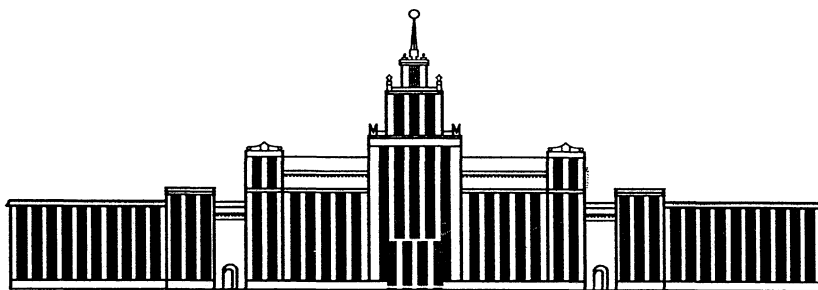

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ



ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

621.43(07)
Л74

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Методические указания по курсовой работе

Челябинск

2014

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

621.43(07)
Л74

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Методические указания по курсовой работе

Челябинск
Издательский центр ЮУрГУ
2014

УДК 620.9(076.5)+621.43.01(076.5)
Л74

Одобрено
учебно-методической комиссией автотракторного факультета

Рецензент Н.Г. Горяев

Энергетические установки: методические указания по курсовой работе / сост.: Г.В. Ломакин, Н.М. Ломакина. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2014. – 35 с.

Целью методических указаний является оказание помощи студентам автотракторного факультета при выполнении курсовой работы дисциплины «Энергетические установки» (по направлению «Наземные транспортно-технологические комплексы»). Также в пособии изложены основные разделы курса, с указанием рекомендуемой литературы, необходимой для успешного выполнения и защиты курсовой работы изучаемой дисциплины. Даны необходимые рекомендации по применению программы «Тепловой расчет», разработанной на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» ЮУрГУ.

Методические указания предназначены для студентов 3-го курса очной формы обучения автотракторного факультета (по направлению подготовки «Наземные транспортно-технологические комплексы»). Оно может быть полезно так же для студентов других форм обучения и специальностей автотракторного факультета при изучении теории рабочих процессов в ДВС.

УДК 620.9(076.5)+621.43.01(076.5)

© Издательский центр ЮУрГУ, 2014

ВВЕДЕНИЕ

Курс «Энергетические установки» изучает взаимосвязь развития энергетики и общества, методы эффективного использования топливно-энергетических ресурсов, устройства и принцип функционирования двигателей, энергетических машин и установок. Знакомит с основными направлениями развития, методами повышения эффективности энергетических машин и установок, степенью влияния работы энергетических машин и установок на окружающую среду.

В соответствии с учебным планом студент на третьем курсе выполняет и защищает лабораторные работы по дисциплине, сдает один зачет и экзамен, выполняет и защищает курсовой проект.

Пособие составлено на основе рабочей программы по курсу «Энергетические установки» для студентов очной формы обучения по направлению «Наземные транспортно-технологические комплексы» разработанной на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания». Рабочая программа составлена по программе «Энергетические установки» для высших учебных заведений по направлению «Наземные транспортно-технологические комплексы», утвержденной Учебно-методическим управлением по высшему образованию.

Целями и задачами дисциплины «Энергетические установки» является: Изучение теоретических вопросов действительных циклов поршневых двигателей; физических процессов, протекающих при осуществлении рабочего цикла; математических моделей и методов расчета этих процессов.

Знания, полученные в ходе изучения дисциплины «Энергетические установки» позволят выпускнику осознанно подходить к вопросам расчёта протекающих в ДВС процессов и улучшения их технико-экономических показателей.

Для успешного выполнения и защиты курсовой работы по дисциплине «Энергетические установки», студент должен освоить следующие разделы:

Рабочие циклы. Рабочий цикл и индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя с искровым зажиганием, четырехтактного дизеля, двухтактного двигателя. Такты и основные процессы рабочих циклов. Индикаторные показатели рабочего цикла: работа цикла, среднее индикаторное давление, индикаторная мощность, индикаторный расход топлива и индикаторный КПД [1, 2, 3].

