12
1.5 Возможный прототип двигателя и источники информации о нем.....	13
1.6 Устройство двигателя прототипа.....	14
1.7 Принцип работы двигателя.....	14
2. Расчет характеристик рабочего тела.....	16
2.1 Выбор топлива. Характеристика.....	16
2.2 Элементный состав топливовоздушной смеси.....	19
2.3 Низшая теплота сгорания топлива.....	21
2.4 Количество свежей смеси.....	21
2.5 Состав и количество продуктов сгорания.....	22
2.6 Молярные и объемные доли компонентов продуктов сгорания ДсИЗ.....	22
2.7 Теоретический коэффициент молярного изменения.....	23
3. Расчет параметров процессов газообмена.....	24
3.1 Параметры окружающей среды.....	24
3.2 Параметры остаточных газов.....	24
3.3 Процесс впуска.....	25
4. Расчет параметров процесса сжатия.....	30
4.1 Давление. Температура рабочего тела.....	30
4.2 Средняя молярная теплоёмкость тел в конце сжатия.....	31
4.3 Число молей газов.....	33
5. Расчет параметров процесса сгорания.....	36
5.1 Молярные изменения смесей.....	36
5.2 Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания при постоянном объеме.....	36
5.3 Количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания.....	38
5.4 Теплота сгорания рабочей смеси (тела).....	38
5.5 Максимальная температура газов t_z в конце видимого процесса сгорания.....	38
5.6 Давление в конце процесса сгорания.....	39
6. Расчет параметров процесса расширения.....	41
6.1 Давление и температура.....	41
6.2 Проверка ранее принятой температуры остаточных газов T_r	41

7. Определение индикаторных показателей.....	44
7.1 Среднее индикаторное давление.....	44
7.2 Индикаторная мощность.....	45
7.3 Индикаторный КПД.....	45
7.4 Индикаторный удельный расход топлива g_i	46
8. Определение эффективных показателей.....	47
8.1 Среднее давление механических потерь.....	47
8.2 Среднее эффективное давление.....	48
8.3 Механический КПД двигателя.....	48
8.4 Механический КПД двигателя.....	49
8.5 Эффективный КПД двигателя.....	49
8.6 Эффективная мощность двигателя.....	49
8.7 Удельный эффективный расход топлива.....	50
9. Определение основных параметров и показателей двигателя.....	51
9.1 Рабочий объем двигателя.....	51
9.2 Рабочий объем цилиндра.....	51
9.3 Диаметр цилиндра.....	51
9.4 Площадь поршня.....	51
9.5 Расчетный рабочий объем двигателя.....	51
9.6 Расчетный рабочий объем цилиндра.....	51
9.7 Расчетная эффективная мощность.....	51
9.8 Эффективный крутящий момент.....	52
9.9 Литровая мощность.....	52
9.10 Часовой расход топлива.....	52
9.11 Показатели напряженности двигателя.....	52
10. Сравнение основных параметров двигателя и заданного прототип...54	54
11. Тепловой баланс двигателя.....	55
11.1 Внешний тепловой баланс.....	55
11.2 Общее количество теплоты.....	55
11.3 Теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя.....	55
11.4 Теплота, потерянная с отработавшими газами.....	56
11.5 Теплота, передаваемая охлаждающей среде.....	56
11.6 Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива.....	56
11.7 Неучтенные потери теплоты.....	56
11.8 Тепловой баланс в процентах по отношению ко всему количеству подведенной теплоты.....	57
12. Построение индикаторных диаграмм.....	59
12.1 Построение свернутой индикаторной диаграммы.....	59

12.2 Построение развернутой индикаторной диаграммы.....	60
13. Скоростные характеристики двигателей.....	62
14. Динамический расчет двигателя.....	65
15. Кинематический расчет двигателя.....	71
Приложения.....	73
Литература.....	86

ВВЕДЕНИЕ

Тенденция увеличения выпуска автомобилей в настоящее время определяется большим объемом грузовых и пассажирских перевозок.

Основой автотранспортной энергетики в ближайшем будущем останутся поршневые двигатели внутреннего сгорания (ПДВС), которые после столетнего развития достигли высокого совершенства.

Определяющими факторами, влияющими на устройство и на конструкцию ДВС являются:

- необходимость увеличения удельной мощности;
- повышение надежности;
- возможность использования двигателя в различных условиях эксплуатации при минимальных расходах топлива, стоимости и затратах эксплуатационных материалов;
- требования нормативных ограничений по содержанию токсичных и нетоксичных выделений ДВС и величины акустического излучения;
- технологические требования.

Двигатель и потребляемое топливо дают максимальный эффект в том случае, когда двигатель создан в расчете именно на потребляемое им топливо. Поэтому, методика проектного расчета двигателя с искровым зажиганием (ДсИЗ) и определение основных его параметров по среднему элементарному составу по массе компонентов для всех нефтяных топлив неприемлема.

Стремление получить максимальный эффективный коэффициент полезного действия ДсИЗ требует использования в нем более сложных решений и технологий.

Учебное пособие предназначено для студентов кафедры «Автомобильный транспорт» Бендерского политехнического филиала ГОУ ПГУ им. Т.Г.Шевченко всех форм обучения специальности 190601 «АиАХ», изучающих дисциплины «Автомобильные двигатели» и «Силовые агрегаты».

Данное пособие должно помочь студенту в работе над курсовым и дипломным проектом, а также систематизировать и закрепить знания по изучаемому курсу, понять, какие факторы и каким образом они отражаются на выходных показателях ДВС.

В основу методики положен классический тепловой расчет, который в наибольшей степени отвечает следующим требованиям: он имеет простое, четкое логическое построение и использует сравнительно простые зависимости.

В пособии приведены необходимые исходные данные для выполнения проектного расчета ДсИЗ, указаны алгоритмы и методика расчета, необходимые справочные данные.

Задачами проектного расчета ДсИЗ являются определение показателей, характеризующих экологичность, экономичность и эффективность рабочего процесса, а также определение максимального давления в цилиндре и

переменных давлений в зависимости от хода поршня, необходимых для расчета деталей двигателя на прочность.

Рассмотрение отдельных процессов в двигателях и их расчет позволяют установить зависимость давления газов от угла поворота коленчатого вала. По данным расчета можно определить показатели эффективности и совершенства конструкции двигателей.

На основании теплового расчета с достаточной точностью может быть построена индикаторная диаграмма, представляющая собой зависимость давления в цилиндре двигателя P от текущего объема надпоршневого пространства V .

Индикаторная диаграмма необходима для дальнейшего выполнения динамического расчета. Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма заключается в определении суммарных сил и моментов, возникающих от давления газов и сил инерции. По этим силам рассчитывают основные детали на прочность и износ, а так же определяют неравномерность крутящего момента и степень неравномерности хода двигателя.

Кинематический расчет кривошипно-шатунного механизма сводится к определению пути, скорости и ускорения поршня.

Методика изложения материала максимальна адаптирована к современным способам анализа работоспособности, а так же термической и динамической напряженностей элементов двигателя с использованием ЭВМ. В учебный материал включены новейшие достижения в конструкции двигателя.

1. Выбор основных параметров проектируемого ДсИЗ

1.1 Основные положения

Рассмотрение отдельных процессов в двигателях и их расчет позволяют установить зависимость давления газов от угла поворота коленчатого вала. По данным расчета можно определить число и основные размеры цилиндров двигателя и установить его показатели напряженности.

При проведении теплового расчета необходимо правильно выбирать исходные данные и опытные коэффициенты, входящие в отдельные формулы.

1.2 Выбор исходных данных для теплового двигателя

Расчет рабочего цикла производится для режима двигателя, соответствующего номинальной (полной) мощности N_e и нормальным условиям окружающей среды, за исключением случаев, оговоренных в задании.

Для проведения теплового расчета для других режимов работы двигателя используется те же зависимости, что и при номинальном режиме. Отличие заключается в выборе значений параметров или коэффициентов, необходимых для расчета рабочих процессов с учетом их значений на номинальном режиме. Тепловой расчет двигателя может быть проведен на режиме минимальной частоты вращения коленчатого вала $n_{\min} = 700 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$, на режиме максимального крутящего момента при $n_m = 0,53 \cdot n_N \text{ мин}^{-1}$, $n_m = (0,4 \dots 0,6) \cdot n_N \text{ мин}^{-1}$ или на режиме максимальной скорости движения автомобиля $n_{\max} = (1,05 \dots 1,20) \cdot n_N \text{ мин}^{-1}$.

Предварительно все расчеты выполняются в черновиках и согласовываются с консультантом.

В качестве исходных данных для выполнения проектного расчета задается или предварительно выбирается ряд конструктивных и регулировочных параметров двигателя, а также указываются некоторые конструктивные особенности, наличие которых может повлиять на выбор либо некоторых первичных исходных параметров, либо параметров на дальнейших этапах расчета.

Исходными данными для проведения теплового расчета проектируемого двигателя являются:

1. Тип двигателя по способу воспламенения рабочей смеси: с искровым зажиганием (ДсИЗ).
2. Тип двигателя по роду применяемого топлива: бензиновый, газовый.
3. Наличие или отсутствие наддува. При наличии наддува указываются: его тип (с приводным нагнетателем или с

турбокомпрессором); наличие или отсутствие промежуточного охлаждения; примерное значение степени повышения давления при наддуве.

4. Тип системы охлаждения: жидкостная или воздушная.

5. Тип топливной системы (ТС), системы питания, (см. табл. 1.1).

Таблица 1.1 **Системы питания двигателей**

Тип ДВС	Тип топливной системы
ДсИЗ	<p>Системы впрыскивания бензина (рис. 5.2.) [4]</p> <ul style="list-style-type: none"> - распределенное впрыскивание топлива во впускной трубопровод (основной вариант), (рис. 5.4.) [4] - центральное впрыскивание топлива (рис. 5.8.) [4] - впрыскивание топлива в цилиндр (рис.5.10.) [4] - карбюраторная система (рис.5.14.) [4]

6. Число клапанов на цилиндр (2,3,4,5).

7. Тип камеры сгорания КС (для ДсИЗ) (см. рис. 1.6).

8. Количество цилиндров i , и их расположение (разное Р, V - образное)

9. Тактность двигателя τ (2,4).

10. Номинальная эффективная мощность N_e , кВт при номинальной частоты вращения коленчатого вала n_N , мин⁻¹.

11. Степень сжатия ϵ .

Для ДсИЗ без наддува выбор степени сжатия определяется многими факторами, важнейшими из которых являются: тип ТС, тип камеры сгорания (КС); скоростной режим двигателя; диаметр цилиндра двигателя; октановое число топлива.

Ориентировочные значения степени сжатия для ДиИЗ приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.2

Степень сжатия двигателей

Тип ДВС	Тип топливной системы	Степень сжатия ϵ
ДсИЗ	Распределенное впрыскивание топлива во впускной трубопровод	8...10
	Центральное впрыскивание топлива	7...9
	Впрыскивание топлива в цилиндр	10...12
	Карбюраторная система	6...12

Примечание: при прочих равных условиях большое значение ϵ характерны для шатровых КС, а меньше для клиновых, полуклиновых и плоскоовальных (последние применяются редко) Большое значение ϵ характерны для ДсИЗ с малыми геометрическими размерами цилиндра и большей частотой вращения.

В двигателях с искровым зажиганием ДсИЗ ϵ ограничивается по условию предупреждения появления детонации и выбор её зависит от антидетонационных свойств топлива (табл. 1.3).

Таблица 1.3 **Зависимость степени сжатия от октанового числа бензина**

Октановое число бензина	73...76	77...78	81...90	91...100	>100
Степень сжатия ϵ	6,6...7	7,1...7,5	7,6...8,5	8,6...9,5	До 12

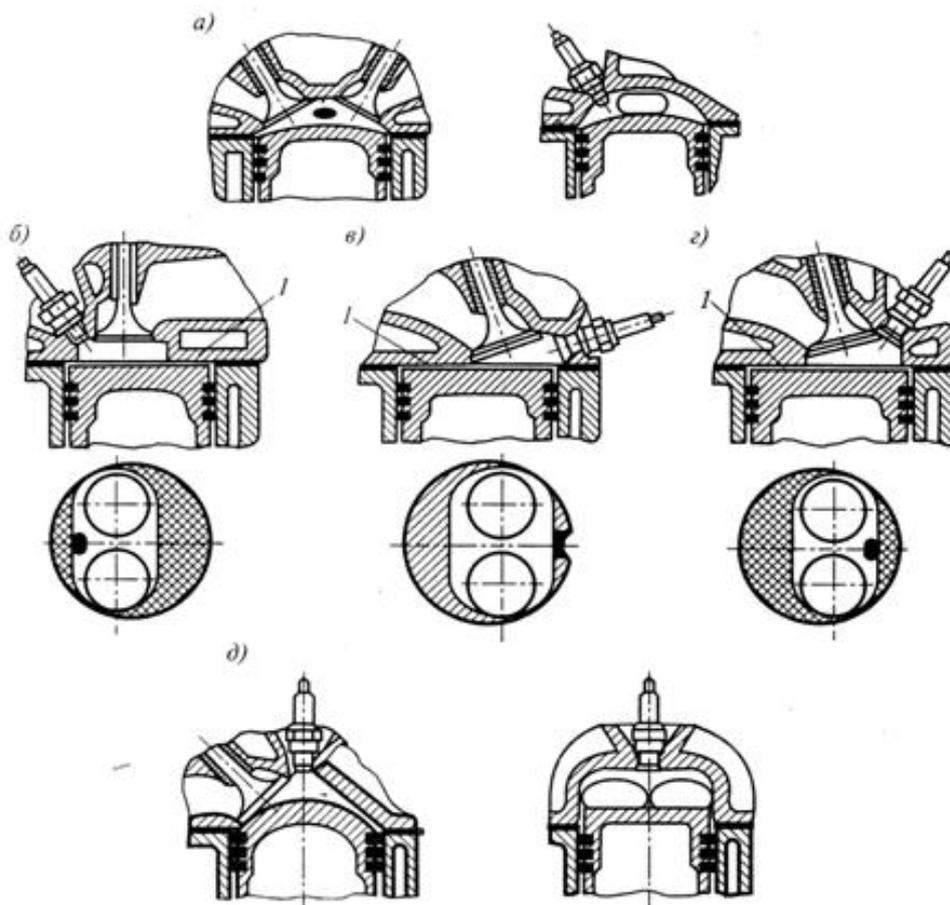


Рис. 1.6 Схемы камер сгорания двигателей с искровым зажиганием:
 а – полисферическая, б – плоскоовальная, в – клиновая, г – полуклиновкая, д – шатровая,
 1 – вытеснитель.

1.3 Состав смеси, характеризуемый коэффициентом избытка воздуха α

Топливовоздушная смесь в зависимости от режима работы двигателя имеет различное относительное содержание топлива и воздуха. Качество ТВС оценивается коэффициентом избытка воздуха α .

Коэффициент избытка воздуха α выбирают в зависимости от сорта топлива, вида смесеобразования, типа двигателя и других факторов.

Коэффициент избытка воздуха ДСИЗ.

На современных двигателях устанавливают многокамерные карбюраторы, обеспечивающие получение почти идеального состава смеси по скоростной характеристике. Возможность применения для рассчитываемого двигателя двухкамерного карбюратора с обогатительной системой и системой холостого хода позволяет получить при соответствующей регулировке как мощностной, так и экономический состав смеси. Стремление получить двигатель достаточно экономичный и с меньшей токсичностью продуктов сгорания,

которая достигается при $\alpha \approx 0,95 \dots 0,98$, позволяет принимать $\alpha = 0,96$ на основных режимах, а на режимах минимальной частоты вращения коленчатого вала $\alpha = 0,86$ (см. рис. 3.1).

Двигатели с впрыском топлива и электронным управлением могут обеспечивать еще более экономичный состав смеси с меньшей токсичностью продуктов сгорания. Это позволяет принять $\alpha = 1$ на основных режимах, на режиме минимальной частоты вращения $\alpha = 0,96$ и на режимах максимальной скорости движения автомобиля $\alpha = 0,98$ (см. рис. 3.2).

Характеристика топливовоздушной смеси.

При $\alpha = 1$ воздуха в смеси ровно столько, сколько необходимо для полного сгорания всего находящегося в нем топлива (стехиометрическая смесь).

При $\alpha < 1$ (богатая топливная смесь) воздуха меньше, чем необходимо для полного сгорания находящегося в ТВС топлива.

При $\alpha > 1$ (бедная смесь) в ТВС имеется избыток воздуха.

При номинальной мощности двигателя значения α находятся в следующих пределах:

Для ДсИЗ:

- $\alpha = 0,85 \dots 0,95$, большое значение α относятся к двигателям с лучшими условиями смесеобразования;

- $\alpha = 1$ для двигателей с трехкомпонентным нейтрализатором отработавших газов;

- $\alpha = 0,8 \dots 0,95$ для карбюраторных бензиновых двигателей;

- $\alpha = 0,8 \dots 1,05$ для бензиновых двигателей с впрыском топлива и электрическим зажиганием;

- $\alpha = 1,0 \dots 1,05$ для газовых двигателей, работающих на сжатом метановом газе;

- $\alpha = 0,9 \dots 0,95$ для газовых двигателей, работающих на сжиженном пропан - бутановом газе.

1.4 Выбор топлива

Элементный состав топлива задается в массовых долях, показывающих содержание углерода и водорода, а иногда и кислорода (g_c , g_H , g_o) в топливе, с учетом конструктивных особенностей двигателей и рекомендаций завода – изготовителя двигателей или автомобилей.

1.5 Возможный прототип двигателя и источники информации о нем

На основании исходных данных выбирается прототип, в качестве которого следует выбрать двигатель одинаковый с проектируемым по назначению, имеющий более высокие, динамические и экономические показатели среди других двигателей. Мощность проектируемого двигателя может отличаться и даже значительно, от мощности прототипа.

Необходимая мощность двигателя может быть получена путем изменений (в допустимых пределах) размеров, числа цилиндров, частоты вращения коленчатого вала, применения наддува, повышения степени сжатия, изменения формы камеры сгорания или смесеобразования и т.д.

В таблице 1.4 представлен образец (пример) основных параметров прототипа двигателя с искровым зажиганием.

Таблица 1.4 **Пример основных параметров прототипа ДсИЗ**

№	Параметр двигателя	Значение параметра двигателя
1	Тип двигателя по роду применяемого топлива	Бензиновый
2	Наличие или отсутствие наддува	Нет
3	Тип охлаждения двигателя	Жидкостное
4	Тип системы питания	Карбюраторная
5	Число клапанов на цилиндр	2
6	Тип камеры сгорания (КС)	Плоскоовальная
7	Количество цилиндров i , и их расположение	4Р
8	Тактность двигателя τ	4
9	Номинальная эффективная мощность N_e , кВт	81
10	Степень сжатия ε	8,2
11	Зависимость степени сжатия от октанового числа бензина	81...90
		7,6...8,5
12	Состав смеси, характеризуемый коэффициентом избытка воздуха α	0,86...0,96
13	Марка бензина	АИ-92
14	Частота вращения коленчатого вала n_N	4000
15	Диаметр цилиндра D	100
16	Ход поршня S	92
17	Масса двигателя, кг	172
18	Расход топлива, л/100 км	14

1.6 Устройство двигателя прототипа

В пояснительной записке КП необходимо представить поперечный и продольный разрез двигателя прототипа с указанием позиций конструктивных элементов. Описать устройство, назначение основных механизмов, узлов двигателя.

Представить назначение всех систем ДВС: системы питания, зажигания, охлаждения и смазки. Описать устройство системы питания двигателя прототипа.

1.7 Принцип работы двигателя

С учетом конструктивных особенностей двигателей с искровым зажиганием и дизельных двигателей, описать их рабочие процессы с разделением на такты.

Привести схему и порядок работы цилиндров для двигателя. Порядок работы большинства цилиндровых двигателей 1-3-4-2 реже 1-2-4-3, для шестицилиндровых порядок работы цилиндров 1-4-2-5-3-6 и восьмицилиндровых 1-5-4-2-6-3-7-8.

На рисунке 1.7 , 1.8 и 1.9 показаны схемы и порядок работы четырехцилиндрового и восьмицилиндрового двигателей.