Процесс впуска. Назначение и развитие процесса впуска в двигателях без наддува и с наддувом. Фазы газораспределения. Образование вихревого движения заряда в процессе впуска. Влияние гидравлических сопротивлений системы впуска, подогрева заряда и остаточных газов на наполнение. Коэффициент наполнения. Вывод уравнения коэффициента наполнения. Коэффициент остаточных газов. Влияние на наполнение частоты вращения коленчатого вала двигателя, нагрузки, фаз газораспределения, конструкции системы впуска, газодинамических явлений в системе впуска. Расчет процесса впуска [1, 2, 3].

Процесс сжатия. Назначение. Теплообмен между рабочим телом и стенками цилиндра в процессе сжатия. Показатель политропы сжатия, его изменение в процессе сжатия и среднее значение. Влияние технического состояния порш-

невых колец и клапанов на параметры рабочего тела в конце сжатия. Выбор величины степени сжатия. Образование направленного движения заряда при сжатии. Особенности процесса сжатия. Особенности процесса сжатия в дизелях с разделенными камерами сгорания. Определение давления и температуры рабочего тела в процессе сжатия [1, 2, 3].

Рабочее тело и его свойства. Топливо для двигателей, его основные физико-химические свойства, влияющие на смесеобразование и сгорание: элементарный химический состав, низшая теплотворность топлив, вязкость и др. Воздух, как необходимый компонент топливовоздушной смеси. Количество воздуха, теоретически необходимое для сгорания топлива. Коэффициент избытка воздуха как средство выражения состава смеси. Воздушно-топливное отношение. Продукты сгорания и химический (теоретический) коэффициент молекулярного изменения при недостатке (двигатель с внешним смесеобразованием) и избытке воздуха (дизель – с внутренним смесеобразованием). Действительный коэффициент молекулярного изменения [1, 2, 3].

Смесеобразование в двигателях, работающих на легком топливе. Понятие смесеобразования, требования, предъявляемые к нему (дозирование топлива, гомогенизация смеси). Распыливание и испарение топлива в двигателях с искровым зажиганием. Образование топливной пленки [1, 4].

Неравномерность состава смеси по цилиндрам. Особенности послойного смесеобразования в двигателях с воспламенением от электрической искры. Смесеобразование в топливных системах испарительного типа [2, 4]. Смесеобразование при работе на газовом топливе [4].

Влияние технического состояния и режима работы двигателя на смесеобразование и распределение смеси по цилиндрам [1].

Смесеобразование в двигателях, работающих на тяжелом топливе. Требования к смесеобразованию. Основные процессы: распределение по камере сгорания, распыливание, нагревание и испарение капель топлива. Характеристики впрыска и распыливания [2, 4]. Геометрические параметры струи распыленного топлива. Основные факторы, влияющие на мелкость распыливания и развитие топливных струй. Организация воздушного вихря в камере сгорания. Способы смесеобразования в дизелях: объемные, объемно-пленочные, пленочные. Пристеночное смесеобразование. Типы камер сгорания по их расположению относительно основного объема цилиндра. Их оценка и области применения. Влияние режима работы дизеля и его технического состояния на смесеобразование, воспламенение и последующее сгорание топлива [1, 2, 4, 5].

Процесс сгорания. Назначение процесса сгорания и требования, предъявляемые к его организации.

Воспламенение топливо-воздушной смеси от электрической искры. Нормальная скорость распространения пламени и факторы, на неё влияющие. Верхний и нижний концентрационные пределы воспламеняемости (обогащение и обеднение) смеси, их примерные значения. Турбулентное горение. Ширина зоны турбулентного горения. Распространение пламени в камере сгорания [1,

2]. Влияние на процесс сгорания состава смеси, нагрузки, частоты вращения коленчатого вала, степени сжатия, формы камеры сгорания [2, 4]. Основные нарушения нормального сгорания. Детонационное сгорание, признаки, причины, последствия. Борьба с детонацией. Преждевременное воспламенение от нагретых поверхностей и от частиц тлеющего нагара. Последующее воспламенение. Причины, последствия [1, 2, 4].