Полуоборот коленчатого вала	Угол поворота коленчатого вала, град	цилиндр			
		1	2	3	4
Первый	0-180°	Рабочий ход	Выпуск	Сжатие	Впуск
Второй	180...360°	Выпуск	Впуск	Рабочий ход	Сжатие
Третий	360...540°	Впуск	Сжатие	Выпуск	Рабочий ход
Четвертый	540...720°	Сжатие	Рабочий ход	Впуск	выпуск

Рис. 1.7 Схема и порядок работы четырехцилиндрового двигателя (1-3-4-2)

Полуоборот коленчатого вала	Углы поворота коленчатого вала, град	цилиндр							
		1	2	3	4	5	6	7	8
первый	0...90	Раб. ход	Конец впуска	Конец выпуска	сжатие	Конец сжатия	Впуск	Выпуск	конец раб. хода
	90...180								
второй	180...270	впуск	Раб. ход	Сжатие	Раб. ход	Выпуск	Сжатие	Впуск	впуск
	270...360								
третий	360...450	впуск	выпуск	Раб. ход	Выпуск	Впуск	Раб. ход	Сжатие	Сжатие
	450...540								
четвертый	540...630	сжатие	впуск	выпуск	Впуск	сжатие	Выпуск	Раб. ход	Раб. ход
	630...720								

Рис.1.8 Схема и порядок работы восьмицилиндрового двигателя (1-5-4-2-6-3-7-8).

Полуоборот коленчатого вала	Угол поворота коленчатого вала, °	Цилиндр					
		1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	6-й
Первый	0...60	Рабочий ход	Выпуск	Впуск	Рабочий ход	Сжатие	Впуск
	60...120			Сжатие	Выпуск		
	120...180		Выпуск	Впуск	Рабочий ход	Сжатие	
	180...240	Рабочий ход		Впуск			
	240...300	Сжатие		Рабочий ход	Впуск	Выпуск	Сжатие
	300...360						
Второй	360...420	Впуск	Сжатие	Выпуск	Сжатие	Впуск	Рабочий ход
	420...480						
	480...540		Сжатие	Рабочий ход	Впуск	Сжатие	
	540...600	Впуск					Рабочий ход
	600...660			Впуск	Рабочий ход	Сжатие	
	660...710	Выпуск	Впуск				Рабочий ход

Рис. 1.9 Схема и порядок работы шестицилиндрового двигателя (1-4-2-5-3-6)

2. Расчет характеристик рабочего тела

2.1 Выбор топлива. Характеристика

Товарными топливами для поршневых ДСИЗ являются бензины, дизельные топлива, сжатые и сжиженные газы; перспективными – синтетические (преимущественно из угля и газа) и газоконденсатные топлива, водород. В качестве добавок к товарным нефтяным топливам используют спирты, эфиры, некоторые растительные масла (после соответствующей переработки).

Автомобильные бензины представляют собой смесь низкокипящих углеводородов, выкипающих в диапазоне температур 35...205°.

Основной характеристикой бензина является октановое число ОЧ (цифры в марке бензина).

Выбор марки бензина производится с учетом степени сжатия ε , необходимого октанового числа ОЧИ или ОЧМ с уточнением рекомендуемого топлива для двигателя прототипа.

Основные показатели качества различных марок бензина приведены в таблицах 2.1 и 2.2 .

Таблица 2.1 Показатели качества бензинов (ГОСТ 2084-77)

Показатели	А-76		АИ-91	АИ-93	АИ-95
	неэтилированный	этилированный	неэтилированный	неэтилированный	неэтилированный
Октановое число, не менее:					
моторный метод	76	76	82,5	85	85
исследовательский метод	Не норм.	Не норм.	91	93	95
Содержание свинца, г/дм ³	0,013	0,17	0,013	0,013	0,013
Фракционный состав:					
температура начала перегонки, °С, не ниже:					
летнего	35	35	35	35	30
зимнего	Не норм.	Не норм.	Не норм.	Не норм.	Не норм.
10% перегоняется при температуре, °С, не выше:					
летнего	70	70	70	70	75
зимнего	55	55	55	55	55
20% перегоняется при температуре, °С, не выше:					
летнего	115	115	115	115	120
зимнего	100	100	100	100	105
90% перегоняется при температуре, °С, не выше:					
летнего	180	180	180	180	180
зимнего	160	160	160	160	160
конец кипения, °С, не выше:					
летнего	195	195	205	205	205
зимнего	185	185	195	195	195
Давление насыщенных паров бензина, кПа:					
летнего, не более	66,7	66,7	66,7	66,7	66,7
зимнего	66,7...93,3	66,7..93,3	66,7..93,3	66,7..93,3	66,7..93,3
Массовая доля серы, %, не более	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
Цвет	-	Желтый	-	-	-

Таблица 2.2 Показатели качества бензинов (ГОСТ Р 51105-97)

Показатели	Нормаль-80	Регуляр-91	Премиум-95	Супер-98
Октановое число, не менее:				
моторный метод	76	82,5	85	98
исследовательский метод	80	91	95	98
Содержание свинца, мг/дм ³ , не более	0,010	0,010	-	-
содержание марганца, мг/дм ³	50	18	-	-
Массовая доля серы, %, не более	0,05	0,05	0,05	0,05
Объемная доля бензола, %, не более	5	5	5	5
Плотность при 15 °С, кг/м ³	700...750	725...780	725...780	725...780

Основным газообразным топливом является природный (естественный) газ, компонентами которого главным образом являются парафиновые углеводороды.

Природный газ используют в сжатом и сжиженном виде. В качестве топлива используют также сжиженный пропан – бутановый газ, являющийся попутным продуктом нефтепереработки и находящийся при атмосферных условиях в жидком состоянии.

В таблице 2.3 приведены составы природного газа, сжиженного газа и газа подземной газификации, а в таблице 2.4 приведены качественные показатели газообразных топлив

Таблица 2.3 Состав газов

Состав	Природный газ	Сжиженный газ		Газ подземной газификации
Метан CH ₄	До 99	-	-	1,8
Этилен	До 3,8	Не более 4	-	-
Пропилен	До 1,9	Не менее 93	Не более 4	-
Бутилен	До 0,9	Не более 3	Не менее 93	-
Этилен	До 1,2	-	Не более 3	-
N ₂	До 0,6	-	-	60...65
CO ₂	-	-	-	8...10
H ₂ S	-	-	Не более 5	0,6
O ₂	1,8	-	-	-
CO	-	-	-	10,0
H ₂	-	-	-	14,5

Таблица 2.4 Показатели качества газообразных видов топлив

Показатели	Природный газ		Сжиженный газ		Водород (газ)
	Газообразный	Жидкий	Пропан	Бутан	
Плотность, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, при $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$	0,66	423 (при $t = -161,58 \text{ }^\circ\text{C}$)	502	578	0,082
Температура, $^\circ\text{C}$: кипения (сжижения) застывания (плавления) воспламенения паров	-161,58 -182,5 650	-161,58 -182,5 537	-42 -178 504	-0,6 -135 430	-252,8 -259,2
Октановое число (исследовательский метод)	110...130	110...130	111,5	95	45...90
Низшая теплота сгорания, $N_{и}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	50	50	46	45,4	120
Теплота парообразования при $P = 0,1 \text{ МПа}$, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	-	511	420	390	-
Давление насыщенных паров при $38 \text{ }^\circ\text{C}$, МПа	-	-	1,3	0,39	-
Пределы воспламенения смеси, % (об.): бедной богатой	5 15	- -	2 11,4	1,7 10,3	4 75

2.2 Элементный состав топливовоздушной смеси

Элементный состав жидких нефтяных топлив (бензинов и дизельных) в зависимости от группового углеводородного C_xH_y состава задают массовыми долями углерода g_c и водорода g_H .

$$g_c + g_H = 1 \quad (2.1)$$

При использовании кислородосодержащих топлив $C_xH_yO_z$ (модифицированные бензины с добавкой оксигенатов, спирты, эфиры) учитывают кислород топлива:

$$g_c + g_H + g_{O_2} = 1 \quad (2.2)$$

где g_c ; g_H ; g_{O_2} - соответственно массовые доли углерода, водорода и кислорода в 1 кг топлива.

В таблице 2.5 приведены физико-химическая характеристика жидких нефтяных топлив с указанием молярной массы и элементного состава топлива.

Элементный состав газовых топлив газовое топливо представляет собой смесь различных углеводородов (горючая составляющая) и негорючего компонента, обычно азота.

Состав газообразного топлива (сжатые и сжиженные газы) определяются в объемных единицах МЗ или молях

$$\sum C_x \cdot H_y \cdot O_z + r_N = 1 \quad (2.3)$$

где r_N – молярная или объемная доля азота состав сжатого природного газа (СПГ) включают метан, группу более сложных углеводородов (этан, пропан, бутан) и не более 7% негорючих компонентов.

Сжиженные нефтяные газы (СНГ) – это горючие газы, основными компонентами в которых являются пропан C_3H_8 и бутан C_4H_{10} .

Таблица 2.5 **Физико-химическая характеристика жидких нефтяных топлив**

Показатели	Обозначение	Размерность	Бензины			
			А-76 летний	АИ-93 (А-92) летний	АИ-95 «Экстра» с МТБЭ	АИ-98
Молярная масса	μ_T	$\frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}$	106	110	110	115
Элементный состав:						
углерода	g_c		0,855	0,865	0,864	0,87
<u>водорода</u>	g_H		<u>0,145</u>	<u>0,135</u>	<u>0,133</u>	<u>0,13</u>
кислорода	g_{O_2}				0,003	-
Низшая теплота сгорания	H_n	$\frac{\text{МДж}}{\text{кг}}$	44	43,3	42,9	43
Плотность при 20 °С	ρ	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	784	755	765	725
Теплота парообразования при $P=0,1\text{МПа}$		$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	295	305	300	300
Теплоемкость жидкого топлива при $t = 20\text{°С}$	C_T	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$C_T = 1,69 \cdot \sqrt{\rho}$			

Элементный состав воздуха.

Стандартный состав сухого атмосферного воздуха принят следующим, % (об): азот – 78,08, кислород – 20,95, благородные газы – 0,94, диоксид углерода – 0,03.

Молярная масса $\mu = 28,95$ кг/кмоль, плотность при нормальных физических условиях $\rho_0 = 1,2928$ кг/м³.

Для расчетов принимается следующий состав воздуха: $r_{O_2} = 0,21$, $r_{N_2} = 0,790$, $g_{O_2} = 0,232$, $g_{N_2} = 0,768$ (вследствие малости остальных компонентов).

2.3 Низшая теплота сгорания топлива

Низшая теплота сгорания жидких топлив может быть найдена на известной формуле Д.И.Менделеева:

$$H_{и} = 34,013 \cdot g_{с} + 125,6 \cdot g_{H} - 10,89 \cdot (g_{O_2} - g_{S}) - 2,5 \cdot (9 \cdot g_{H} + g_{H_2O}) \quad (2.4)$$

где g_{H} , $g_{с}$, g_{O_2} , g_{S} , g_{H_2O} – массовые доли водорода, углерода, кислорода топлива, серы, воды в топливе.

В уравнении коэффициенты подобраны экспериментально. Величина $9 \cdot g_{H}$ соответствует массовой доле в ОГ водяного пара, образующегося при сгорании водорода, массовая доля которого в топливе равна g_{H} .

Удельная низшая теплота сгорания сжатого природного газа находится в пределах $(3,2...3,6) \cdot 10^4$ кДж/м³ (в расчетах обычно принимается $3,5 \cdot 10^4$ кДж/м³).

Низшая теплота сгорания у пропана и бутана соответственно - $45,97 \cdot 10^3$ кДж/кг и $45,43 \cdot 10^3$ кДж/кг.

2.4 Количество свежей смеси

В поршневых ДВС топливо окисляется кислородом воздуха, которое вводится в цилиндр в процессе впуска.

Минимальное количество воздуха, необходимое для полного окисления всего поданного топлива, называется стехиометрическим и определяется по следующим соотношениям:

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг жидкого топлива:

$$l_0 = \frac{1}{0,232} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot g_{с} + 8 \cdot g_{H} - g_{O_2} \right), \frac{КГВ}{КГТ} \quad (2.6)$$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot g_{с} + \frac{1}{4} \cdot g_{H} - \frac{1}{32} \cdot g_{O_2} \right), \frac{КМОЛЬ}{КГТ} \quad (2.7)$$

Действительное количество воздуха, участвующего в сгорании составляет $\alpha \cdot L_0$ в $\frac{КГВ}{КГТ}$ или $\alpha \cdot L_0$ в $\frac{КМОЛЬ}{КГТ}$.

Количество свежей смеси M_1

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{\mu_T}, \frac{КМОЛЬ_{сс}}{КГТ} \quad (2.8)$$

где μ_T – молярная масса топлива.

2.5 Состав и количество продуктов сгорания

Состав и количество продуктов сгорания рассчитывается с использованием данных о составе топлива и коэффициенте избытка воздуха α .

Расчет производится в киломолях на 1 кг топлива ($\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$)

Для ДСИЗ при $\alpha < 1$ при неполном окислении (сгорании), количество свободного водорода M_{H_2} связано с количеством оксида углерода M_{CO} соотношением $K = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}}$.

Экспериментальные данные показывают, что величин K можно приближенно выразить как функцию состава топлива $\frac{g_H}{g_C}$

$$K \approx 1,12 \cdot \sqrt{\frac{g_H}{g_C}} \quad (2.9)$$

При выполнении теплового расчета ДСИЗ рекомендуется принимать $K=0,5$.

Отдельные компоненты продуктов сгорания:

$$M_{CO_2} = \frac{g_C}{12} - 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,21 \cdot L_0, \frac{\text{кмоль } CO_2}{\text{кг } T} \quad (2.10)$$

$$M_{CO} = 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,21 \cdot L_0, \frac{\text{кмоль } CO}{\text{кг } T} \quad (2.11)$$

$$M_{H_2O} = \frac{g_H}{12} - 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,21 \cdot L_0, \frac{\text{кмоль } H_2O}{\text{кг } T} \quad (2.12)$$

$$M_{H_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,21 \cdot L_0, \frac{\text{кмоль } H_2}{\text{кг } T} \quad (2.13)$$

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot L_0, \frac{\text{кмоль } N_2}{\text{кг } T} \quad (2.14)$$

Суммарное количество продуктов сгорания в ДСИЗ:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2}, \frac{\text{кмоль}_c}{\text{кг } T} \quad (2.15)$$

2.6 Молярные и объемные доли компонентов продуктов сгорания ДСИЗ

$$r_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2}; \quad r_{CO} = \frac{M_{CO}}{M_2}; \quad r_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2}; \quad ; \quad r_{H_2} = \frac{M_{H_2}}{M_2}; \quad r_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} \quad (2.16)$$

Проверка: $\sum r_i = 1$,

$$r_{CO_2} + r_{CO} + r_{H_2O} + r_{H_2} + r_{N_2} = 1 \quad (2.17)$$

2.7 Теоретический коэффициент молярного изменения

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} \quad (2.18)$$

Для ДсИЗ $\mu_0 = 1,02 \dots 1,12$ для среднего вида топлива при $g_C = 0,855$, $g_H = 0,145$, $\mu_T = 115$.

Действительный теоретический коэффициент молярного изменения рабочего тела может быть равен $\mu_0 < 1$.

Результаты расчетов свести в таблицу 2.6.

Таблица 2.6 **Характеристики рабочего тела ДсИЗ**

Параметры	Единицы измерения	Режим эксплуатации
		n_N
Частота вращения n	МИН^{-1}	
Рабочее тело, его компоненты:		
Коэффициент избытка воздуха α		
Количество свежей смеси, M_1	$\frac{\text{кмоль}_{\text{св}}}{\text{кг Т}}$	
Количество CO_2 , M_{CO_2}	$\frac{\text{кмоль CO}_2}{\text{кг Т}}$	
Количество CO , M_{CO}	$\frac{\text{кмоль CO}}{\text{кг Т}}$	
Количество H_2O , $M_{\text{H}_2\text{O}}$	$\frac{\text{кмоль H}_2\text{O}}{\text{кг Т}}$	
Количество H_2 , M_{H_2}	$\frac{\text{кмоль H}_2}{\text{кг Т}}$	
Количество N_2 , M_{N_2}	$\frac{\text{кмоль N}_2}{\text{кг Т}}$	
Количество продуктов сгорания, M_2	$\frac{\text{кмоль}_{\text{с}}}{\text{кг Т}}$	
Теоретический коэффициент молярного изменения, μ_0		

Примечание: Режим эксплуатации двигателя – частота вращения коленчатого вала, соответственно n_N - при номинальной эффективной мощности N_e ; n_M – при максимальном крутящем моменте; n_{\min} - при режиме минимальной частоты вращения коленчатого вала.

3. Расчет процессов газообмена ДсИЗ

3.1 Параметры окружающей среды

а) При работе двигателя без наддува:
давление свежего заряда P_0 , поступающего к двигателю из атмосферы, принимается равным атмосферному давлению $P_0 \approx 0,1$ МПа.

Температура свежего заряда T_0 принимается равной температуре, атмосферного воздуха:

$$T_0 = 273 + (15 \dots 25) = (288 \dots 298), \text{ К} \quad (3.1)$$

3.2 Параметры остаточных газов

После завершения каждого цикла в цилиндре двигателя остаются продукты сгорания с давлением P_r , температурой T_r .

Значение P_r определяется давлением среды, в которую происходит выпуск отработавших газов, т.е. давлением P_0 при выпуске в атмосферу или P_k при установке на выпуске глушителя, нейтрализатора отработавших газов.

Величина давления остаточных газов P_r находится в пределах:

$$P_r = (1,05 \dots 1,25) \cdot P_0 =, \text{ МПа} \quad (3.2)$$

Большое значение P_r принимаются для двигателей с высокой частотой вращения коленчатого вала n , а также при наличии в системе выпуска нейтрализатора отработавших газов.

Ориентировочные пределы, значений P_r для четырехтактных двигателей на номинальном режиме следующие:

для ДсИЗ $0,102 \dots 0,125$ МПа.

Давление P_r увеличивается с увеличением n и увеличением сопротивление на выпуске.

Давление P_{ri} на различных скоростных режимах двигателя может быть определено по формуле:

$$P_{ri} = P_0 \cdot (1,035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot n^{-2}), \text{ МПа} \quad (3.3)$$

где

$$A_p = (P_r - P_0 \cdot 1,035) \cdot \frac{10^8}{n_N^2 \cdot P_0} \quad (3.4)$$

P_r – давление остаточных газов на номинальном режиме, МПа;

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

n_N – номинальная частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ;

A_p – коэффициент коррекции давления.

Температура отработавших газов T_r зависит от состава смеси, частоты вращения, степени сжатия и типа двигателя.

T_r уменьшается с увеличением степени сжатия ε и с уменьшением α при $\alpha < 1,0$ и при увеличении $\alpha > 1,0$ (для ДсИЗ) и уменьшением n .

При номинальном режиме температура остаточных газов T_r варьируется в пределах:

для Д с ИЗ 900...1100К
для газовых двигателей 750...1000К.

Практические рекомендации:

При постоянных значениях степени сжатия ε температура остаточных газов практически линейно возрастает с увеличением скоростного режима при $\alpha = \text{const}$, но уменьшается при обогащении смеси. Учитывая уже определенные значения n и α , можно принять значения T_r для расчетных режимов карбюраторного двигателя по рис. 3.1, а для двигателя с распределенным впрыском – по рис. 3.2 .

3.3 Процесс впуска

Процесс впуска определяется подогревом свежего заряда ΔT и плотностью заряда ρ_o , характеризуется следующими основными параметрами: давлением P_a и температурой T_a заряда в конце процесса наполнения – начала сжатия; давлением P_r и температурой T_r остаточных газов; коэффициентом остаточных газов γ_r и коэффициентом наполнения η_v .

а) подогрев свежего заряда ΔT .

Величина подогрева свежего заряда от стенок ΔT зависящая от наличия специального устройства для подогрева, от конструкции впускного трубопровода, типа системы охлаждения, быстроходности двигателя и наддува, обычно колеблется в пределах:

для ДсИЗ 0...25°С .

С целью получения хорошего наполнения двигателей на номинальных скоростных режимах принимается $\Delta T_N = 8^\circ\text{C}$ для карбюраторного двигателя и $\Delta T_N = 6^\circ\text{C}$ для двигателя с впрыском топлива.

На остальных режимах значения ΔT рассчитываются по формуле:

$$\Delta T = A_T \cdot (110 - 0,0125 \cdot n) \quad (3.5)$$

где

$$A_T = \frac{\Delta T_N}{110 - 0,0125 \cdot n_N} \quad (3.6)$$

Величина подогрева свежего заряда ΔT уменьшается с увеличением n и при распределенном впрыскивании бензина с ДиИЗ, при этом ΔT выше в ДВС с воздушным охлаждением.

б) плотность заряда на выпуске:

$$\rho_0 = \frac{P_0 \cdot 10^6}{R_B \cdot T_0} \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad (3.7)$$

где $R_B = 287$ Дж·кг·град – удельная газовая постоянная для воздуха.

в) давление рабочего тела в конце такта впуска.

Давление в конце впуска P_a определяется величиной гидравлических потерь ΔP_a во впускном трубопроводе:

$$P_a = P_0 - \Delta P_a, \text{ МПа} \quad (3.8)$$

Величина потерь давления на впуске ΔP_a зависит от скорости потока смеси $\omega_{вп}$ и сопротивления впускной системы:

$$\Delta P_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{вп}) \cdot A_n^2 \cdot n^2 \cdot \rho_0 \cdot 10^{-6}}{2}, \text{ МПа} \quad (3.9)$$

где β - коэффициент затухания скорости

$\xi_{вп}$ - коэффициент сопротивления впускной системы

$\omega_{вп}$ – средняя за процесс впуска скорость в наименьшем сечении впускного тракта, м/с²

ρ_0 - плотность заряда на впуске, кг/м³

$A_n = \frac{\omega_{вп}}{n_N}$ – коэффициент коррекции скорости.

По опытным данным в современном автомобильном двигателе при номинальном режиме:

$(\beta^2 + \xi_{вп}) = 2,5 \dots 4$ – для ДсИЗ

$\omega_{вп} = 60 \dots 120$ м/с для ДсИЗ, при этом при распределенном впрыскивании не более 85...95 м/с.

Проверка правильности определения величины P_a :

$$P_a = (0,8 \dots 0,9) \cdot P_0 - \text{для ДиСЗ} \quad (3.10)$$

Величина P_a увеличивается с уменьшением $n_{ном}$ и уменьшением сопротивления впускного тракта.

г) коэффициент остаточных газов

Коэффициент остаточных газов γ_r зависит от давления и температуры остаточных газов (P_m и T_m), подогрева заряда ΔT , температуры окружающей среды (T_o или T_k) и степени сжатия ε .

Величина коэффициента остаточных газов γ_r характеризует качество очистки цилиндра от продуктов сгорания и определяет относительное содержание их в горючей смеси.

Без учета продувки и дозарядки цилиндра

$$\gamma_{\Gamma} = \frac{(T_0 + \Delta T)}{T_{\Gamma}} \cdot \frac{P_{\Gamma}}{(\epsilon \cdot P_a - P_{\Gamma} \cdot \varphi)} \quad (3.11)$$

С учетом продувки и дозарядки цилиндра

$$\gamma_{\Gamma} = \frac{(T_0 + \Delta T)}{T_{\Gamma}} \cdot \frac{\varphi_{оч} \cdot P_{\Gamma}}{(\epsilon \cdot \varphi_{доз} \cdot P_a - \varphi_{оч} \cdot P_{\Gamma})} \quad (3.12)$$

где $\varphi_{оч}$ – коэффициент очистки,

$\varphi_{оч} = 1 \dots 0$ (при $\varphi_{оч} = 1$ продувка камеры сгорания не производится; при $\varphi_{оч} = 0$ происходит полная очистка)

$\varphi_{доз}$ – коэффициент наполняемости, учитывающий различие в теплоемкостях свежего заряда и остаточных газов.

$\varphi_{доз} = 1,00 \dots 1,02$ – ненастроенных впускных систем;

$\varphi_{доз} = 1,03 \dots 1,06$ – для настроенных впускных систем.

Для ДсИЗ с распределительным впрыскиванием топлива

$\varphi_{доз} = 1,03 \dots 1,15$

φ = коэффициент, учитывающий различие в теплоемкостях свежего заряда и остаточных газов.

Значение коэффициента φ зависит от коэффициента α .

Таблица 3.1 **Значение коэффициента φ**

Тип двигателя	ДсИЗ			
Коэффициент избытка воздуха α	0,8	0,9	1,0	1,2
Коэффициент φ	1,13	1,15	1,17	1,14

Практические рекомендации:

При определении γ_{Γ} для карбюраторного двигателя без наддува принимается коэффициент очистки $\varphi_{оч} = 1$, а коэффициент дозарядки на номинальном скоростном режиме - $\varphi_{доз} = 1,10$, что вполне возможно получить при подборе угла опаздывания закрытия впускного клапана в пределах $30^\circ \dots 60^\circ$. При этом на максимальном скоростном режиме ($n = 1000 \text{ мин}^{-1}$) возможен обратный выброс в пределах 5%, т.е. $\varphi_{доз} = 0,95$.

На остальных режимах значения $\varphi_{доз}$ можно поучить при n_N (см. рис. 3.1) для карбюраторного двигателя. Для двигателя с впрыском топлива и электронным управлением при n_N , n_{\min} и n_{\max} можно принять значения $\varphi_{доз}$ по рис. 3.2.

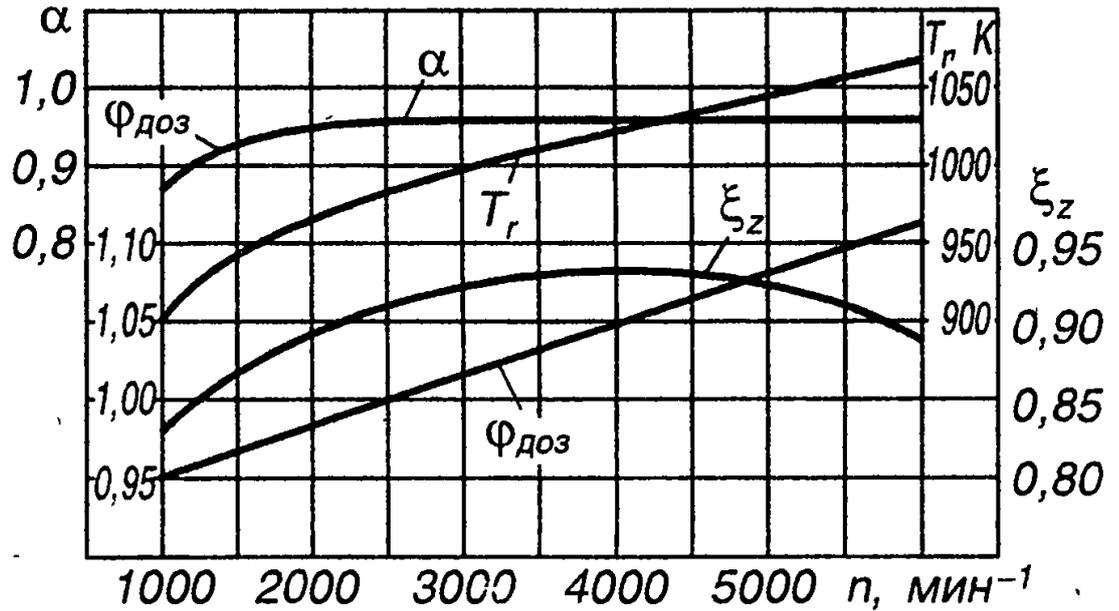


Рис. 3.1 Исходные параметры для теплового расчета карбюраторных двигателей.

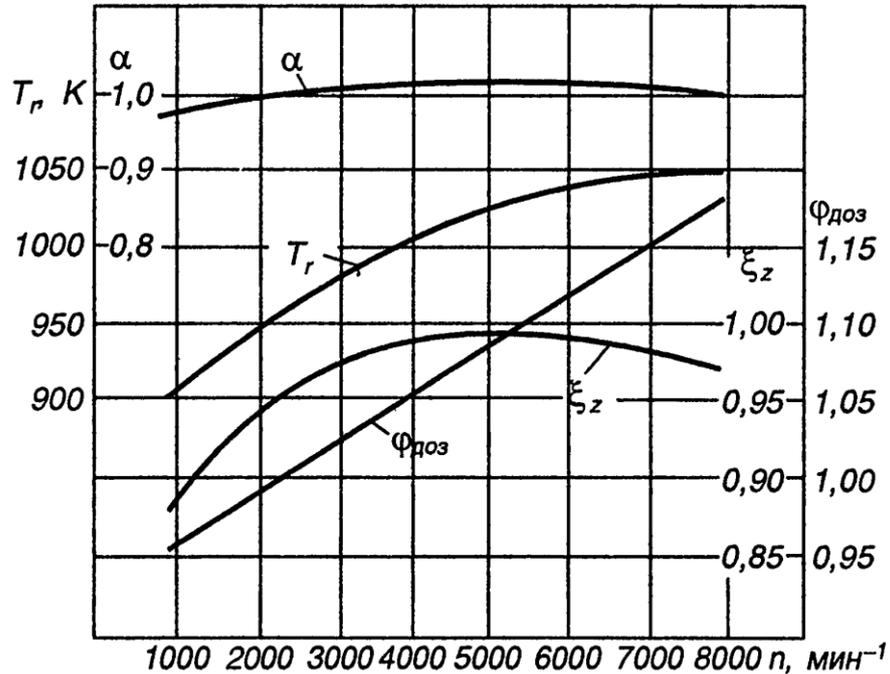


Рис. 3.2 Исходные параметры для теплового расчета двигателя с распределенным впрыском топлива.

д) Температура в конце впуска.

Температура заряда в конце впуска T_a зависит от температуры на входе T_0 , а также от подогрева заряда во впускном трубопроводе ΔT и его подогрева в цилиндре от остаточных газов γ_r и T_r .

Без учета продувки и дозарядки цилиндра:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ К} \quad (3.13)$$

С учетом продувки и дозарядки цилиндра:

$$T_a = \frac{(T_0 + \Delta T + \varphi_{\text{доз}} \cdot \gamma_r \cdot T_r)}{1 + \varphi_{\text{доз}} \cdot \gamma_r}, \text{ К} \quad (3.14)$$

ж) коэффициент наполнения.

Коэффициент наполнения η_v характеризует качество процесса впуска и представляет собой поправку, учитывающую отклонения условий внутри цилиндра от условий на впуске в двигатель.

Без учета продувки и дозарядки цилиндра.

$$\eta_v = \frac{T_0 \cdot (\varepsilon \cdot P_a - \varphi \cdot P_r)}{(T_0 + \Delta T) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot P_0}, \quad (3.15)$$

С учетом продувки и дозарядки цилиндра

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{P_0} \cdot (\varphi_{\text{доз}} \cdot \varepsilon \cdot P_a - \varphi_{\text{оч}} \cdot P_r), \quad (3.16)$$

В таблице 3.2 приведены ориентировочные параметры процессов газообмена.

Таблица 3.2 Ориентировочные параметры процессов газообмена

параметры	ДсИЗ без наддува		
	карбюраторные	Центральное впрыскивание	Распределенное впрыскивание
γ_r	0,04...0,082	0,06...0,1	0,03...0,06
P_r , МПа	0,105...0,120	0,105...0,120	0,105...0,125
T_r , К	900...1100	900...1000	900...1000
η_v	0,70...0,90	0,75...0,82	0,80...0,96
P_a , МПа	0,085...0,09	0,08...0,09	0,085...0,095
ΔT , К	0...25	0...25	0...25
T_a , К	320...370	325...360	310...340

4. Расчет процесса сжатия

4.1 Давление. Температура рабочего тела

Процесс сжатия характеризуется давлением P_c и температурой T_c рабочего тела в конце процесса.

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1}, \text{ МПа} \quad (4.1)$$

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1-1}, \text{ МПа} \quad (4.2)$$

где n_1 – показатель политропы сжатия;

P_a - давление газов конца впуска, МПа;

T_a - температура конца впуска, К.

Значение n_1 может быть определено по номограмме рис. 4.1. следующим образом. Через принятое значение степени сжатия ϵ проводится ордината до пересечения с соответствующей кривой температур T_a . Через полученную точку пересечения проводят линию, параллельную оси абсцисс, до пересечения с осью ординат, на которой нанесены в масштабе значения показателя адиабаты сжатия k_1 .

Показатель адиабаты k_1 служит ориентиром для уточнения при выборе n_1 , исключая грубые ошибки и вследствие искажения теплообмена между сжимаемым зарядом и стенками цилиндра.

Практические рекомендации выбора показателей политропы n_1 сжатия:

При выборе значения показателя политропы n_1 сжатия следует иметь в виду, что все факторы, способствующие усилению теплоотдачи от заряда к стенкам цилиндра и камеры сгорания, а также утечки рабочего тела через кольца и клапаны уменьшают значение n_1 . Аналогично все факторы, уменьшающие теплоотдачу от заряда и усиливающие теплоотдачу от заряда усиливающие подвод к нему теплоты, увеличивают n_1 .

Значение n_1 возрастает с увеличением частоты вращения коленчатого вала вследствие уменьшения времени теплообмена со стенками и повышения температуры деталей цилиндропоршневой группы, а также вследствие уменьшения утечек заряда.

Бóльшие значения n_1 характерны для двигателей с воздушным охлаждением. Меньшие значения n_1 характерны двигателям с жидкостным охлаждением, а также для двигателей с поршнями и головками цилиндров из алюминиевых сплавов, которые обеспечивают более интенсивную теплоотдачу.

Уменьшение относительной поверхности охлаждения снижает теплоотдачу от заряда и увеличивает n_1 следовательно, значение n_1 больше:

- ❖ в двигателях с большими геометрическими размерами и в короткоходных ДВС;
- ❖ в ДсИЗ с шатровыми, полусферическими и полисферическими камерами сгорания, с увеличением степени сжатия ε ДВС;
- ❖ повышается температура рабочего тела и увеличивается отвод теплоты от него;
- ❖ увеличивается относительная поверхность охлаждения;
- ❖ повышается температура рабочего тела, что, в свою очередь, увеличивает разность температур газов и стенок, способствуя тем самым усилению теплоотвода в стенки;
- ❖ увеличивается теплоемкость рабочего тела, что, в свою очередь, уменьшает значение показателя политропы сжатия n_1 ;
- ❖ увеличиваются утечки рабочего тела через зазоры в цилиндропоршневой группе вследствие увеличения давления.

Все вышеперечисленные факторы приводят к тому, что с увеличением степени сжатия ε средний показатель политропы n_1 уменьшается.

Для ДсИЗ при расчете параметров процесса сжатия значение показателя n_1 можно принять $n_1 = (k_1 - 0,01) \dots (k_1 - 0,04)$ или в пределах $n_1 = 1,34 \dots 1,38$.

4.2 Средняя молярная теплоёмкость тел в конце сжатия

а) средняя молярная теплоёмкость свежей смеси (заряда):

$$(mC_V)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c \quad (4.3)$$

где $t_c = T_c - 273^\circ\text{C}$

б) средняя молярная теплоёмкость остаточных газов

$(mC_V'')_{t_0}^{t_c}$ - определяется методом интерполяции по таблице

4.1 с учетом t_c и коэффициента избытка воздуха α .

Практические рекомендации:

Предположим, что по результатам предыдущих расчетов карбюраторного двигателя:

Исходные данные:

$$T_c = 755 \text{ K}, t_c = 755 - 273 = 482^\circ\text{C}, \alpha = 0,96$$

средняя молярная теплоёмкость остаточных газов (при $t_c = 400^\circ\text{C}$)

$$(mC_v'')_{t_0}^{400} = 23,586 + (23,712 - 23,586) \cdot \frac{0,01}{0,05} = 23,611 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}$$

где 23,586 и 23,712 – значение теплоемкости продуктов сгорания при $t_c = 400^\circ\text{C}$ соответственно при $\alpha = 0,95$ и $\alpha = 1$, взятые по таблице 4.1.

средняя молярная теплоёмкость остаточных газов (при $t_c = 500^\circ\text{C}$)

$$(mC_v'')_{t_0}^{500} = 24,014 + (24,150 - 24,014) \cdot \frac{0,01}{0,05} = 24,041 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}$$

где 24,014 и 24,150 – значение теплоемкости продуктов сгорания при $t_c = 500^\circ\text{C}$ соответственно при $\alpha = 0,95$ и $\alpha = 1, 0$, взятые по таблице 4.1.

Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания при $t_c = 482^\circ\text{C}$ и $\alpha = 0,96$

$$(mC_v'')_{t_0}^{t_c} = 23,611 + (24,041 - 23,611) \cdot \frac{82}{100} = 23,964 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}$$

ДСИЗ с распределенным впрыском бензина:

Исходные данные:

$$\alpha = 1,0; T_c = 793 \text{ K}; t_c = 793 - 273 = 520^\circ\text{C}$$

средняя молярная теплоёмкость остаточных газов

$$(mC_v'')_{t_0}^{t_c} = 24,150 + (24,586 - 24,150) \cdot \frac{20}{100} = 24,237 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}$$

в) средняя молярная теплоёмкость рабочей смеси:

$$(mC_v')_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot [(mC_v)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r \cdot (mC_v'')_{t_0}^{t_c}] \quad (4.4)$$

для карбюраторного двигателя:

$$(mC_v')_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + 0,0495} [21,872 + 0,0495 \cdot 23,964] = 21,971 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}$$

При расчете принят коэффициент остаточных газов $\gamma_r = 0,0495$ для двигателя с впрыском топлива:

При расчете принят коэффициент остаточных газов $\gamma_r = 0,0325$

$$(mC_v')_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + 0,0325} [21,972 + 0,0325 \cdot 24,237] = 22,044 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}$$

4.3 Число молей газов

Число молей газов определяется по формуле:

$$M_{\Gamma} = \alpha \cdot \gamma_{\Gamma} \cdot L_0, \text{ кмоль} \quad (4.5)$$

Число молей газов в конце сжатия до сгорания:

$$M_c = M_1 + M_{\Gamma}, \text{ кмоль} \quad (4.6)$$

Ориентировочные значения показателя политропы и параметров конца сжатия приведены в таблице 4.1 .

Таблица 4.1 **Показатели политропы и параметры конца сжатия.**

Параметры	ДсИЗ
n_1	1,34 ... 1,38
P_c , МПа	1,4 ... 2,6
T_c , К	650 ... 850

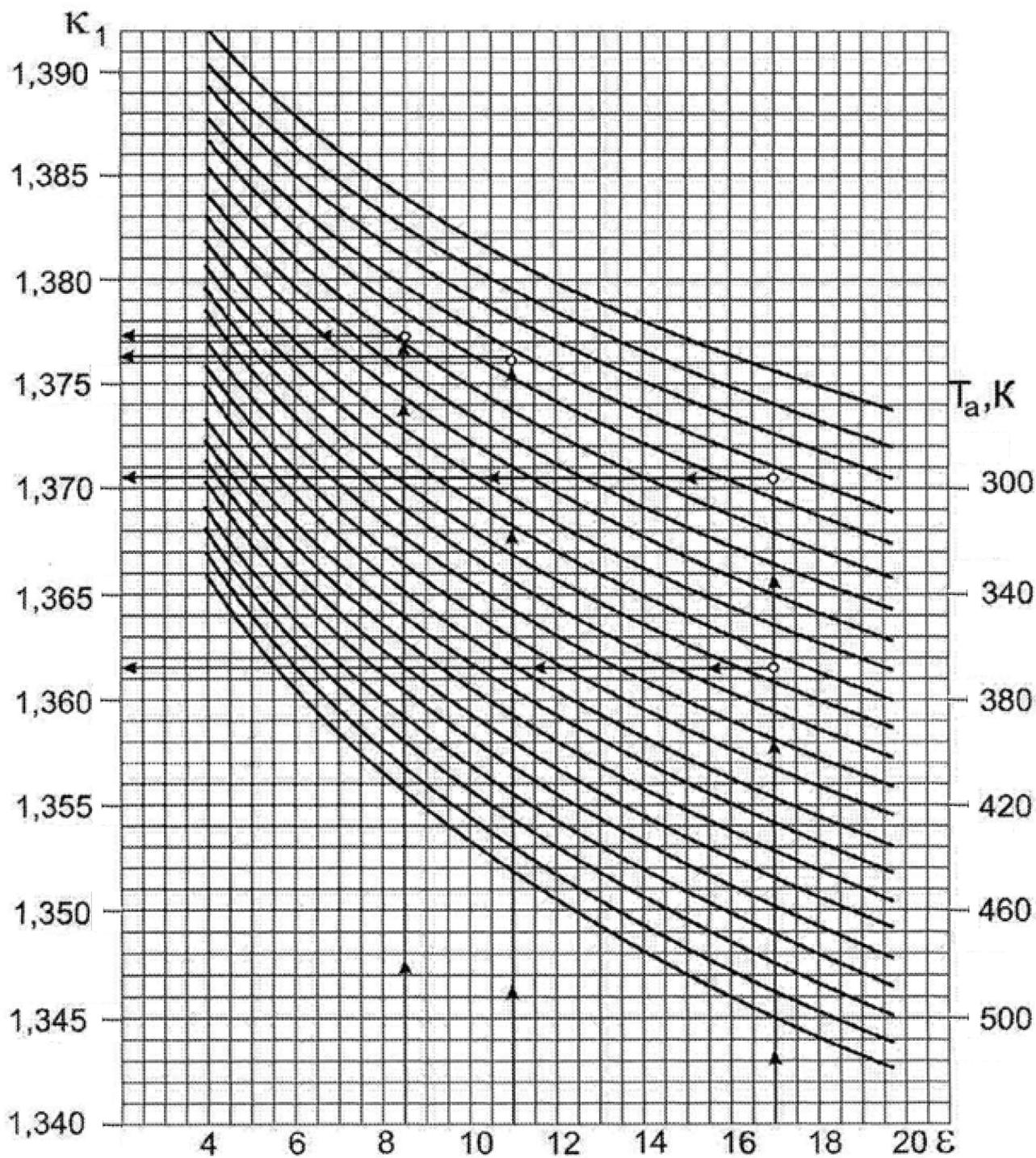


Рис. 4.1 Номограмма для определения показателя адиабаты сжатия k_1

Таблица 4.2 Средние молярные теплоемкости газов для бензиновых двигателей.