Сгорание в дизелях. Фазы сгорания. Влияние отдельных факторов на сгорание. Период задержки воспламенения и факторы, влияющие на него. Скорость нарастания давления в процессе сгорания и максимальное давление газов. Мероприятия по их снижению. Нарушения сгорания в дизелях [1, 2, 4].

Расчет процесса сгорания. Определение давления и температуры в конце изохорного (двигатели с искровым зажиганием) и изохорно-изобарного (дизель) сгорания. Уточненный расчет процесса сгорания с учетом угла опережения воспламенения и скорости сгорания. Полуэмпирическое уравнение выгорания топлива в двигателях. Параметры процесса сгорания – продолжительность и показатель характера сгорания, коэффициент эффективности сгорания. Определение давлений и температур в процессе сгорания [3].

Процесс выпуска. Протекание процесса, отдельные периоды. Токсичность отработавших газов и меры борьбы с ней: совершенствование рабочих процессов, применение нейтрализаторов, сажевых фильтров, рециркуляция и охлаждение отработавших газов и др. [1, 2, 4].

Показатели рабочего цикла и двигателя. Индикаторные показатели рабочего цикла: среднее индикаторное давление, индикаторная мощность, индикаторный КПД и индикаторный расход топлива. Их примерные величины.

Механические потери, их составляющие: на трение, на привод вспомогательных механизмов, на процессы газообмена. Среднее давление механических потерь, механический КПД.

Эффективная мощность двигателя, среднее эффективное давление. Эффективный КПД и эффективный удельный расход топлива. Примерные величины эффективных показателей двигателя. Влияние на эффективные показатели технического состояния двигателя, эксплуатационных регулировок и условий режимов работы.

Оценочные показатели двигателя: литровая мощность, литровая масса. Анализ методов повышения литровой мощности (форсирования) двигателя. Примерные значения оценочных показателей.

Тепловой расчет двигателя. Определение показателей цикла и двигателя, диаметра цилиндра и хода поршня по данным теплового расчета. Особенности теплового расчета при работе двигателя на газообразном топливе. Тепловой баланс и тепловая напряженность двигателя [1, 3, 4].

Характеристики двигателей. Преимущественные эксплуатационные режимы работы автомобильного двигателя. Испытания двигателей, стандарты на испытания.

Внешняя и частичная скоростные характеристики двигателя с внешним смесеобразованием, и их анализ. Скоростные и регуляторные характеристики дизеля. Понятие о коэффициенте приспособляемости и запасе вращающего момента. Полуэмпирическое уравнение внешней характеристики. Нагрузочные характеристики двигателя с искровым зажиганием, дизеля, их анализ. Понятие о многопараметровой характеристике. Регулировочные характеристики по углу опережения зажигания и по составу смеси. Регулировочная характеристика дизеля по углу опережения впрыска. Техника безопасности при испытаниях [1, 2, 4, 6, 7]. Влияние на показатели двигателя неустановившихся режимов работы [1, 2, 4].

Система питания двигателей с воспламенением от искры. Общая схема системы питания. Классификация систем питания. Рабочий процесс элементарного карбюратора. Расход воздуха и коэффициент расхода диффузора. Расход топлива через жиклер и коэффициент расхода жиклера. Характеристика элементарного карбюратора. Корректирование ее главной дозирующей системой, системой холостого хода, обогатителем (экономайзером), насосом-ускорителем (при разгоне). Пусковые устройства, ограничители частоты вращения и другие дополнительные устройства карбюратора.

Особенности системы питания в двигателях с форкамерно-факельным зажиганием.

Рабочий процесс инжекторного двигателя. Двигатель с впрыском топлива (бензина). Виды систем впрыска топлива по способу его подачи, по месту подачи, по величине давления впрыска, по типу регулирования. Электронное управление [1, 2, 4].

Системы питания дизелей. Топливные системы дизелей. Общая схема, классификация. Топливные насосы высокого давления, дозирование подачи топлива. Характеристики топливного насоса по подаче и скоростные. Корректирование скоростной характеристики подачи топлива. Форсунки, их разновидности и характеристики впрыска.