Температура, С	Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град), бензина при α											
	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
0	21,683	21,786	21,880	21,966	22,046	22,119	22,187	22,123	22,065	22,011	21,962	21,916
100	22,902	22,031	22,149	22,257	22,356	22,448	22,533	22,457	22,388	22,325	22,266	22,216
200	22,140	22,292	22,431	22,559	22,676	22,784	22,885	22,796	22,722	22,650	22,584	22,523
300	22,445	22,618	22,776	22,921	23,055	23,173	23,293	23,200	23,115	23,036	22,964	22,898
400	22,777	22,968	23,143	23,303	23,450	23,586	23,712	23,613	23,521	23,437	23,360	23,289
500	23,138	23,345	23,534	23,707	23,867	24,014	24,150	24,045	23,948	23,859	23,777	23,702
600	23,507	23,727	23,929	24,113	24,284	24,440	24,586	24,475	24,373	24,280	24,193	24,114
700	23,882	24,115	24,328	24,523	24,702	24,868	25,021	24,905	24,798	24,700	24,610	24,527
800	24,249	24,493	24,715	24,919	25,107	25,280	25,441	25,319	25,208	25,106	25,012	24,925
900	24,608	24,861	25,092	25,304	25,500	25,680	25,847	25,720	25,604	25,498	25,400	25,309
1000	24,949	25,211	25,449	25,668	25,870	26,056	26,229	26,098	25,977	25,867	25,766	25,672
1100	25,276	25,545	25,791	26,016	26,224	26,415	26,593	26,457	26,333	26,219	26,114	26,016
1200	25,590	25,866	26,118	26,349	26,562	26,758	26,940	26,800	26,672	26,554	26,446	26,345
1300	25,887	26,168	26,426	26,662	26,879	27,080	27,265	27,121	26,989	26,868	26,757	26,653
1400	26,099	26,456	26,719	26,959	27,180	27,385	27,574	27,426	27,291	27,166	27,051	26,945
1500	26,436	26,728	26,995	27,240	27,465	27,673	27,866	27,714	27,575	27,447	27,330	27,221
1600	26,685	26,982	27,253	27,501	27,729	27,941	28,136	27,981	27,836	27,708	27,588	27,477
1700	26,924	27,225	27,499	27,751	27,983	28,197	28,395	28,236	28,091	27,958	27,835	27,722
1800	27,147	27,451	27,728	27,983	28,218	28,434	28,634	28,473	28,324	28,188	28,063	27,948
1900	27,359	27,667	27,948	28,205	28,442	28,661	28,836	28,698	28,548	28,409	28,282	28,164
2000	27,559	27,870	28,153	28,413	28,652	28,873	29,078	28,910	28,757	28,616	28,487	28,367
2100	27,752	28,065	28,351	28,613	28,854	29,077	29,283	29,113	28,958	28,815	28,684	28,562
2200	27,935	28,251	28,539	28,803	29,046	29,270	29,478	29,306	29,148	29,004	28,870	28,747
2300	28,104	28,422	28,712	28,987	29,223	29,449	29,658	29,484	29,324	29,177	29,042	28,917
2400	28,268	28,588	28,879	29,147	29,394	29,621	29,832	29,655	29,494	29,345	29,209	29,082
2500	28,422	28,744	29,037	29,305	29,553	29,782	29,993	29,815	29,652	29,502	29,364	29,236
2600	28,570	28,892	29,187	29,458	29,706	29,936	30,149	29,969	29,804	29,653	29,513	29,384
2700	28,711	29,036	29,332	29,604	29,854	30,085	30,298	30,116	29,950	29,797	29,657	29,527
2800	28,847	29,173	29,470	29,743	29,994	30,226	30,440	30,257	30,090	29,936	29,794	29,663

5. Расчет процесса сгорания

5.1 Молярные изменения смесей

Теоретический коэффициент молекулярного изменения рабочего тела μ_0 рассчитан в разделе 2 (см. таблицу 2.6).

Число молей газов после сгорания:

$$M_z = M_2 + M_r, \quad \text{кмоль} \quad (5.1)$$

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = \frac{M_z}{M_c} = M_2 + \frac{M_r}{M_1} + M_r = \mu_0 + \frac{\gamma_r}{1+\gamma_r} \quad (5.2)$$

значения μ в зависимости от α находятся в следующих пределах:

$$\mu = 1,02 \dots 1,12$$

5.2 Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания при постоянном объеме

Для расчетов рабочих процессов двигателей обычно пользуются средними молярными теплоемкостями при постоянном объеме mC_v и при постоянном давлении mC_p .

При неполном сгорании топлива ($\alpha < 1$) продукты сгорания состоят из смеси углекислого газа CO_2 , окиси углерода CO , водяного пара H_2O , свободного водорода H_2 и азота N_2 (см. таблицу 2.6)

Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания:

при $\alpha < 1$ и

$$(mC_v'')_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} \cdot [M_{CO_2} \cdot (mC_v''_{CO_2})_{t_0}^{t_z} + M_{CO} \cdot (mC_v''_{CO})_{t_0}^{t_z} + M_{H_2O} \cdot (mC_v''_{H_2O})_{t_0}^{t_z} + M_{H_2} \cdot (mC_v''_{H_2})_{t_0}^{t_z} + M_{N_2} \cdot (mC_v''_{N_2})_{t_0}^{t_z}], \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}} \quad (5.3)$$

где t_0 – температура, равная 0°C ;

t_z – температура смеси в конце видимого сгорания.

При полном сгорании топлива при $\alpha > 1$ продукты сгорания состоят из смеси углекислого газа CO_2 , водяного пара H_2O , азота N_2 и кислорода O_2 .

При $\alpha = 1$ продукты сгорания состоят из смеси углекислого газа CO_2 водяного пара H_2O и азота N_2 , и возможно O_2 , отсутствует окись углерода CO , водород H_2 .

$$\begin{aligned}
 (mC_V'')_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} \cdot [M_{CO_2} \cdot (mC_V''_{CO_2})_{t_0}^{t_z} + M_{H_2O} \cdot (mC_V''_{H_2O})_{t_0}^{t_z} + M_{N_2} \cdot (mC_V''_{N_2})_{t_0}^{t_z} + \\
 + M_{O_2} \cdot (mC_V''_{O_2})_{t_0}^{t_z}], \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}
 \end{aligned}
 \tag{5.4}$$

Средние молярные теплоемкости отдельных газов при постоянном объеме определяются по формулам (таблица 5.1) для интервала температур 1501...2800 °С.

Таблица 5.1 **Теплоемкости отдельных газов**

Наименование газа	Формулы для определения средних молярных теплоемкостей отдельных газов при постоянном объеме, $\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}$, для интервала температур 1501...2800 °С
Азот N ₂	$mC_{V_{N_2}} = 21,951 + 0,001457 \cdot t$
Водород H ₂	$mC_{V_{H_2}} = 19,678 + 0,001758 \cdot t$
Оксид углерода CO	$mC_{V_{CO}} = 22,490 + 0,001430 \cdot t$
Углекислый газ CO ₂	$mC_{V_{CO_2}} = 39,123 + 0,003349 \cdot t$
Водяной пар H ₂ O	$mC_{V_{H_2O}} = 26,670 + 0,004438 \cdot t$
Кислород O ₂	$mC_{V_{O_2}} = 23,723 + 0,001550 \cdot t$
Воздух	$mC = 22,387 + 0,001449 \cdot t$

В связи с тем, что при определении параметров процесса сжатия были установлены средние молярные значения теплоемкостей свежей смеси (воздуха), остаточных газов и рабочей смеси на конец данного процесса, то при расчете средней молярной теплоемкости продуктов сгорания по формулам (5.3) и (5.4) их значения можно не учитывать.

Поэтому определение средней молярной теплоемкости продуктов сгорания производят по формулам (5.5) и (5.6) с учетом средних молярных теплоемкостей газов, согласно таблицы 5.1 .

При $\alpha < 1$

$$(mC''_V)_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} \cdot [M_{CO_2} \cdot (39,123 + 0,003349 \cdot t_z) + M_{CO} \cdot (22,49 + 0,001430 \cdot t_z) + M_{H_2O} \cdot 26,67 + 0,004438 \cdot t_z + M_{H_2} \cdot 19,678 + 0,001758 \cdot t_z + M_{N_2} \cdot (21,951 + 0,001457 \cdot t_z)], \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}} \quad (5.5)$$

При $\alpha \geq 1$

$$(mC''_V)_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} \cdot [M_{CO_2} \cdot (39,123 + 0,003349 \cdot t_z) + M_{H_2O} \cdot (26,67 + 0,004438 \cdot t_z) + M_{N_2} \cdot 21,951 + 0,001457 \cdot t_z + M_{O_2} \cdot 223,723 + 0,001550 \cdot t_z], \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}} \quad (5.6)$$

5.3 Количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания

Химическая неполнота сгорания имеет место из-за недостатка кислорода при $\alpha < 1$

$$\Delta H = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0, \frac{\text{кДж}}{\text{М}} \quad (5.7)$$

где L_0 - теоретически необходимое количество воздуха в киломолях для сгорания 1 кг топлива.

5.4 Теплота сгорания рабочей смеси (тела)

$$H_{\text{раб.см.}} = \frac{H_u - \Delta H}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)}, \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{раб.см.}} \quad (5.8)$$

где H_u - низшая теплота сгорания, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

5.5 Максимальная температура газов t_z в конце видимого процесса сгорания

$$\xi_z \cdot H_{\text{раб.см.}} + (mC'_V)_0^{t_z} \cdot t_c = \mu \cdot (mC''_V)_{t_0}^{t_z} \cdot t_z \quad (5.9)$$

где ξ_z - коэффициент использования теплоты;

$H_{\text{раб.см.}}$ - теплота сгорания рабочей смеси.

Коэффициент использования теплоты зависит от совершенства организации процессов смесеобразования и сгорания топлива. Он повышается за счет снижения потерь теплоты газов в стенки цилиндра и неплотности между поршней и цилиндром, а при увеличении скоростного режима снижается. Для двигателей с искровым зажиганием $\xi_z = 0,7 \dots 0,95$. При проведении расчетов значение данного коэффициента бале точно можно определить для карбюраторного двигателя и двигателя с распределенным впрыском соответственно по рисункам 3.1 и 3.2.

В уравнения сгорания (5.10) входят две неизвестные величины: максимальная температура сгорания t_z и теплоемкость продуктов сгорания $(mC_V'')_{t_0}^{t_z}$. При подставке в уравнение (5.10) величин определенных по формуле (5.5) или (5.6).

Получим уравнение:

$$A \cdot t_z^2 + B \cdot t_z + C = 0 \quad (5.10)$$

где A, B и C – неизвестные коэффициенты.

Решая уравнение (5.) получим:

$$t_z = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}, \text{ град.} \quad (5.11)$$

Температура газов в конце видимого процесса сгорания.

$$T_z = 273 + t_z, \text{ К} \quad (5.12)$$

5.6 Давление в конце процесса сгорания

Теоретическое давление в конце процесса сгорания:

$$P_{zT} = \frac{P_c \cdot \mu \cdot T_z}{T_c}, \text{ МПа} \quad (5.13)$$

Действительное давление в конце процесса сгорания:

$$P_{zd} = 0,85 \cdot P_z, \text{ МПа} \quad (5.14)$$

Таблица 5.2

Ориентировочные расчетные значения основных параметров процесса в ДсИЗ.

Параметры	Числовые значения
<u>Карбюратор</u> ξ_z	0,83...0,93
<u>Впрыск</u> ξ_z	0,86...0,98
P_z , МПа	3,5...8,0
T_z , К	2400...2900

6. Расчет параметров процесса расширения

В результате процесса расширения тепловая энергия топлива преобразуется в механическую энергию.

В реальных двигателях расширение протекает по сложному закону, зависящему от теплообмена между газами и окружающими стенками, величины подвода теплоты в результате догорания горючей смеси и восстановления продуктов диссоциации, утечки газа через неплотности, уменьшения теплоемкости продуктов сгорания вследствие понижения температуры при расширении, уменьшения количества газов в связи с началом выпуска (предварительное открытие выпускных клапанов).

6.1 Давление и температура

Давление и температура газов в конце расширения определяется по формулам политропного процесса:

$$P_b = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}}, \text{ МПа} \quad (6.1)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}, \text{ К} \quad (6.2)$$

где n_2 – показатель политропы.

Учитывая, что по опытным данным величина среднего показателя политропы расширения n_2 незначительно отличается от показателя адиабаты k_2 , как правило, в меньшую сторону, при расчетах двигателей величину n_2 можно оценивать по величине k_2 соответствующих значений ε, α и T_z , т.е. $n_2 \approx k_2$ средний показатель адиабаты k_2 определяется по номограмме рис. 6.1. с учетом значения ε, T_z и α . Для нахождения значения k_2 при заданном α необходимо: провести вертикальную линию при фиксированном значении ε , определить положение горизонтальной линии соответствующей температуры T_z и параллельно провести линию вспомогательным кривым, до вертикали соответствующей заданному значению α , а затем из полученной точки провести горизонтальную линию до пересечения с ординатой k_2 .

6.2 Проверка ранее принятой температуры остаточных газов T_r

В начале расчета процесса выпуска задаются параметры процесса выпуска давления P_r и температура T_r .

При проектировании двигателя стремятся уменьшить величину P_r , чтобы избежать возрастания насосных потерь и коэффициента остаточных газов. Кроме того, увеличение давления выпуска уменьшает коэффициент накопления, ухудшает процесс сгорания и повышает температуру и количество остаточных газов.

Правильность и точность выбора величины давления и температуры остаточных газов P_r и T_r проверяется по формуле:

$$T_r' = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}} \quad (6.3)$$

Погрешность:

$$\Delta = \frac{(T_r - T_r')}{T_r} \cdot 100\% \quad (6.4)$$

Если это отклонение больше 3...5%, то необходимо изменить заданные значения P_r и T_r и повторить расчет.

Ориентировочные значения показателя поли тропы и параметров конца процесса расширения приведены в таблице 6.1.

Таблица 6.1 **Показатели политропы и параметры конца расширения**

Параметры	ДсИЗ
n_2	1,23...1,30
P_b , МПа	0,35...0,60
T_b , К	1200...1700

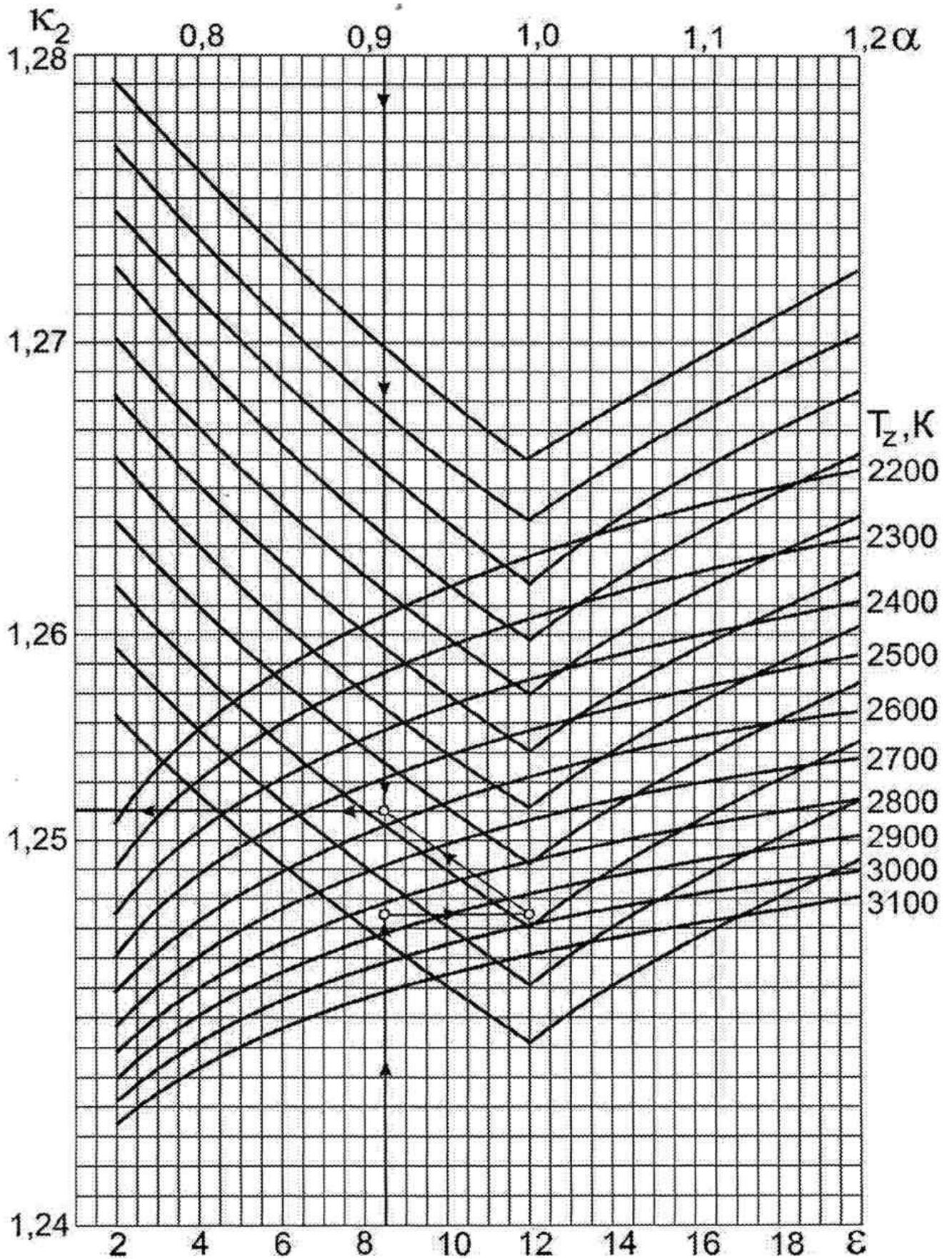


Рис. 6.1 Номограмма для определения показателя адиабаты расширения k_2 для бензинового двигателя.

7. Определение индикаторных показателя двигателя

Рабочий цикл двигателя внутреннего сгорания характеризуется средним индикаторным давлением P_i , индикаторной мощностью N_i , индикаторным КПД η_i и индикаторным удельным расходам жидкого топлива g_i .

7.1 Среднее индикаторное давление

Для бензиновых двигателей, работающих по циклу с подводом теплоты при $V = const$, теоретическое среднее индикаторное давление для нескругленной индикаторной диаграммы

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{\ln 2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \text{ МПа} \quad (7.1)$$

λ – степень повышения давления;

$$\lambda = \frac{P_{zT}}{P_c} \quad (7.2)$$

Среднее индикаторное давление P_i действительного цикла отличается от значения P_i' на величину, пропорциональную уменьшению расчетной диаграммы за счет ее скругления.

Действительное среднее индикаторное давление рассчитывается с учетом коэффициента полноты индикаторной диаграммы и средних насосных потерь на газообмен.

$$P_i = P_i' \cdot \varphi_{\text{пд}} - \Delta P_i, \text{ МПа} \quad (7.3)$$

где $\varphi_{\text{пд}}$ – коэффициент полноты индикаторной диаграммы;

ΔP_i – среднее давление насосных потерь на газообмен.

$$\Delta P_i = P_r - P_a, \quad (7.4)$$

Значение коэффициента полноты $\varphi_{\text{пд}}$ для ДсИЗ приведены в таблице 7.1.

Таблица 7.1 **Значение коэффициента полноты $\varphi_{\text{пд}}$**

Тип двигателя и особенности смесеобразования	Значение $\varphi_{\text{пд}}$
ДсИЗ с распределенным впрыскиванием бензина $\varepsilon = (9 \dots 11)$ $n = 4000 \dots 5600 \text{ мин}^{-1}$	0,94 ... 0,98
ДсИЗ с центральным впрыскиванием бензина, карбюраторные	0,92 ... 0,95 ... 0,97

При работе на полной нагрузке величина P_i достигает:

Для бензиновых двигателей ДсИЗ 0,6 ... 1,4 МПа;

Для бензиновых форсированных двигателей до 1,6 МПа .

7.2 Индикаторная мощность

Индикаторная мощность двигателя N_i – это работа, совершаемая газами внутри цилиндра в единицу времени. Для многоцилиндрового двигателя:

$$N_i = \frac{P_i V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau}, \text{ кВт} \quad (7.5)$$

где P_i – среднее индикаторное давление, МПа;

V_h – рабочий объем одного цилиндра, л (дм³);

i – число цилиндров;

n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹;

τ – число тактов.

7.3 Индикаторный КПД

Индикаторный КПД (η_i) характеризует степень использования в действительном цикле теплоты топлива для получения полезной работы и представляет собой отношение теплоты, эквивалентной индикаторной работе цикла, ко всему количеству теплоты, внесенной в цилиндр с топливом.

Индикаторный КПД:

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{H_u \cdot \rho \cdot \eta_v}, \quad (7.6)$$

где P_i – среднее индикаторное давление, МПа;

l_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг. жидкого топлива, $\frac{\text{кг.в}}{\text{кг.т}}$;

H_u – низкая теплота сгорания топлива $\frac{\text{МДж}}{\text{кг.т}}$;

α – коэффициент избытка воздуха;

ρ – плотность воздуха, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

η_v – коэффициент накопления.

В современных автомобильных двигателях, работающих на номинальном режиме КПД .

Для карбюраторных двигателей $\eta_i = 0,26 \dots 0,40$.

Для двигателей с электронным впрыском топлива $\eta_i = 0,30 \dots 0,45$.

Для газовых двигателей $\eta_i = 0,28 \dots 0,35$.

7.4 Индикаторный удельный расход топлива g_i

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot H_u} ; \frac{\text{г}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}} \quad (7.7)$$

Удельные расходы топлива на номинальном режиме:

Для двигателей с электронным впрыскиванием топлива $g_i = 180 \dots 290 \frac{\text{г}}{(\text{кВт}\cdot\text{ч})}$

Для карбюраторных двигателей $g_i = (210 \dots 320) \frac{\text{г}}{(\text{кВт}\cdot\text{ч})}$.

8. Определение эффективных показателей двигателей (ДсИЗ)

Параметры, характеризующие работу двигателя, отличаются от индикаторных наличием необходимых затрат полезной работы на преодоление различных механических сопротивлений (трение в кривошипно – шатунном механизме, приведение в действие вспомогательных механизмов и нагнетателя и др.) и на совершение процессов впуска и выпуска.

Механические потери. Потери на преодоление различных сопротивлений оценивают величиной мощности механических потерь или величиной работы, соответствующей мощности механических потерь, отнесенной к единице рабочего объема цилиндра.

8.1 Среднее давление механических потерь

Среднее давление механических потерь в двигателе определяется по эмпирическим формулам с учетом числа цилиндров и отношение S/D при полностью открытом дросселе.

$$P_m = a + b \cdot C_n, \text{ МПа} \quad (8.1)$$

где C_n – средняя скорость поршня за один его ход м/с;

a, b – постоянные коэффициенты, зависящие от типа двигателя и имеющие соответственно размер МПа и МПа · с/м.

Величина C_n применяется по статистическим данным по прототипу или вычисляется, если ориентировочно известен ход поршня S и частота вращения n .

$$C_n = \frac{S \cdot n}{30 \cdot 1000}, \text{ м/с} \quad (8.2)$$

Примерные значения средней скорости поршня C_n для различных типов двигателей на номинальном режиме приведены в таблице 8.1.

Таблица 8.1 **Значение средней скорости поршня**

Тип двигателя	$n_N, \text{ мин}^{-1}$	$C_n, \text{ м/с}$
Бензиновые двигатели грузовых автомобилей	3000 ... 3500	8,0 ... 10,5
Бензиновые двигатели легковых автомобилей	4000 ... 6000	10,0 ... 15,0

Значение коэффициентов a и b для различных двигателей приведены в таблице 8.2.

Таблица 8.2

Значение коэффициентов а,в

Тип двигателя	а, МПа	в, МПа · с/м
ДсИЗ с распределенным впрыскиванием бензина $\varepsilon = 9 \dots 11$, $n = 4000 \dots 5500 \text{ мин}^{-1}$ [9]	0,024	0,0053
ДсИЗ карбюраторные и с центральным впрыскиванием бензина: [9] $S/D > 1$, $i < 6$ $S/D < 1$, $i = 8$ $S/D < 1$, $i < 6$	0,049 0,039 0,034	0,0152 0,0132 0,0113
ДсИЗ с распределенным впрыскиванием бензина [1] $i = 4$, $V_d = 1 \dots 2,5 \text{ л}$, $C_n = 15 \dots 18$	-0,070	0,025
ДсИЗ с центральным впрыскиванием бензина [1] $i = 4$, $V_d = 1 \dots 2,5$, $C_n = 11 \dots 13$	0,021	0,025
ДсИЗ V – образное $i = 6,8$, $V_d = 5 \dots 7,5$; [1]	0,011	0,020

8.2 Среднее эффективное давление

Среднее эффективное давление P_e представляет собой отношение эффективной работы на валу двигателя у единице рабочего объема цилиндра.

Среднее эффективное давление P_e определяется по среднему индикаторному давлению P_i и среднему давлению потерь P_m .

$$P_e = P_i - P_m, \text{ МПа} \quad (8.3)$$

Для двигателей с механическим наддувом

$$P_e = P_i - P_m - P_n, \text{ МПа} \quad (8.4)$$

где - P_n – потери давления на привод нагнетателя.

8.3 Механический КПД двигателя

Отношение среднего эффективного давления к индикаторному называется механическим КПД двигателя.

С увеличением потерь в двигателе η_m уменьшается. При снижении нагрузки в карбюраторном двигателе значительно возрастает из – за увеличения потерь на газообмен. При холостом ходе $P_i = P_m$, $\eta_m = 0$.

Величина механического КПД возрастает с уменьшением потерь на трение и на привод вспомогательных механизмов, а также с увеличением нагрузки до определенных пределов.

8.4 Механический КПД двигателя

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_i} \quad (8.5)$$

8.5 Эффективный КПД двигателя

Эффективный КПД определяется по значениям индикаторного и механического КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M \quad (8.6)$$

Эффективный КПД характеризует экономность работы двигателя и учитывает степень использования теплоты топлива в двигателе с учетом тепловых и механических потерь.

8.6 Эффективная мощность двигателя

Полезная работа, получаемая на валу двигателя в единицу времени, называется эффективной мощностью N_e .

$$N_e = N_i \cdot \eta_M = \frac{P_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau}, \quad \text{кВт} \quad (8.7)$$

где P_e – выражено в МПа; V_h – в л; n – в мин^{-1} .

Эффективная мощность может быть повышена за счет:

- увеличения рабочего объема цилиндра (увеличение линейных размеров диаметра цилиндра и хода поршня);
- увеличение частоты вращения коленчатого вала;
- перехода с четырехтактного на двухтактный цикл;
- повышения низшей теплоты сгорания топлива;
- повышения плотности заряда и коэффициента наполнения;
- повышения индикаторного КПД;
- повышения механического КПД.

8.7 Удельный эффективный расход топлива

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}, \frac{\text{г}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}} \quad (8.8)$$

$$g_e = \frac{3600}{\text{Ни}\cdot\eta_e}, \frac{\text{г}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}} \quad (8.9)$$

Примерные значения эффективных показателей двигателей приведены в таблице 8.3.

Таблица 8.3

Эффективные показатели

Тип двигателя	P_e , МПа	η_m	η_e	g_e г/(кВт·ч)
ДсИЗ с распределенным впрыскиванием бензина	0,90 ... 1,30	0,80 ... 0,92	0,26 ... 0,35	215 ... 330
ДсИЗ карбюраторные	0,6 ... 1,0	0,7 ... 0,9	0,25 ... 0,33	250 ... 325
ДсИЗ с центральным впрыскиванием бензина.	0,85 ... 0,95	0,75 ... 0,85	0,23 ... 0,30	250 ... 350
ДсИЗ с наддувом	1,4 ... 1,6	0,8 ... 0,9	0,25 ... 0,32	256 ... 327

9. Определение основных параметров и показателей двигателя

9.1 Рабочий объем двигателя

По заданным значениям эффективной мощности N_e при частоте вращения КВ n_N , тактности двигателя τ и расчетному эффективному давлению P_e определяем объем всех цилиндров (литраж двигателя).

$$V_L = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{P_e \cdot n}, \text{ л} \quad (9.1)$$

где N_e выражено в кВт; P_e – в МПа; n – в мин^{-1}

9.2 Рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{V_L}{i} \quad (\text{л}) \quad (9.2)$$

где – i число цилиндров

9.3 Диаметр цилиндра

С учетом хода поршня S предварительно принятого прототипа определяем диаметр цилиндра.

$$D_{\text{ц}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot K}}, \text{ мм} \quad (9.3)$$

где – K это отношение S/D .

Значение диаметра округляем до целых единиц.

9.4 Площадь поршня

$$F_n = \frac{\pi \cdot D_{\text{ц}}^2}{4 \cdot 100}, \text{ см}^2 \quad (9.4)$$

9.5 Расчетный рабочий объем двигателя

$$V_{\text{лд}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{ц}}^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6}, \text{ л} \quad (9.5)$$

9.6 Расчетный рабочий объем цилиндра

$$V_{\text{hd}} = \frac{V_{\text{лд}}}{i}, \text{ л} \quad (9.6)$$

9.7 Расчетная эффективная мощность

$$N_{\text{ед}} = \frac{P_e \cdot V_{\text{лд}} \cdot n}{30 \cdot \tau}, \text{ кВт} \quad (9.7)$$

Производится сравнение расчетной эффективной мощности с заданным значением, делается вывод о правильности проведенного теплового расчета. Расхождение в значении мощности не должно превышать 5%.

$$\Delta = \frac{N_e - N_{ед}}{N_e} \cdot 100\% \quad (9.8)$$

9.8 Эффективный крутящий момент

$$M_N = \frac{9550 \cdot N_e}{n}, \text{ Н}\cdot\text{М} \quad (9.9)$$

9.9 Литровая мощность

Литровая мощность характеризует степень форсирования двигателя

$$N_l = \frac{N_{ед}}{i \cdot V_{hd}}, \frac{\text{кВт}}{\text{л}} \quad (9.10)$$

В таблице 9.1 приведены примерные значения литровой мощности двигателей.

Таблица 9.1 **Значение литровой мощности**

Тип двигателя	N_l , кВт/л
ДсИЗ с распределительным впрыскиванием бензина $\varepsilon = 9 \dots 11$ $n_N > 5500 \text{ мин}^{-1}$	35...55
ДсИЗ с центральным впрыскиванием $\varepsilon = 8,5 \dots 10$ $n_N > 4500 \text{ мин}^{-1}$	25 ... 45
ДсИЗ карбюраторные	20 ... 45

9.10 Часовой расход топлива

$$G_T = \frac{N_{ед} \cdot g_e}{1000}, \frac{\text{кг}}{\text{ч}} \quad (9.11)$$

9.11 Показатели напряженности двигателя

Удельная поршневая мощность

$$N_n = \frac{N_{ед}}{i \cdot F_n}, \left(\frac{\text{кВт}}{\text{дм}^2} \right) \quad (9.12)$$

где площадь поршня, дм^2 .

Значение удельной поршневой мощности для ДсИЗ – 15 ... 35 кВт/дм²

Удельная масса в килограммах на 1 кВт мощности двигателя

$$g_N = \frac{G_{дв}}{N_e}, \left(\frac{кг}{кВт}\right) \quad (9.13)$$

Удельная литровая масса в килограммах на литр рабочего объема цилиндра

$$g_L = \frac{G_{дв}}{V_L}, \left(\frac{кг}{л}\right) \quad (9.14)$$

Примерные значения удельной и литровой масс лежат в пределах

Для ДсИЗ $g_N=1,6 \dots 6,0$ кг/кВт; $g_L=75 \dots 150$ кг/л

10. Сравнение основных параметров двигателя и заданного прототипа

По результатам теплового расчета провидится технико–экономический анализ полученных основных показателей и параметров. (Таблица 10.1)

Анализ должен завершаться выводами о преимуществах и недостатков проектируемого двигателя.

В случае значительных отклонений необходимо объяснить какими особенностями проектируемого двигателя эти показатели обеспечиваются.

Таблица 10.1

Основные параметры

Вид двигателя	Параметры								
	N_e , кВт	n_N , мин ⁻¹	V_h , л	ε	S, мм	D, мм	N_l , кВт/л	P_e , МПа	g_e , г/кВт·ч
Проектируемый двигатель									
Прототип									

11. Тепловой баланс двигателя внутреннего сгорания

Тепло, выделяемое при сгорании топлива в цилиндрах двигателя, не может полностью быть преобразовано в полезную механическую работу. В термодинамическом цикле эффективность превращений тепла в работу оценивается термическим коэффициентом полезного действия η_t , которые всегда меньше единицы вследствие передачи части тепла холодному источнику.

В реальном двигателе потери тепла возрастают из-за трения, теплообмена, неполноты сгорания топлива и других причин.

Тепловой баланс позволяет определить тепло, превращенное в полезную эффективную работу, т.е. установить степень достигнутого совершенства теплоиспользования и наметить пути уменьшения наименьших потерь. Знание отдельных составляющих теплового баланса позволяет судить о тепло напряженности деталей двигателя, рассчитать схему охлаждения, выяснить возможность использования тепловых отработавших газов и т.д.

11.1 Внешний тепловой баланс

В общем виде внешний тепловой баланс двигателя определяется из следующих составляющих:

$$Q_o = Q_e + Q_r + Q_D + Q_{н.с.} + Q_{ост} \quad (11.1)$$

где Q_o – общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом, Дж/с;

Q_e – теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя за время 1 с, Дж/с;

Q_r – теплота, потерянная с отработавшими газами, Дж/с;

Q_D – теплота, передаваемая охлаждающей среде, Дж/с;

$Q_{н.с.}$ – теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива, Дж/с;

$Q_{ост}$ – неучтенные потери теплоты, $\frac{Дж}{с}$;

11.2 Общее количество теплоты

$$Q_o = \frac{H_u \cdot 10^3 \cdot G_T}{3,6}, \text{ Дж/с}; \quad (11.2)$$

где G_T – часовой расход топлива, H_u – низшая теплота сгорания топлива, Дж/кг.

11.3 Теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя

$$Q_e = 1000 \cdot N_{ед}, \text{ Дж/с} \quad (11.3)$$

11.4 Теплота, потерянная с отработавшими газами

$$Q_r = \frac{G_T}{3,6} \cdot [M_2 \cdot [(mc_v^u)_{tr}^{tr}] \cdot t_r - M_1 \cdot [(mc_v)_{to}^{tk} + 8,315] \cdot t_k], \quad \frac{Дж}{с}; \quad (11.4)$$

где $t_r = T_r - 273, °C$; - расчетные температуры отработавших газов;

$(mc_v)_{to}^{tr}$ - теплоемкость свежего заряда. Определяется методом интерполяции исходя из следующих значений:

- при температуре $t_k = 0 °C$ $(mc_v)_{to}^{tk} = 20,759 \frac{кДж}{кмоль \cdot град}$;

- при температуре $t_k = 100 °C$ $(mc_v)_{to}^{tk} = 20,839 \frac{кДж}{кмоль \cdot град}$.

t_k - температура свежего заряда, принимаемая равной температуре атмосферного воздуха (15 ... 25 °C) формула 3.1

$$(mc_v)_{to}^{tk} = 20,759 + (20,839 - 20,759) \cdot \frac{t_k}{100}, \text{ Дж/с} \quad (11.5)$$

11.5 Теплота, передаваемая охлаждающей среде

- для двигателей с искровым зажиганием

$$Q_D = C \cdot i \cdot D_{ц}^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot \frac{(H_u \cdot 10^3 - \Delta H_u)}{\alpha \cdot H_u \cdot 10^3}, \text{ Дж/с} \quad (11.6)$$

где, C - коэффициент пропорциональности, $c = 0,45 \dots 0,53$ для четырехтактных двигателей;

i - число цилиндров;

D - диаметр цилиндра, см;

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

m - показатель степени, $m = 0,5 \dots 0,7$ для четырехтактных двигателей.

11.6 Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива

$$Q_{н.с} = \frac{\Delta H_u \cdot G_T}{3,6}, \text{ Дж/с} \quad (11.7)$$

11.7 Неучтенные потери теплоты

$$Q_{ост} = Q_o - (Q_e + Q_r + Q_D + Q_{н.с.}), \frac{Дж}{с}. \quad (11.8)$$

11.8 Тепловой баланс в процентах по отношению ко всему количеству подведенной теплоты

$$q_e + q_r + q_D + q_{н.с.} + q_{ост} = 100\% \quad (11.9)$$

$$q_e = \frac{Q_e \cdot 100}{Q_0}, \%$$

$$q_r = \frac{Q_r \cdot 100}{Q_0}, \%$$

$$q_D = \frac{Q_D \cdot 100}{Q_0}, \% \quad (11.10)$$

$$q_{н.с.} = \frac{Q_{н.с.} \cdot 100}{Q_0}, \%$$

$$q_{ост} = \frac{Q_{ост} \cdot 100}{Q_0}, \%$$

Составляющие теплового баланса сводятся в таблице 11.1 .

Таблица 11.1 **Тепловой баланс ДсИЗ**

Составляющие теплового баланса	$Q_i, \text{Дж/с}$	$q_i, \%$
Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом Q_0		
Теплота, эквивалентная эффективной работы Q_e		
Теплота, потерянная с отработывающими газами Q_r		
Теплота, передаваемая охлаждающей среде Q_D		
Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива $Q_{н.с.}$		
Неучтенные потери теплоты $Q_{ост}$		

Среднее значение отдельных составляющих внешнего теплового баланса, отнесенные к теплоте, введенной с топливом при работе двигателя на номинальном режиме приведены в таблице 11.2

Примерные значения отдельных составляющих внешнего теплового баланса (в процентах).

Таблица 11.2 **Значение отдельных составляющих теплового баланса (в процентах)**

Двигатели	q_e	$q_{ог}$	$q_{охл}$	$Q_{н.с}$	$q_{ост}$
ДсИЗ	22 ... 30	30 ... 55	20 ... 35	0 ... 45	3 ... 10

12. Построение индикаторных диаграмм ДСИЗ

12.1 Построение свернутой индикаторной диаграммы

Построение свернутой индикаторной диаграммы ДВС производится по данным теплового расчета. Диаграмму следует строить в прямоугольных координатах p - S , где p – давление газов в цилиндре, а S – ход поршня. Высота диаграммы должна быть в 1,2 ... 1,7 раза больше ее основания. Для построения рекомендуются следующие масштабы.

Масштабы давления:

- при $P_{zT} \leq 5$ МПа $\mu_p = 0,025$ МПа/мм,
- при $P_{zT} > 5$ МПа $\mu_p = 0,05$ МПа/мм.

Масштабы перемещения поршня:

- при $S \leq 80$ мм $\mu_s = 0,5$ мм S /мм чертежа.
- при $S \geq 80$ мм $\mu_s = 1$ мм S /мм чертежа.

От начала координат в масштабе μ_s по оси абсцисс откладываются значения поршня S . При этом:

$$S_c = \left(\frac{s}{\varepsilon - 1} \right) \cdot \mu_s \quad (12.1)$$

По оси ординат в масштабе μ_p откладываются величины давлений в характерных точках a, c, z, z', b, r диаграммы, а также значение p_0 .