Автоматическое регулирование двигателей. Устойчивость работы двигателя. Регуляторы частоты вращения одно- двух- и многорежимные. Коэффициенты неравномерности и нечувствительности. Перспективы автоматизированного управления двигателями. Система подачи топлива commonrail, ее особенности [1, 4, 5].

Системы питания воздухом дизелей с наддувом. Общая схема. Назначение наддува и область применения. Системы наддува по способу привода компрессора. Газотурбинный наддув: схема, достоинства, недостатки. Применение охладителей надвучного воздуха. Использование газодинамических явлений системы впуска для повышения плотности свежего заряда [1, 2, 4].

1. КУРСОВАЯ РАБОТА

Курсовая работа включает тепловой расчет и расчет внешней скоростной характеристики двигателя.

Тепловой расчет двигателя включает разделы: задание; обоснование выбора исходных данных на тепловой расчет; расчет процессов впуска, сжатия, сгорания и расширения; определение индикаторных показателей цикла, эффективных показателей двигателя, диаметра цилиндра и хода поршня; сравнение показателей рассчитываемого двигателя с показателями двигателя-прототипа.

Расчет внешней скоростной характеристики включает определение мощностных и экономических показателей двигателя в зависимости от скоростного режима работы двигателя.

Курсовая работа оформляется в виде расчетно-пояснительной записки, графическая часть строится с использованием программных продуктов, таких как Word, AutoCAD и т.д. или вычерчиваются на миллиметровой бумаге и включаются в записку.

Приводятся графики:

а) давление, температуре, доля сгоревшего топлива и скорость сгорания в зависимости от угла поворота коленчатого вала (град ПКВ) в процессе сгорания;

б) диаграмма давления газов рабочего цикла в координатах давление удельный объем ($P-V$);

в) графики показателей двигателя в зависимости от скоростного режима по внешней скоростной характеристике.

Примерные графики будут приведены ниже

Примерные варианты заданий на курсовую работу представлены в табл. 1. Так же необходимо отметить, при получении задания на курсовую работу студент может выбрать любой, понравившийся ему двигатель, предварительно согласовав с преподавателем, ведущим занятия по данной дисциплине. В этом случае студент самостоятельно осуществляет поиск необходимых начальных исходных данных на двигатель прототип.

Таблица 1

Примерные варианты заданий на курсовую работу

№ варианта	Тип двигателя	Назначение	Прототип	N_e , кВт	n , мин ⁻¹	i	Охлаждение	Другие данные
1-1	К-4	ЛА	ВАЗ	46	5600	4Р	Ж	Меры по увеличению η_v
1-3	К-4	ЛА	ВАЗ	54,8	5600	4Р	Ж	Уменьшение, S/D
1-4	И-4	ЛА	ВАЗ	60	5200	4Р	Ж	Улучшение экономичности
1-5	И-4	ЛА	ВАЗ	65,5	5000	4Р	Ж	Меры по увеличению η_v
1-6	И-4	ЛА	ВАЗ	72	5600	4Р	Ж	Повышение ε
2-1	К-4	ЛА	ЗМЗ	69,8	4500	4Р	Ж	Повышение ε

Окончание таблицы 1

2-2	I-4	ЛА	ЗМЗ	110	5200	4P	Ж	Наддув и ОНВ
2-3	I-4	ЛА	ЗМЗ	94,1	4400	4P	Ж	Улучшение экономичности
2-4	Д-4	ЛА	ЗМЗ	68	4000	4P	Ж	Повышение надежности
3-1	К-4	ГА	ЗИЛ	120	3400	$\frac{8}{V}$	Ж	Повышение ε
3-2	К-4	ГА	ЗИЛ	130	3600	$\frac{8}{V}$	Ж	Повышение ε
3-4	К-4	ГА	ЗИЛ	140	3300	$\frac{8}{V}$	Ж	Снижение токсичности
4-1	Д-4	ГА	ЯМЗ	132	2100	$\frac{6}{V}$	Ж	$S/D = 1$
4-2	Д-4	ГА	ЯМЗ	140	2300	4P	Ж	Повышение ε
4-3	Д-4	ГА	ЯМЗ	265	2100	$\frac{12}{V}$	Ж	Наддув
5-1	Д-4	ГА	КАМАЗ	240	1900	$\frac{8}{V}$	Ж	Повышение η_v
5-2	Д-4	ГА	КАМАЗ	400	1900	$\frac{8}{V}$	Ж	Повышение η_v
5-3	Д-4	ГА	КАМАЗ	191	2600	$\frac{8}{V}$	Ж	Наддув
5-4	Д-4	ГА	КАМАЗ	260	1900	$\frac{8}{V}$	Ж	Повышение ε