В таблице 12.1 приведены величины давлений процессов теплового расчета с учетом масштаба давлений μ_p .

Таблица 12.1

Наименование параметров	Значение параметров	
	P_i , МПа	$\frac{P_i}{\mu_p}$, мм
Давление окружающей среды P_0		
Давление в конце впуска P_a		
Давление в конце сжатия P_c		
Максимальное давление сгорания теоретического P_{zT}		
Максимальное давление сгорания действительного P_{zd}		
Давление в конце расширения P_b		
Давление остаточных газов P_r		

Так как значение величин P_a, P_b, P_r графически близки друг к другу, то допускается условно откладывать P_a, P_r , на 1 ... 1,5 мм соответственно выше и ниже атмосферного давления.

Построение политроп сжатия и расширения осуществляется по промежуточным точкам (8 ... 10 значений). Значения давлений в промежуточных точках политропы сжатия подсчитываются по выражению:

$$P_x = P_a \cdot \left(\frac{S_c + S}{S_x}\right)^{n_1}, \text{ МПа} \quad (12.2)$$

где - n_1 показатель политропы сжатия.

$$S_{x_1} = 1,2 \cdot S_c; \quad S_{x_2} = 1,5 \cdot S_c; \quad S_{x_3} = 1,8 \cdot S_c; \quad S_{x_4} = 2 \cdot S_c; \quad S_{x_5} = 2,2 \cdot S_c; \\ S_{x_6} = 2,4 \cdot S_c; \quad S_{x_7} = 2,6 \cdot S_c; \quad S_{x_8} = 2,8 \cdot S_c; \quad S_{x_9} = 3 \cdot S_c; \quad S_{x_{10}} = 3,2 \cdot S_c;$$

Значение давлений в промежуточных точках политропы расширения подсчитываются по выражению:

$$P_x = P_b \cdot \left(\frac{S_c + S}{S_x}\right)^{n_2}, \text{ МПа} \quad (12.3)$$

где n_2 –показатель политропы расширения.

Рассчитанные значения давлений в промежуточных точках сводятся в таблице 12.2 приведенной в расчетно – пояснительной записке.

Для округления индикаторной диаграммы необходимо воспользоваться диаграммой фаз газораспределения, которую следует построить в правой верхней части листа. Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = \frac{R}{L_{ш}}$ (постоянная КШМ) следует взять из технической характеристики двигателя или приложения.

Таблица 12.2.

Величины давлений в промежуточных точках политропы сжатия и политропы расширения

№ точки	$S_x, \text{ мм}$	Политропа сжатия		Политропа расширения	
		$\frac{P_x}{P_p}, \text{ мм}$	$P_x, \text{ МПа}$	$\frac{P_x}{P_p}, \text{ мм}$	$P_x, \text{ МПа}$
1					
2					
...					
9					
10					

12.2 Построение развернутой индикаторной диаграммы

Построение развернутой индикаторной диаграммы производят в координаты $p-\varphi$, где φ – угол поворота коленчатого вала. Для четырехтактного ДВС цикл совершается за 2 (два) оборота коленчатого вала $\varphi = 720^\circ$.

Для перестроения полученной индикаторной диаграммы в развернутом виде графоаналитическим методом под ней строят полуокружность радиусом R , имея в виду, что $S=2 \cdot R$. Затем полуокружность делят на дуги,

охватывающие углы $10^{\circ}, 15^{\circ}$ или 20° , и точки соединяют радиусами с центром. Затем центр смещают вправо на величину $\frac{R \cdot \lambda}{2}$ (поправка Брикса). Из нового центра строят лучи, параллельные ранее проведенным радиусам.

Из новых точек на окружности проводят вертикальные линии до их пересечения с линиями индикаторной диаграммы. Точки пересечения дают значение давления газов p_r при этих углах поворота кривошипа. Линию p_0 свернутой диаграммы продолжают вправо, обозначая на ней значение углов поворота кривошипа в масштабе $1 \text{ мм} = 2^{\circ}$. Значение Δp_r (МПа) берут от линии p_0 и откладывают на развертке. Полученные точки соединяют плавной кривой.

Развертку индикаторной диаграммы начинают от ВМТ в процессе впуска.

Избыточное давление над поршнем $\Delta P_r = P_r - P_0$ следовательно, давление в цилиндре двигателя, меньше атмосферных, на развернутой диаграмме будут отрицательными. Силы давления газов, направленные к оси коленчатого вала, считаются положительными, а от коленчатого вала – отрицательными.

Сила давления МН на поршень:

$$P_r = (P_r - P_0) \cdot F_n \quad (12.4)$$

где F_n - площадь поршня, м^2 ; P_r и P_0 - давление газов в любой момент времени и атмосферное давление, МПа.

Из уравнения 12.4 следует, что кривая сил давления газов по углу поворота коленчатого вала будет иметь тот же характер изменения, что и кривая ΔP_r .

Для определения газовых сил P_r по развернутой диаграмме давлений ΔP_r необходимо пересчитать масштаб. Если кривая ΔP_r построена в масштабе M_p , МПа в мм, то масштаб этой же кривой для P_r .

13. Скоростная характеристика ДсИЗ

Скоростная характеристика показывает изменение мощности, крутящего момента, расходов топлива и других параметров от частоты вращения или угловой скорости вращения коленчатого вала. Скоростная характеристика, полученная при полном дросселе (бензиновый двигатель) соответствующем номинальной мощности, называется внешней.

Внешняя скоростная характеристика позволяет провести анализ и дать оценку мощностных, экономических, динамических и эксплуатационных показателей при работе двигателя с полной нагрузкой.

Любая скоростная характеристика, полученная при неполном открытии дроссельной заслонки, соответствующей частичной мощности, называется частичной скоростной характеристикой.

С достаточной степенью точности внешнюю скоростную характеристику можно построить для режима максимальной мощности, и используя эмпирические зависимости при n_{\min} , n_N и $n_{\max}=(1,05 \dots 1,20) \cdot n_N$. Расчетные точки кривой эффективной мощности определяются через каждые $500 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$ по эмпирическим зависимостям

$$N_{ei} = N_e \cdot \frac{n_i}{n_N} \cdot \left[1 + \left(\frac{n_i}{n_N} \right)^2 \right], \text{ кВт} \quad (13.1)$$

или

$$N_{ei} = N_e \cdot \left[\frac{\omega_i}{\omega_N} + \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right)^2 - \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right)^3 \right], \text{ кВт} \quad (13.2)$$

где N_e , n_N – номинальная эффективная мощность, (кВт) и частота вращения коленчатого вала (мин^{-1}) при номинальной мощности;

N_{ei} , n_i – эффективная мощность (кВт) и частота вращения коленчатого вала (мин^{-1}) в искомой точке скоростной характеристики двигателя;

ω_N , ω_i – угловая скорость вращения коленчатого вала (с^{-1}) при номинальной мощности и угловая скорость в искомой точке:

$$\omega_N = \frac{\pi \cdot n_N}{30}, \text{ с}^{-1} \quad (13.3)$$

По рассчитанным точкам в масштабе M_N строят кривую эффективной мощности. Точки кривой эффективного крутящего момента M_{ei} определяют по формуле:

Удельный эффективный расход топлива в искомой точке скоростной характеристики:

$$g_{ei} = g_{eN} \cdot \left[1,2 - \frac{1,2 \cdot n_i}{n_N + \left(\frac{n_i}{n_N}\right)^2} \right]^2, \frac{\text{г}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}} \quad (13.5)$$

Часовой расход топлива:

$$G_{Ti} = g_{ei} \cdot N_{ei} \cdot 10^{-3}, \frac{\text{кг}}{\text{ч}} \quad (13.6)$$

По скоростной характеристике определяют коэффициент приспособленности K , представляющий собой отношение максимального крутящего момента $M_{e \max}$ к крутящему моменту M_{eN} :

$$K = \frac{M_{e \max}}{M_{eN}}, \quad (13.7)$$

Для ДСИЗ $K=1,2 \dots 1,35$.

Результаты расчетов свести в таблицу 13.1 .

Таблица 13.1 **Результаты расчетов**

Параметры	Частота вращения					
	n_1	n_2	n_3	n_4	n_5	n_6
$N_{ei}, \text{кВт}$						
$M_{ei}, \text{Н}\cdot\text{М}$						
$g_{ei}, \frac{\text{г}}{\text{кВт}}$						
$G_T, \frac{\text{кг}}{\text{ч}}$						

На рис. 13.1 представлена скоростная характеристика карбюраторного двигателя.

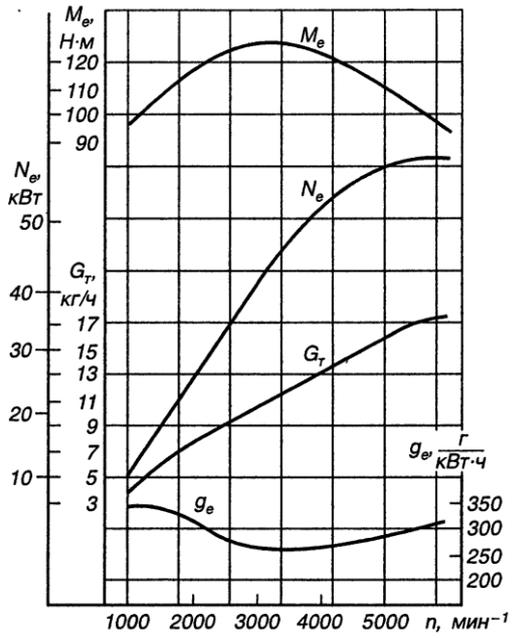


Рис. 13.1 Скоростная характеристика карбюраторного двигателя.

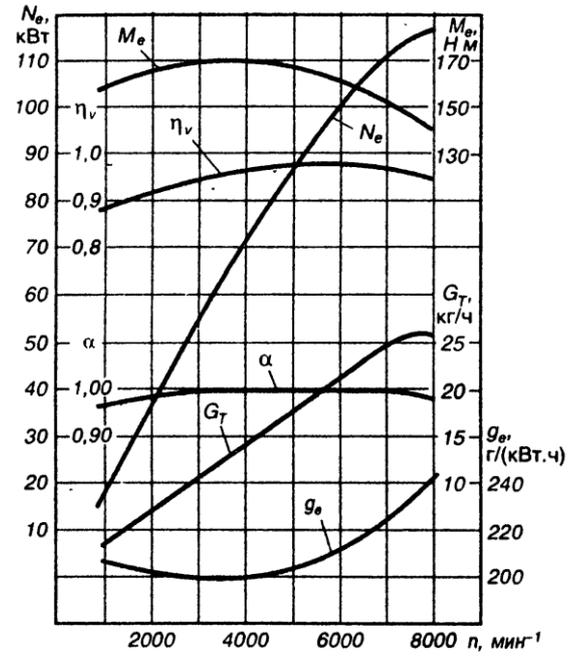


Рис. 13.2 Скоростная характеристика с прыском топлива.

14. Динамический расчет двигателя

Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма заключается в определении суммарных сил и моментов, возникающих от давления газов и сил инерции. По этим силам рассчитывают основные детали на прочность и износ, а также определяют неравномерность крутящего момента и степень неравномерности хода двигателя.

Во время работы двигателя на детали кривошипно-шатунного механизма действуют силы давления газов в цилиндре, силы инерции возвратно-поступательного движущихся масс, центробежные силы, давление на поршень со стороны картера (приблизительно равное атмосферному давлению) и силы тяжести (силы тяжести в динамическом расчете обычно не учитывают).

На рис. 14.1 представлена схема кривошипно-шатунного механизма с указанием точек приложения и знаков (+, -) действия сил:

а) инерционных и газовых; б) суммарных.

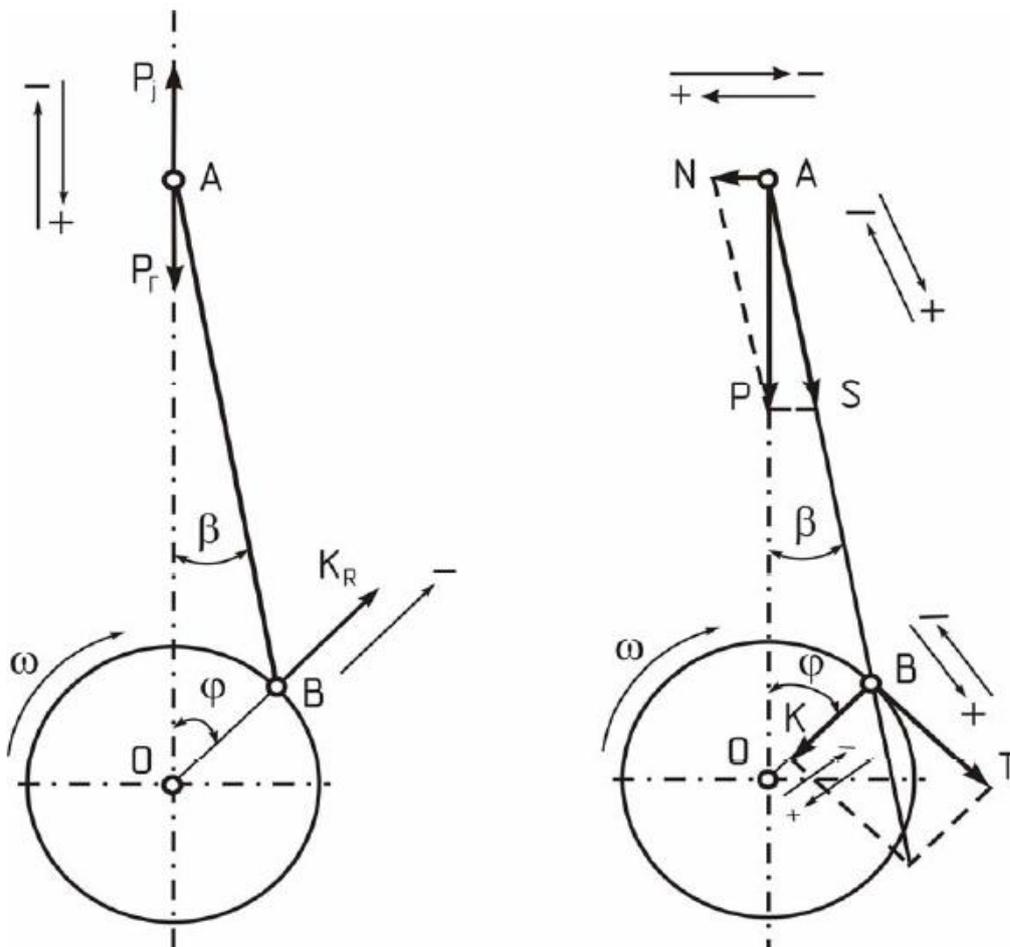


Рис. 14.1 Схемы КШМ с указанием точек приложения и знаков действия сил.

Руководствуясь найденными размерами двигателя (S и D), определяется масса частей, движущихся возвратно-поступательно, и масса частей, совершающих вращательное движение. Для этой цели необходимо задаться конструктивными массами поршневой и шатунной группы, используя техническую характеристику двигателя или рассчитать, используя таблицу 14.1 .

Для упрощения динамического расчета действительный кривошипный механизм заменяется динамически эквивалентной системой сосредоточенных масс.

Детали совершающие прямолинейно возвратно-поступательное движение – это поршень, поршневые кольца, поршневой палец с деталями крепления объединяются в одну поршневую группу по массе m_n , сосредоточенной на оси поршневого пальца в точке А.

Детали, совершающие вращательное движение – это кривошип, состоящий из совокупности двух половин коренной шейки, двух щек и шатунной шейки.

Массу кривошипа заменяют двумя массами, сосредоточенными на оси кривошипа В (m_k) и на оси коренной шейки О.

Детали совершающие сложное плоскопараллельное движение – это шатун с вкладышами и болтами нижней головки, и втулкой верхней головки, т.е. вся шатунная группа с массой $m_{ш}$. Массу шатунной группы заменяют массой $m_{ш.н}$, сосредоточенной на оси поршневого пальца (А) и совершающей возвратно-поступательное движение совместно с массой m_n , а также массой $m_{ш.к}$, сосредоточенной на оси шатунной шейки, и совершающей вращательное движение совместно с массой m_k .

Таким образом система сосредоточенных масс, динамически эквивалентная кривошипно-шатунному механизму, состоит из массы $m_j = m_n + m_{ш.н}$, сосредоточенной в точке В и имеющей вращательное движение. В V-образных двигателях со сдвоенным кривошипно-шатунным механизмом $m_{R\Sigma} = m_k + m_{ш.к}$.

Для приближенного определения значений масс m_n , m_k , $m_{ш}$ можно использовать конструктивные массы m'_n , m'_k , $m'_{ш}$ относительные к единице площади поршня F_n (таблица 14.1).

$$m_n = m'_n \cdot F_n , \text{ кг} \quad (14.1)$$

$$m_{ш} = m'_{ш} \cdot F_n , \text{ кг} \quad (14.2)$$

$$m_k = m'_k \cdot F_n , \text{ кг} \quad (14.3)$$

где m'_n , m'_k , $m'_{ш}$ - конструктивная масса детали, отнесенная к площади поршня, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^2}$; F_n – площадь поршня, м^2 .

Таблица 14.1

Конструктивные массы деталей, отнесенные к площади поршня в $\frac{\text{кг}}{\text{м}^2}$

Элементы КШМ	Конструктивная масса	
	ДсИЗ (D=60...100мм)	Дизель (D=80...130мм)
Поршень (алюминиевый сплав) m'_n ;	80...150	150...300
Поршень чугунный m'_n .	150...250	250...400
Шатун $m'_ш$	100...200	250...400
Колено вала без противовесов (m'_k):	150...200	200...400
- стальной кованный вал со сплошными шейками;	100...200	150...300
- чугунный литой вал с полыми шейками.		

Таблица 14.2 **Значения параметров λ для ДсИЗ**

Марка ДВС	λ	Марка ДВС	λ
ВАЗ – 2106	0,295	ЗМЗ – 4025.10	0,295
ВАЗ – 2112	0,290	ЗМЗ – 5234	0,282
ЗИЛ – 130	0,257	ЗМЗ – 4062.10	0,273
ЗИЛ – 508.10	0,257		

Таблица 14.3 **Значения параметров λ для дизелей**

Марка ДВС	λ	Марка ДВС	λ
Д – 245	0,276	КамАЗ – 740.10	0,270
ЗИЛ – 645	0,280	ЯМЗ – 240	0,264
КамАЗ – 740.11	0,270	ЯМЗ – 238ДЕ	0,267

После этого производится расчет полного значения масс, кг.
 Масса частей, движущихся возвратно-поступательно:

$$m_j = m_n + m_{ш.н}, \text{ кг} \quad (14.4)$$

где m_n - масса комплекта поршня (поршень + палец), кг;
 $m_{ш.н}$ - масса шатуна, приведенная к поршню,

$$m_{ш.н} = (0,2 \dots 0,3) \cdot m_{ш.}, \text{ кг} \quad (14.5)$$

где $m_{ш.}$ - масса шатуна, кг.

Масса вращающихся деталей:

- в рядных ДВС - $m_R = m_k + m_{ш.к}$ (14.6)

где m_k - масса колена без противовесов (масса кривошипа), кг;
 $m_{ш.к}$ - масса шатуна, приведенная к коленчатому валу,

$$m_{ш.к} = (0,7 \dots 0,8) \cdot m_{ш.} \quad (14.7)$$

- в V-образных двигателях - $m_R = m_k + 2 \cdot m_{ш.к}$ (14.8)

Соответствие выбранных масс необходимо проверить по значению максимальной удельной силы инерции по формуле:

$$p_{j \max} = \frac{P_j}{F_n} = \left(\frac{m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda)}{F_n} \right) \cdot 10^{-6}, \text{ МПа} \quad (14.9)$$

где R – радиус кривошипа, $R = \frac{s}{2}, \text{ м};$ (14.10)

ω - угловая скорость коленчатого вала, $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \text{ с}^{-1};$ (14.11)

λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна (постоянная КШМ); (см. таблицу 14.2)

F_n – площадь поршня, м^2 .