Пояснения к табл. 1.1. Первая цифра номера варианта соответствует последней цифре шифра студента; Д-4 – дизель четырехтактный; К-4 карбюраторный четырехтактный двигатель; I-4 – инжекторный четырехтактный двигатель. ГА – грузовой автомобиль; ЛА – легковой автомобиль; i – число и расположение цилиндров (P – рядное, V – V-образное); ОНВ – охладитель наддувочного воздуха; КС – камера сгорания; В – воздушное охлаждение; Ж – жидкостное охлаждение

2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

Тепловой расчет двигателя выполняется с целью предварительного определения индикаторных показателей рабочего цикла, эффективных показателей проектируемого двигателя, диаметра цилиндра и хода поршня. На базе теплового расчета выполняются расчет внешней скоростной характеристики. Расчетным режимом является режим номинальной мощности. Возможны также режимы максимального вращающего момента и холостого хода.

2.1. Выбор исходных данных на тепловой расчет

Помимо основных параметров проектируемого двигателя, указанных в задании, необходимо задаться рядом других исходных данных, используемых в методике теплового расчета. Желательно, чтобы проектируемый двигатель

имел более высокие технико-экономические показатели по сравнению с прототипом. Для этого надо изучить конструктивные особенности прототипа, определяющие эти показатели, и попытаться внести конструктивные изменения с целью улучшения показателей двигателя. Некоторые изменения приведены в табл. 1. В соответствии с намеченными усовершенствованиями, конструктивными особенностями, с учетом преобладающих режимов работы выбираются исходные данные на тепловой расчет. При этом целесообразно использовать литературу [6, 7], так как тепловой расчет выполняется по методике проф. И.И. Вибе с уточненным расчетом процесса сгорания.

Давление окружающей среды: $p_0 = 0,1013$ МПа для нормальных атмосферных условий. Так же на двигателе оборудованном турбокомпрессором давление окружающей среды будет дано в соответствии с установленным компрессором.

Температура окружающего воздуха: $T_0 = 293$ К, т.е. принимается для нормальных атмосферных условий. Для двигателей с турбокомпрессором температура будет равна температуре на выходе из турбокомпрессора или охладителя наддувочного воздуха, если такой имеется.

Элементарный химический состав топлива в массовых долях: для бензинов; $C = 0,855$; $H = 0,145$; $O = 0$; для дизельных топлив $C = 0,870$; $H = 0,126$; $O = 0,04$. При этом элементарный химический состав принято отображать записью $C + H + O = 1$.

Низшую теплотворную способность топлив H_u можно принять: для дизельного топлива $H_u = 42,5$ МДж/кг; для бензинов $H_u = 42,5$ МДж/кг; или низшую теплотворную способность топлив H_u можно определить с использованием формулы Менделеева (1) [4, с. 49].

$$H_u = 33,91C + 125,6 H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W). \quad (1)$$

Степень сжатия ε для дизелей выбирается в зависимости от типа камеры сгорания: чем больше относительная поверхность камеры, тем больше теряется в стенки, тем большую степень сжатия надо выбирать. Поэтому принимают:

- для неразделенных камер сгорания, имеющих наименьшую относительную поверхность $\varepsilon = 14 \dots 16$;
- для полуразделенных $\varepsilon = 15 \dots 18$;
- для разделенных $\varepsilon = 16 \dots 19$.

Чтобы повысить надежность пуска, следует принимать верхние пределы величин ε . При наддуве для ограничения максимального давления газов степень сжатия уменьшается на одну-две единицы. Для самовоспламенения бензинов в многопливных дизелях степень сжатия увеличивают до $19 \dots 22$ единиц.

В карбюраторных двигателях степень сжатия повышается настолько, насколько позволяет отсутствие детонации в зависимости от марки бензина:

- АИ-76, АИ 80 и АИ-92 $\varepsilon = 6,5 \dots 9,0$ – для карбюраторных двигателей;
- АИ-95, АИ-98 $\varepsilon = 9 \dots 11$ – для инжекторных двигателей.

Если применяется впрыск бензина перед клапанами или непосредственно в цилиндр двигателя, то степень сжатия может быть соответственно повышена на 0,4...0,6 и на 0,8...1,2 единиц соответственно.

Коэффициент наполнения η_v зависит от типа двигателя. В дизелях ввиду отсутствия карбюратора или дроссельной заслонки (инжекторные двигатели) величины η_v повышаются. Так, для тракторных дизелей $\eta_v = 0,85...0,95$, а для автомобильных дизелей, имеющих более высокую частоту вращения, $\eta_v = 0,8...0,9$. При наддуве уменьшается гидравлическое сопротивление системы впуска от компрессора до цилиндра, и коэффициент наполнения возрастает на 0,02...0,04. Установка охладителя наддувочного воздуха увеличивает сопротивление системы впуска и снижает коэффициент наполнения на 0,01...0,02. В двигателях с искровым зажиганием (бензиновые двигатели) вследствие увеличения сопротивлений системы впуска (наличие карбюратора или дроссельной заслонки) и повышенной быстроходности коэффициент наполнения уменьшается и составляет для двигателей грузовых автомобилей и автобусов $\eta_v = 0,75...0,85$, для двигателей легковых автомобилей $\eta_v = 0,75...0,82$. Коэффициент наполнения можно повысить, увеличивая число впускных клапанов до двух, уменьшая отношение хода поршня к диаметру цилиндра (S/D), совершенствованием (настройкой) систем впуска и выпуска, при работе на высокооктановом бензине (уменьшается подогрев смеси).

Максимальное значение коэффициента наполнения (для расчета на режиме M_{\max}) можно оценить по зависимости:

$$\eta_{v \max} = K_{\eta v} \eta_v, \quad (2.1)$$

где $K_{\eta v}$ – степень повышения коэффициента наполнения; $K_{\eta v} = 1,01...1,06$ – для четырехтактных дизелей; $K_{\eta v} = 1,02...1,12$ для двигателей с внешним смесеобразованием.

При расчете на режиме минимальных оборотов холостого хода коэффициент наполнения для дизелей близок к его значению на номинальном режиме. Для двигателей с внешним смесеобразованием (карбюраторные и инжекторные) в связи с прикрытием дроссельной заслонки коэффициент наполнения снижается до 0,15...0,25, но это происходит на режимах с частичной нагрузкой.

Подогрев свежего заряда ΔT : подогрев осуществляется от горячих стенок, зависит главным образом от типа двигателя и принимается: $\Delta T = 10...40$ град для четырехтактных двигателей с искровым зажиганием, имеющих более высокий уровень температур деталей. Для дизелей без наддува $\Delta T = 10...25$ град, а для дизелей с наддувом $\Delta T = 0...10$ град (меньше перепад температур между горячими стенками и нагретым после компрессора воздухом). Увеличение частоты вращения коленчатого вала уменьшает время соприкосновения свежего заряда с горячими стенками и величина ΔT уменьшается. Применение воздушного охлаждения двигателя и охлаждение наддувочного воздуха повышают величину ΔT .

Коэффициент избытка воздуха α зависит от типа двигателя. В дизелях затруднены условия смесеобразования, поэтому необходим значительный избыток воздуха и $\alpha > 1$. Чем более совершенна организация процесса смесеобразования, тем меньше можно принимать величину коэффициента избытка воздуха. Так, для дизелей с неразделенными камерами сгорания без организованного завихрения воздуха (В2, Д-6) $\alpha = 1,6 \dots 2$; для дизелей с полуразделенными камерами сгорания (Д-130, Д-160, Д-180) обычно организуется завихрение в процессах впуска или сжатия и $\alpha = 1,5 \dots 1,8$; в дизелях с разделенными камерами сгорания, в частности, вихревыми (СМД-14) $\alpha = 1,25 \dots 1,5$. В дизелях с наддувом с целью сохранения теплонапряженности деталей образующих внутрицилиндровое пространство на допустимом уровне приходится принимать повышенные значения коэффициента избытка воздуха. Также поступают, если на первый план ставится задача улучшения экономичности. На режиме максимального вращающего момента с целью обеспечения его необходимого запаса следует выбирать наименьшее значение коэффициента избытка воздуха по допустимой степени дымности отработавших газов (80...95% от величины коэффициента избытка на номинальном режиме). На режиме максимальных оборотов холостого хода $n_{\text{хх max}}$ подача топлива за цикл значительно уменьшается, и коэффициент избытка воздуха достигает значений 5...7 единиц.