Максимум удельной силы $p_{j \max}$ не должен превышать следующих интервалов:

- для двигателей с искровым зажиганием с числом оборотов $n \leq 4000 \text{ мин}^{-1}$, $p_{j \max} = 1,4 \dots 1,8 \text{ МПа};$

- для двигателей с искровым зажиганием с числом оборотов $n \geq 4000 \text{ мин}^{-1}$, $p_{j \max} = 1,6 \dots 2,4 \text{ МПа};$

- для дизелей при $n \leq 2000 \text{ мин}^{-1}$, $p_{j \max} = 0,6 \dots 1,4 \text{ МПа};$

- для дизелей при $n \geq 2000 \text{ мин}^{-1}$, $p_{j \max} = 1,2 \dots 1,9 \text{ МПа}.$

Удельную силу инерции движущихся масс определяем по формуле:

$$p_j = \frac{P_j}{F_n} = \left(\frac{m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)}{F_n} \right) \cdot 10^{-6}, \text{ МПа} \quad (14.12)$$

Производится расчет сил, действующих в КШМ, Н.

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс:

$$P_j = -m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) \cdot 10^{-6}, \text{ Н} \quad (14.13)$$

Центробежной силы инерции вращающихся масс:

$$K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2, \text{ Н} \quad (14.14)$$

Центробежная сила инерции K_R является результирующей двух сил:

- силы инерции вращающихся масс шатуна:

$$K_{Rш} = -m_{ш.к} \cdot R \cdot \omega^2, \text{ Н} \quad (14.15)$$

- силы инерции вращающихся масс кривошипа:

$$K_{Rk} = -m_k \cdot R \cdot \omega^2, \text{ Н} \quad (14.16)$$

Суммарной силы, действующей на поршень:

$$P_{\Sigma} = P_{\Gamma} + P_j, \text{ Н} \quad (14.17)$$

где P_{Γ} - сила давления газов, $P_{\Gamma} = \Delta p_{\Gamma} \cdot F_n$ (Δp_{Γ} берется из развернутой диаграммы).

Нормальной силы, перпендикулярной к оси цилиндра:

$$N = P_{\Sigma} \cdot \operatorname{tg} \beta, \text{ Н} \quad (14.18)$$

Силы, действующие вдоль шатуна:

$$S = \frac{P_{\Sigma}}{\cos \beta}, \text{ Н} \quad (14.19)$$

Нормальной силы, действующей вдоль радиуса кривошипа,

$$K = \frac{P_{\Sigma} \cdot \cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Н} \quad (14.20)$$

Тангенциальной силы, касательной окружности кривошипа:

$$T = \frac{P_{\Sigma} \cdot \sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Н} \quad (14.21)$$

Значения тригонометрических функций для выбранного значения λ рассчитываются или берутся из таблиц приложений. Расчет всех действующих сил производится через 20° поворота коленчатого вала. В интервале резкого повышения давления (приблизительно от 320° до 420° п.к.в.) расчет ведется через 5° п.к.в. Данные расчетов сил для различных углов сводятся в таблицу 14.3

Таблица 14.3

Расчетные данные давлений и сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме

φ п.к.в.	Δр _Г , МПа	р _ж , МПа	р _Σ , МПа	Р _Г , кН	Р _ж , кН	Р _Σ , кН	N, кН	S, кН	K, кН	T, кН	M _i , Н·м
0											
20											
40											
...											
700											
720											

По рассчитанным данным строятся графики изменения сил в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

На верхнем графике строятся изменения сил давления газов Δр_Г, удельной силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс $p_j = \frac{P_j}{F_n}$ и суммарной силы

$$p_{\Sigma} = \Delta p_{Г} + p_j = \Delta p_{Г} + \frac{P_j}{F_n}, \text{ МПа} \quad (14.22)$$

Ниже строят значения сил (рекомендуемый масштаб $\mu = \mu_p \cdot F_n, \frac{Н}{мм}$):

- найденной ранее силы Р_Σ;
- нормальной силы N, действующей на стенку цилиндра и силы S, действующей вдоль шатуна;
- нормальной силы K, действующей по оси кривошипа и тангенциальной силы T.

Примерный вид и содержание графического листа представлено в приложении.

15. Кинематический расчет двигателя

После выполнения динамического расчета производится кинематический расчет рассматриваемого двигателя.

Для достижения этой цели в расчетно-пояснительной записке необходимо оформить таблицу значений перемещения, скорости и ускорения поршня, рассчитанных через 20 градусов поворота коленчатого вала (табл. 15.1).

При расчете значений для двигателя с центральным кривошипно-шатунным механизмом следует воспользоваться формулами:

- перемещения поршня:

$$S = S_I + S_{II} = R \cdot (1 - \cos \varphi) + \frac{R \cdot \lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi); \quad (15.1)$$

- скорости поршня:

$$W = W_I + W_{II} = R \cdot \omega \cdot \sin \varphi + \frac{R \cdot \omega \cdot \lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi; \quad (15.2)$$

- ускорение поршня:

$$J = J_I + J_{II} = R \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi + R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi. \quad (15.3)$$

При расчете значений для двигателя со смещенным кривошипно-шатунным механизмом следует воспользоваться формулами:

$$S = S_I + S_{II} = R \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) - k \cdot \lambda \cdot \sin \varphi \right]; \quad (15.4)$$

$$W = W_I + W_{II} = R \cdot \omega \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi - k \cdot \lambda \cdot \cos \varphi \right); \quad (15.5)$$

$$J = J_I + J_{II} = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi + k \cdot \lambda \cdot \sin \varphi). \quad (15.3)$$

где e – дезаксиал;

$k = \frac{e}{R}$ – величина относительного смещения, $k = 0,05 \dots 0,15$.

Значения тригонометрических функций для выбранного угла рассчитываются или берутся из таблиц приложений.

Значение радиуса кривошипа R берется в зависимости от рассчитанного ранее значения хода поршня S .

Значение λ берется из технической характеристики двигателя или приложения.

φ , П.К.В.	S_I , м	S_{II} , м	S , м	W_I , м/с	W_{II} , м/с	W , м/с	J_I , м/с ²	J_{II} , м/с ²	J , м/с ²
0									
20									
40									
...									
320									
340									
360									

По рассчитанным данным строятся графики изменения перемещения, скорости и ускорения поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Для этого ниже свернутой индикаторной диаграммы двигателя наносятся координатные оси. Принимая во внимание, что $S = 2 \cdot R$, проводятся вертикальные линии через точки ВМТ и НМТ на индикаторной диаграмме и горизонтальные линии, служащие осями абсцисс графиков. Значения углов поворота коленчатого вала от 0 до 360 градусов следует равномерно нанести между этими вертикальными линиями. Линия, проведенная через точку ВМТ, одновременно является осью ординат графиков.

Масштаб графиков выбирается с таким расчетом, чтобы равномерно заполнить имеющееся место.

На графиках обозначаются составляющие первого и второго порядков, а также их суммарные значения.

В расчетно-пояснительной записке проводится анализ полученных аналитических и графических данных.

В анализе следует отметить степень соответствия полученных данных перемещения поршня действительному значению, скорости поршня рекомендуемому для данного типа ДВС значению и влияние величины и характера изменения ускорения поршня на механические нагрузки двигателя.

В конце раздела необходимо оценить влияние кинематических параметров КШМ на показатели надежности и долговечности двигателя.

Приложения

Тригонометрические функции

φ	<i>Значения $(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi)$ при λ</i>								φ
	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	
0	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	360
10	0,0188	0,0190	0,0191	0,0193	0,0194	0,0196	0,0197	0,0199	350
20	0,0743	0,0749	0,0755	0,0761	0,0767	0,0773	0,0779	0,0784	340
30	0,1640	0,1653	0,1665	0,1678	0,1690	0,1703	0,1715	0,1728	330
40	0,2836	0,2857	0,2877	0,2898	0,2918	0,2939	0,2960	0,2980	320
50	0,4276	0,4306	0,4335	0,4364	0,4394	0,4423	0,4452	0,4482	310
60	0,5900	0,5938	0,5975	0,6013	0,6050	0,6088	0,6125	0,6163	300
70	0,7640	0,7684	0,7728	0,7772	0,7816	0,7860	0,7905	0,7949	290
80	0,9428	0,9476	0,9525	0,9573	0,9600	0,9670	0,9719	0,9767	280
90	1,1200	1,1250	1,1300	1,1355	1,1400	1,1450	1,1500	1,1550	270
100	1,2900	1,2948	1,2997	1,3045	1,3094	1,3142	1,3191	1,3239	260
110	1,4480	1,4524	1,4568	1,4612	1,4656	1,4700	1,4745	1,4789	250
120	1,5900	1,5938	1,5975	1,6013	1,6050	1,6088	1,6125	1,6163	240
130	1,7132	1,7162	1,7191	1,7220	1,7250	1,7279	1,7308	1,7338	230
140	1,8156	1,8177	1,8197	1,8218	1,8238	1,8259	1,8280	1,8300	220
150	1,8960	1,8973	1,8985	1,8000	1,9010	1,9023	1,9035	1,9048	210
160	1,9537	1,9543	1,9549	1,9555	1,9561	1,9567	1,9573	1,9578	200
170	1,9884	1,9886	1,9887	1,9889	1,9890	1,9892	1,9893	1,9895	190
180	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	180

φ	Знак	Значения $(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi)$ при λ								Знак	φ
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	360
10	+	0,2146	0,2164	0,2181	0,2198	0,2215	0,2232	0,2240	0,2266	-	350
20	+	0,4191	0,4224	0,4256	0,4288	0,4320	0,4352	0,4384	0,4416	-	340
30	+	0,6039	0,6083	0,6126	0,6169	0,6212	0,6256	0,6299	0,6342	-	330
40	+	0,7610	0,7659	0,7708	0,7757	0,7807	0,7856	0,7905	0,7954	-	320
50	+	0,8842	0,8891	0,8940	0,8989	0,9039	0,9088	0,9137	0,9186	-	310
60	+	0,9699	0,9743	0,9786	0,9829	0,9872	0,9916	0,9959	1,0002	-	300
70	+	1,0168	1,0201	1,0233	1,0265	1,0297	1,0329	1,0361	1,0393	-	290
80	+	1,0258	1,0276	1,0293	1,0310	1,0327	1,0344	1,0361	1,0378	-	280
90	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	-	270
100	+	0,9438	0,9420	0,9403	0,9386	0,9369	0,9352	0,9335	0,9300	-	260
110	+	0,8626	0,8593	0,8561	0,8529	0,8497	0,8465	0,8433	0,8401	-	250
120	+	0,7621	0,7577	0,7534	0,7491	0,7448	0,7404	0,7361	0,7318	-	240
130	+	0,6478	0,6429	0,6380	0,6331	0,6281	0,6232	0,6183	0,6134	-	230
140	+	0,5246	0,5197	0,5148	0,5099	0,5049	0,5000	0,4951	0,4902	-	220
150	+	0,3961	0,3917	0,3874	0,3831	0,3788	0,3744	0,3701	0,3658	-	210
160	+	0,2649	0,2616	0,2581	0,2552	0,2520	0,2488	0,2456	0,2424	-	200
170	+	0,1326	0,1308	0,1291	0,1274	0,1257	0,1240	0,1223	0,1206	-	190
180	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	180

φ	Знак	Значения $(\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)$ при λ								Знак	φ
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,2400	1,2500	1,2500	1,2700	1,2800	1,2900	1,3000	1,3100	+	360
10	+	1,2103	1,2197	1,2197	1,2385	1,2479	1,2573	1,2667	1,2761	+	350
20	+	1,1235	1,1312	1,1312	1,1465	1,1542	1,1618	1,1695	1,1772	+	340
30	+	0,9860	0,9910	0,9910	1,0010	1,0060	1,0110	1,0160	1,2100	+	330
40	+	0,8077	0,8094	0,8094	0,8129	0,8146	0,8163	0,8181	0,8198	+	320
50	+	0,6011	0,5994	0,5994	0,5959	0,5942	0,5925	0,5907	0,5890	+	310
60	+	0,3800	0,3750	0,3700	0,3650	0,3600	0,3550	0,3500	0,3450	+	300
70	+	0,1582	0,1505	0,1505	0,1352	0,1275	0,1199	0,1122	0,1045	+	290
80	-	0,0519	0,0613	0,0613	0,0801	0,0895	0,0989	0,1083	0,1177	-	280
90	-	0,2400	0,2500	0,2500	0,2700	0,2800	0,2900	0,3000	0,3100	-	270
100	-	0,3991	0,4085	0,4085	0,4273	0,4367	0,4461	0,4555	0,4649	-	260
110	-	0,5258	0,5335	0,5335	0,5488	0,5565	0,5641	0,5718	0,5795	-	250
120	-	0,6200	0,6250	0,6250	0,6350	0,6400	0,6450	0,6500	0,6550	-	240
130	-	0,6845	0,6862	0,6862	0,6897	0,6914	0,6931	0,6949	0,6966	-	230
140	-	0,7243	0,7226	0,7226	0,7191	0,7174	0,7157	0,7139	0,7122	-	220
150	-	0,7460	0,7410	0,7410	0,7310	0,7260	0,7210	0,7160	0,7110	-	210
160	-	0,7559	0,7482	0,7482	0,7329	0,7252	0,7176	0,7099	0,7022	-	200
170	-	0,7593	0,7499	0,7499	0,7311	0,7217	0,7123	0,7029	0,6935	-	190
180	-	0,7600	0,7500	0,7500	0,7300	0,7200	0,7100	0,7000	0,6900	-	180

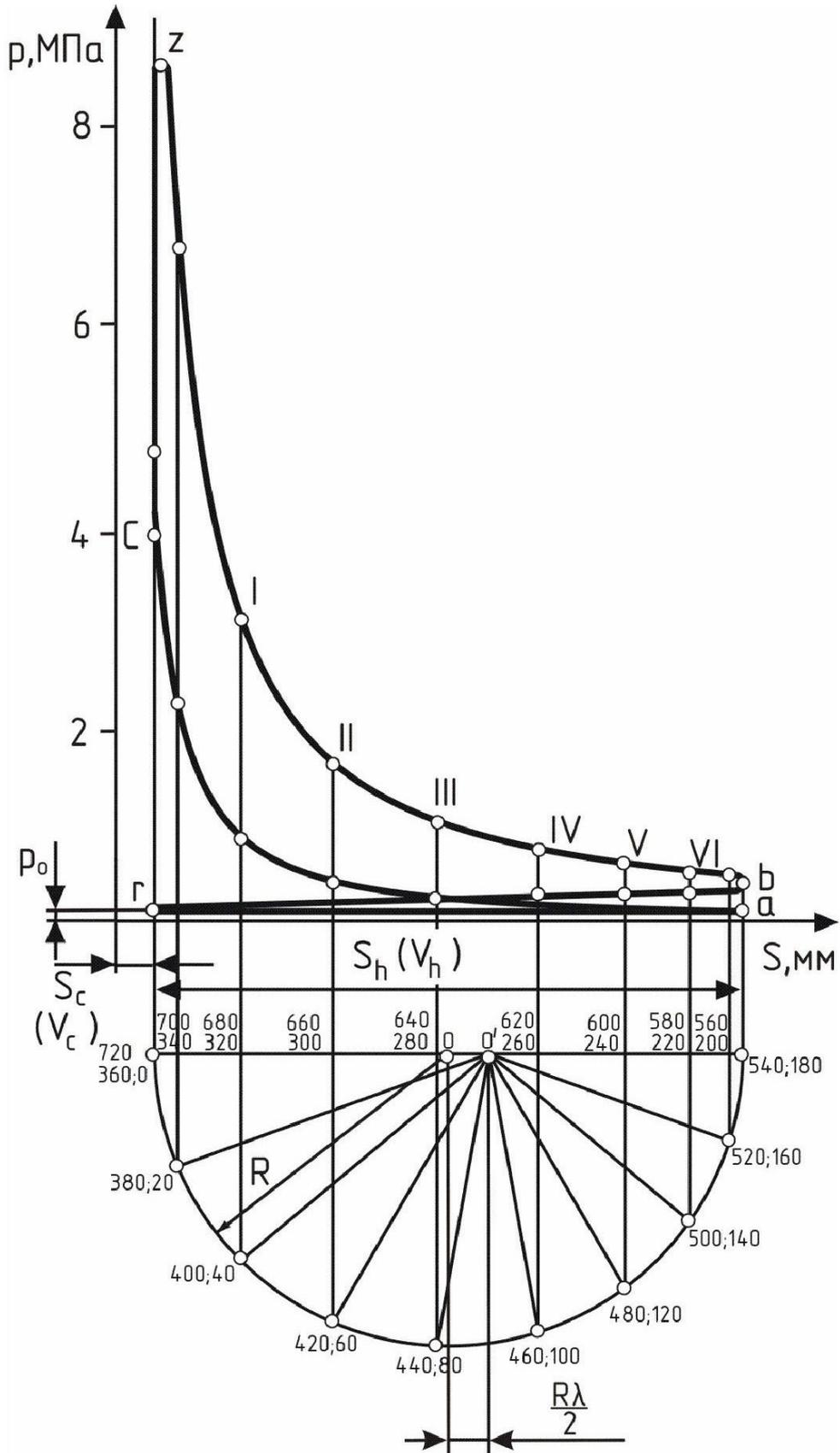
φ	Знак	Значения $tg\beta$ при λ								Знак	φ
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-	360
10	+	0,042	0,043	0,045	0,047	0,049	0,050	0,052	0,054	-	350
20	+	0,082	0,086	0,089	0,093	0,096	0,100	0,103	0,106	-	340
30	+	0,121	0,126	0,131	0,136	0,141	0,146	0,151	0,156	-	330
40	+	0,156	0,162	0,169	0,176	0,182	0,189	0,196	0,202	-	320
50	+	0,186	0,194	0,202	0,210	0,218	0,226	0,234	0,243	-	310
60	+	0,211	0,220	0,230	0,239	0,248	0,257	0,267	0,276	-	300
70	+	0,230	0,210	0,250	0,260	0,270	0,280	0,291	0,301	-	290
80	+	0,241	0,252	0,263	0,273	0,284	0,295	0,306	0,316	-	280
90	+	0,245	0,256	0,267	0,278	0,289	0,300	0,311	0,322	-	270
100	+	0,241	0,252	0,263	0,273	0,284	0,290	0,306	0,316	-	260
110	+	0,230	0,240	0,250	0,260	0,270	0,280	0,291	0,301	-	250
120	+	0,211	0,220	0,230	0,239	0,248	0,257	0,267	0,276	-	240
130	+	0,119	0,194	0,202	0,210	0,218	0,226	0,234	0,243	-	230
140	+	0,156	0,162	0,169	0,176	0,182	0,189	0,196	0,202	-	220
150	+	0,121	0,126	0,131	0,136	0,141	0,146	0,151	0,000	-	210
160	+	0,082	0,086	0,089	0,093	0,096	0,100	0,103	0,106	-	200
170	+	0,042	0,043	0,045	0,047	0,049	0,050	0,052	0,054	-	190
180	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-	180

φ	Знак	Значения $\frac{1}{\cos \beta}$ при λ								Знак	φ
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	360
10	+	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	+	350
20	+	1,003	1,004	1,004	1,004	1,005	1,005	1,005	1,006	+	340
30	+	0,007	1,008	1,009	1,009	1,010	1,011	1,011	1,012	+	330
40	+	1,012	1,013	1,014	1,015	1,016	1,018	1,019	1,020	+	320
50	+	1,017	1,019	1,020	1,022	1,024	1,025	1,027	1,029	+	310
60	+	1,022	1,024	1,026	1,028	1,030	1,032	1,035	1,037	+	300
70	+	1,026	1,028	1,031	1,033	1,036	1,039	1,041	1,044	+	290
80	+	1,029	1,031	1,034	1,037	1,040	1,043	1,046	1,049	+	280
90	+	1,030	1,032	1,035	1,038	1,041	1,044	1,047	1,050	+	270
100	+	1,029	1,031	1,034	1,037	1,040	1,043	1,046	1,049	+	260
110	+	1,026	1,020	1,031	1,033	1,036	1,039	1,041	1,044	+	250
120	+	1,022	1,024	1,026	1,028	1,030	1,032	1,035	1,037	+	240
130	+	1,017	1,019	1,020	1,022	1,024	1,025	1,027	1,029	+	230
140	+	1,012	1,013	1,014	1,015	1,016	1,018	1,019	1,020	+	220
150	+	1,007	1,008	1,009	1,009	1,010	1,011	1,011	1,012	+	210
160	+	1,003	1,004	1,004	1,004	1,005	1,005	1,005	1,006	+	200
170	+	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	+	190
180	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	180

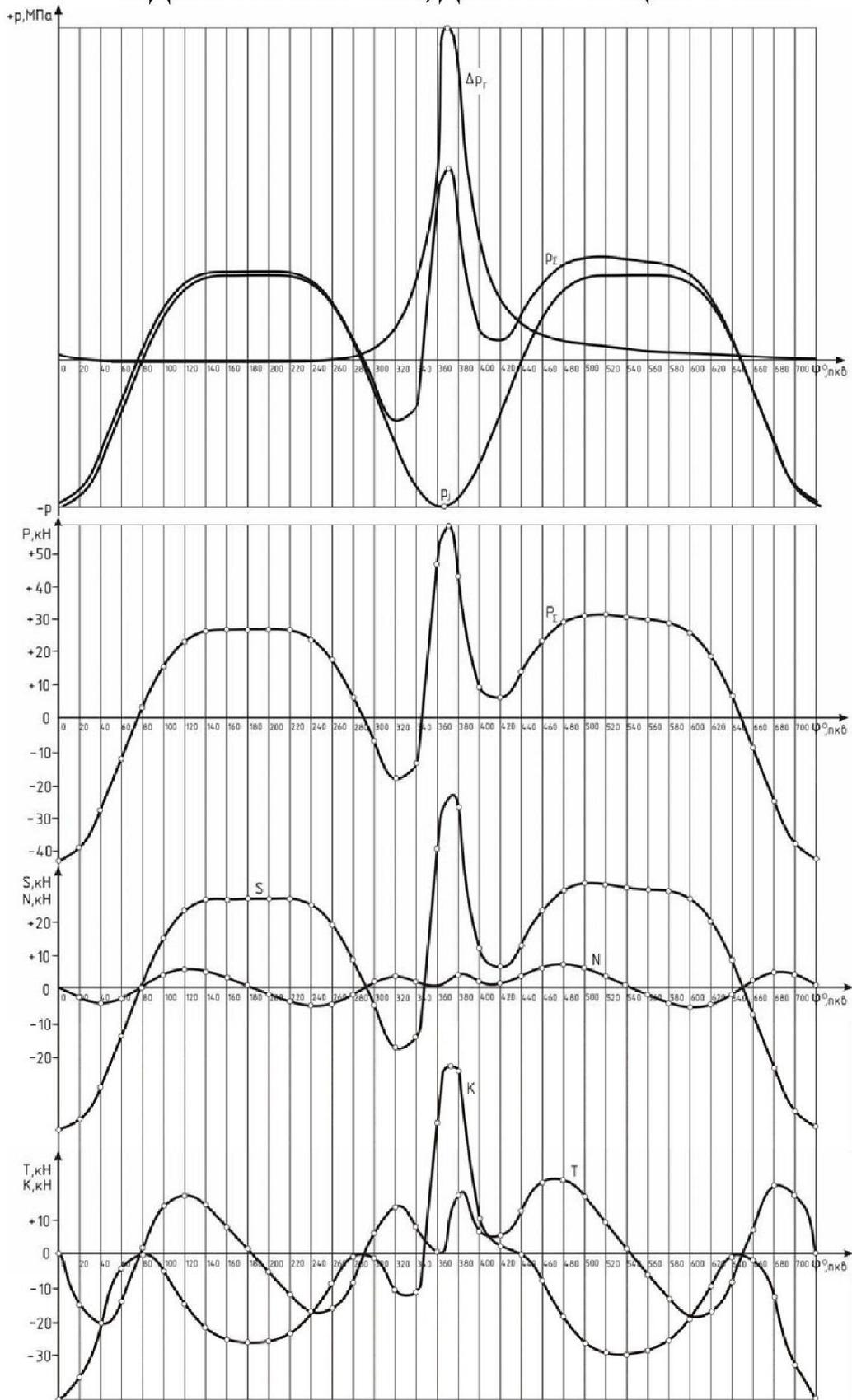
φ	Знак	Значения $\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ при λ								Знак	φ
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	360
10	+	0,978	0,977	0,977	0,977	0,976	0,976	0,975	0,975	+	350
20	+	0,912	0,910	0,909	0,908	0,907	0,906	0,905	0,903	+	340
30	+	0,806	0,803	0,801	0,798	0,795	0,793	0,790	0,788	+	330
40	+	0,666	0,662	0,657	0,653	0,649	0,645	0,640	0,636	+	320
50	+	0,500	0,494	0,488	0,482	0,476	0,469	0,463	0,457	+	310
60	+	0,317	0,309	0,301	0,293	0,285	0,277	0,269	0,261	+	300
70	+	0,126	0,117	0,107	0,098	0,088	0,078	0,069	0,059	+	290
80	-	0,064	0,075	0,085	0,095	0,106	0,117	0,127	0,138	-	280
90	-	0,245	0,256	0,267	0,278	0,289	0,300	0,311	0,322	-	270
100	-	0,411	0,422	0,432	0,443	0,453	0,464	0,475	0,485	-	260
110	-	0,558	0,568	0,577	0,586	0,596	0,606	0,615	0,625	-	250
120	-	0,683	0,691	0,699	0,707	0,715	0,723	0,731	0,739	-	240
130	-	0,785	0,792	0,798	0,804	0,810	0,816	0,822	0,829	-	230
140	-	0,866	0,870	0,870	0,879	0,883	0,887	0,892	0,896	-	220
150	-	0,926	0,929	0,931	0,934	0,937	0,939	0,942	0,944	-	210
160	-	0,968	0,969	0,970	0,971	0,973	0,974	0,975	0,976	-	200
170	-	0,992	0,992	0,993	0,993	0,993	0,994	0,994	0,994	-	190
180	-	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	-	180

φ	Знак	Значения $\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ при λ								Знак	φ
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0	0	0	0	0	0	0	0	-	360
10	+	0,215	0,216	0,218	0,220	0,221	0,223	0,225	0,227	-	350
20	+	0,419	0,423	0,426	0,429	0,432	0,436	0,439	0,442	-	340
30	+	0,605	0,609	0,613	0,618	0,622	0,627	0,631	0,636	-	330
40	+	0,762	0,767	0,772	0,777	0,782	0,788	0,793	0,798	-	320
50	+	0,886	0,891	0,896	0,901	0,906	0,912	0,917	0,922	-	310
60	+	0,972	0,976	0,981	0,985	0,990	0,995	0,900	1,004	-	300
70	+	1,018	1,022	1,025	1,029	1,032	1,035	1,039	1,043	-	290
80	+	1,027	1,029	1,030	1,032	1,034	1,036	1,038	1,040	-	280
90	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	-	270
100	+	0,943	0,941	0,939	0,937	0,936	0,934	0,932	0,930	-	260
110	+	0,861	0,858	0,854	0,851	0,847	0,844	0,840	0,837	-	250
120	+	0,760	0,756	0,751	0,747	0,742	0,737	0,733	0,728	-	240
130	+	0,646	0,641	0,636	0,631	0,626	0,620	0,615	0,610	-	230
140	+	0,524	0,519	0,513	0,508	0,503	0,498	0,493	0,488	-	220
150	+	0,395	0,391	0,387	0,382	0,378	0,373	0,369	0,360	-	210
160	+	0,265	0,261	0,258	0,255	0,252	0,248	0,245	0,242	-	200
170	+	0,133	0,131	0,129	0,127	0,126	0,124	0,122	0,121	-	190
180	+	0	0	0	0	0	0	0	0	-	180

СВЕРНУТАЯ ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА ДВИГАТЕЛЯ



РАЗВЕРНУТАЯ ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА И ДИАГРАММА СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В КШМ



ДИАГРАММЫ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ, СКОРОСТИ И УСКОРЕНИЯ ПОРШНЯ

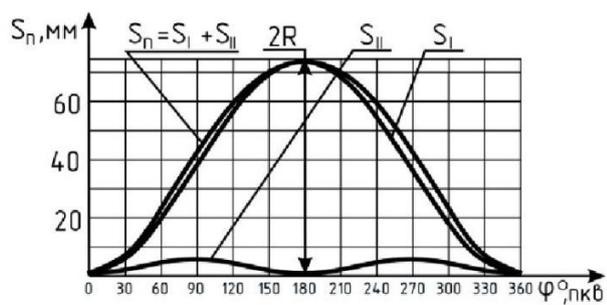


Диаграмма перемещения поршня

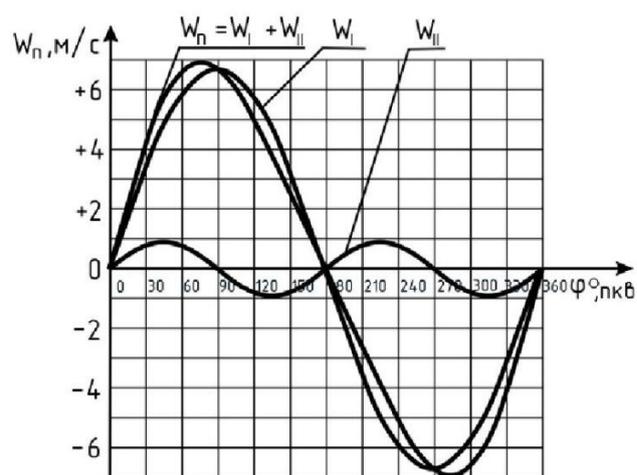


Диаграмма скорости поршня

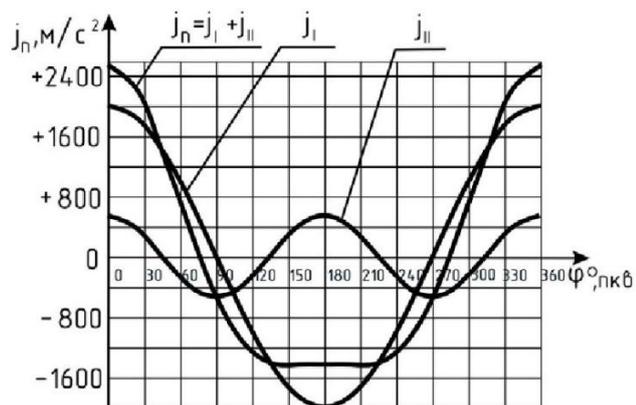
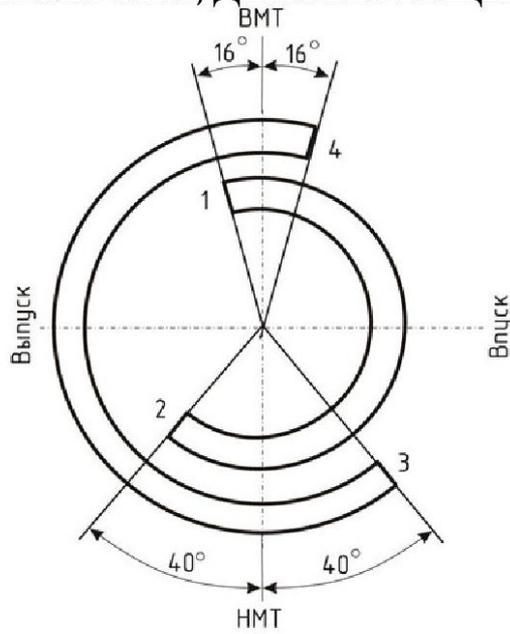
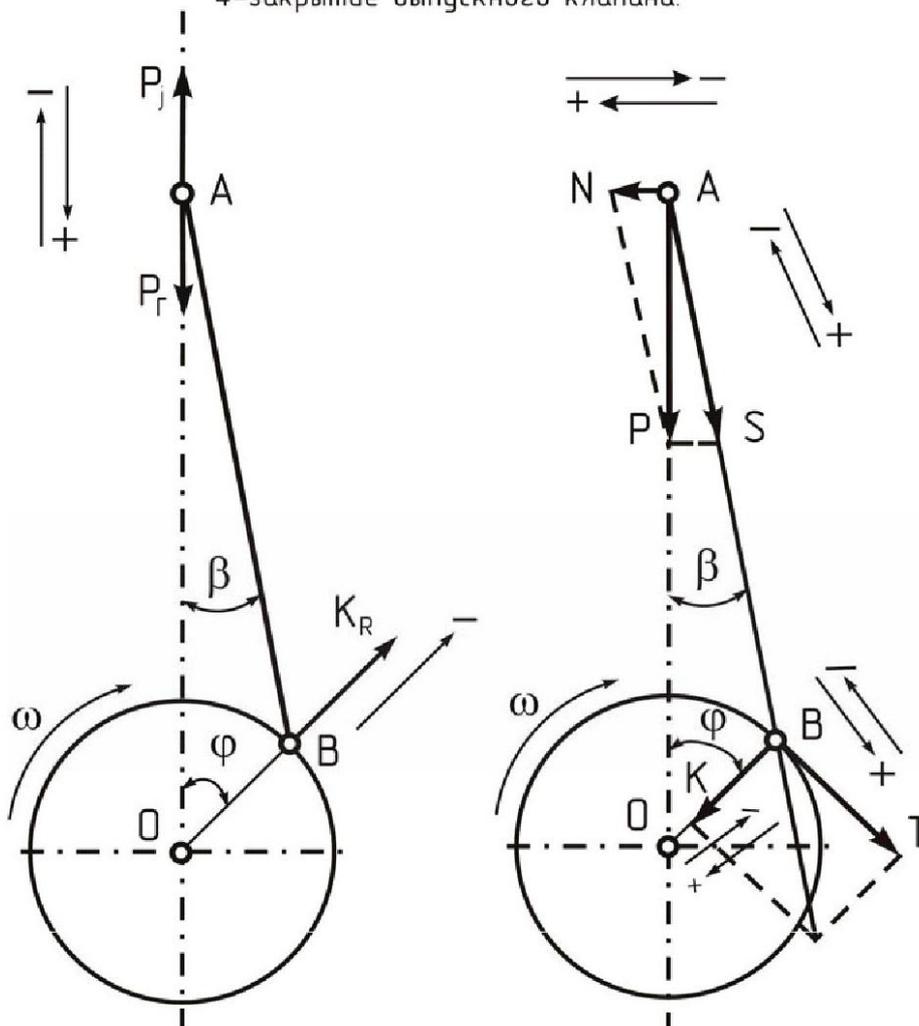


Диаграмма ускорения поршня

ДИАГРАММА ФАЗ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ И СХЕМА СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В КШМ



- 1-открытие впускного клапана;
- 2-закрытие впускного клапана;
- 3-открытие выпускного клапана;
- 4-закрытие выпускного клапана.



СОДЕРЖАНИЕ ЛИСТА ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ

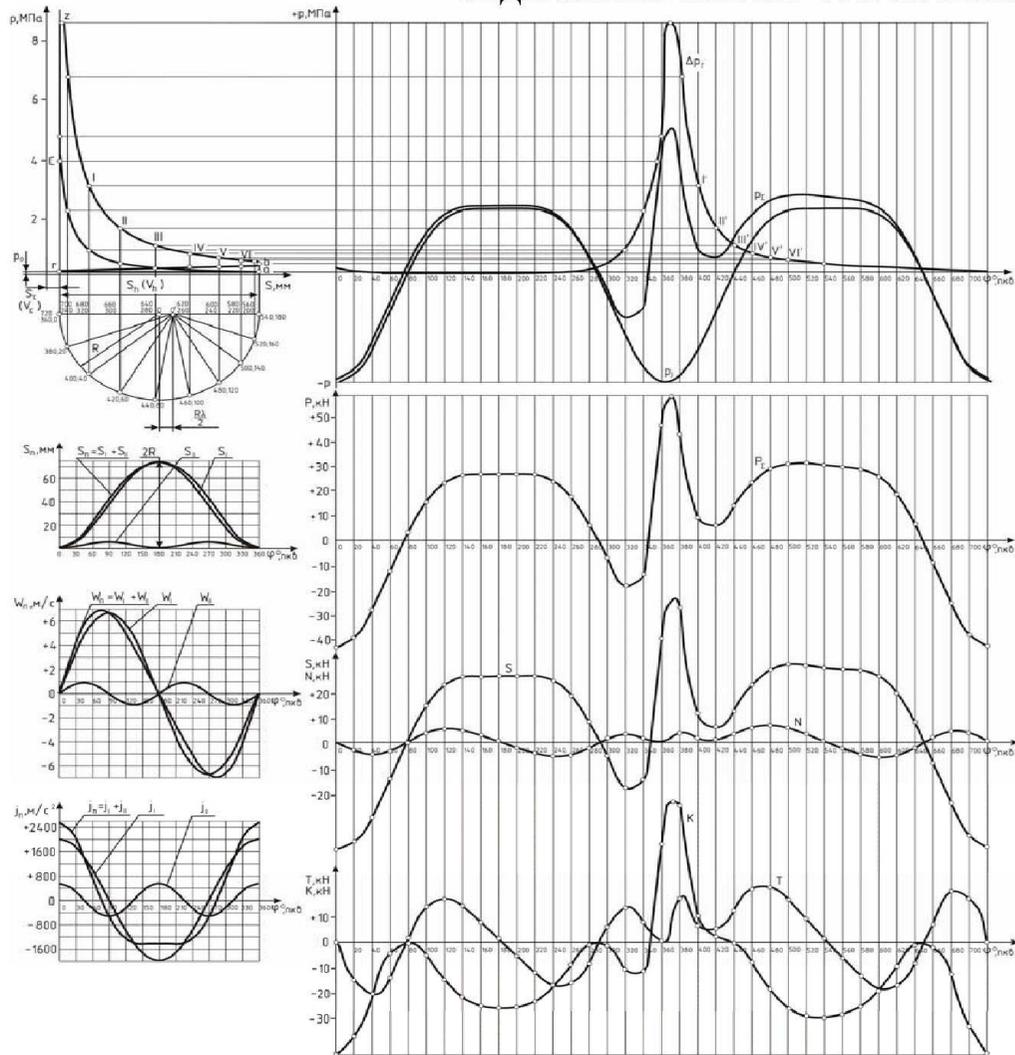
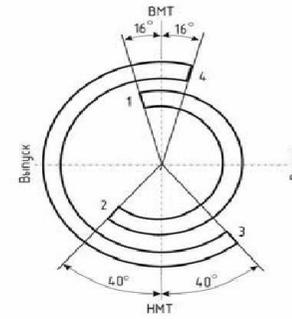
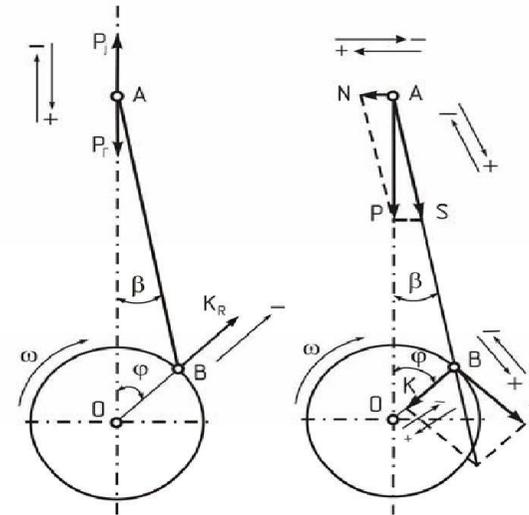


Диаграмма фаз газораспределения



- 1-открытие впускного клапана,
- 2-закрытие впускного клапана,
- 3-открытие выпускного клапана,
- 4-закрытие выпускного клапана.

Схема сил, действующих в КШМ



ЛИТЕРАТУРА

1. Алексеев И.В., Богданов С.Н., Пришвин С.А. и др. Ч.1. Методика выполнения теплового расчета. Учебное пособие по курсовому проектированию двигателей внутреннего сгорания. М: МАДИ, 2004 – 85с.
2. Артамонов М.Д., Морин М.М., Скворцов Г.А. Основы теории и конструирования автотракторных двигателей. М: Высшая школа, 1978 – 134с.
3. Зейпетдинов Р.А., Дьяков И.Ф., Ярыгин С.В. Проектирование автотракторных двигателей. Учебное пособие. Ульяновск: УлГТУ, 2004 – 168с.
4. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн.1. Теория рабочих процессов: Учебник для вузов /Под.ред. В.Н.Луканина и М.Г.Шатрова. М: Высшая школа, 2007 – 479с.
5. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. 4-ое издание / Под.ред А.С. Орлина, М.Г.Круглова. М: Машиностроение, 1983 – 372с.
6. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. 4-ое издание / Под.ред А.С. Орлина, М.Г.Круглова. М: Машиностроение, 1985 – 465с.
7. Лиханов В.А., Деветьяров Р.Р. Расчет двигателей внутреннего сгорания. Учебное пособие. Киров: Вятская ГСХА, 2008 – 69с.
8. Стуканов В.А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобилей. Учебное пособие. М: Форум. ИНФРА, 2005 – 368с.