В двигателях с искровым зажиганием при работе на режимах полных нагрузок коэффициент избытка воздуха находится в пределах $\alpha = 0,85 \dots 0,9$, а смесь называют мощностной; при работе двигателя на частичных нагрузках коэффициент избытка воздуха находится в пределах $\alpha = 0,95 \dots 1,05$, а смесь в этом случае называют экономичной. Для получения наилучшей экономичности выбирается $\alpha = 1,08 \dots 1,15$. Также имеется тенденция к повышению коэффициента избытка воздуха для снижения токсичности. На режиме максимального вращающего момента на некоторых двигателях коэффициент избытка воздуха снижается до 90% от номинального режима, на других остается без изменений. На режиме минимальных оборотов холостого хода (в двигателях без наддува) для обеспечения устойчивой работы двигателя смесь обогащается, и коэффициент избытка воздуха составляет $\alpha = 0,6 \dots 0,7$.

Коэффициент эффективности сгорания ξ учитывает потери теплоты за процесс сгорания (неполнота сгорания, потери в стенки, на диссоциацию и т.д.) Для дизелей он выбирается в зависимости от типа камеры сгорания (табл. 2.1). Более высокие значения коэффициента принимаются для камер с хорошо отработанными процессами смесеобразования и сгорания, для более высоких величин коэффициента избытка воздуха, при наддуве (уменьшаются относительные потери теплоты в стенки в процессе сгорания). На режиме максимального вращающего момента с уменьшением частоты вращения коленчатого вала увеличиваются потери теплоты в стенках, кроме того, возможно некоторое ухудшение сгорания в случае значительной коррекции цикловой подачи топлива. Поэтому следует ожидать некоторого уменьшения величины коэффициента эф-

фektivности сгорания. Для двигателей с искровым зажиганием коэффициент эффективности сгорания вычисляется по зависимости:

$$\xi = \delta\psi, \quad (2.2)$$

где $\psi = 0,88...0,92$ – коэффициент использования теплоты, учитывающий потери теплоты в стенке, на диссоциацию продуктов сгорания, на перетекание газов; $\delta = 1 - 4,11(1 - \alpha)(L'_0/M_u)$ – коэффициент выделения теплоты, учитывающий потерю части теплоты сгорания топлива вследствие неполного сгорания при недостатке воздуха ($\alpha < 1$); при коэффициенте избытка воздуха $\alpha \geq 1$ принимается $\delta = 1$; L'_0 – теоретически необходимое количество воздуха в массовых единицах для сгорания одного кг топлива;

$$L'_0 = (8/3 C + 8H - O)/0,232, \text{ кг возд/кг топлива.} \quad (2.3)$$

Условная продолжительность сгорания топлива φ_z и показатель характера сгорания m – это кинетические параметры процесса сгорания, входящие в уравнения выгорания (доли выгоревшего топлива x) и отвлеченной скорости сгорания проф. И.И. Вибе (2.17 и 2.18).

Условная продолжительность сгорания топлива φ_z характеризует длительность и среднюю скорость сгорания. Чем выше средняя скорость сгорания, тем меньше φ_z , и наоборот. В дизелях φ_z зависит, главным образом, от способа смесеобразования и типа камеры сгорания (табл. 2.1). Продолжительность сгорания φ_z , выраженная в градусах угла поворота коленчатого вала (град ПКВ), увеличивается с повышением частоты вращения коленчатого вала, нагрузки. На режиме максимального вращающего момента обычно продолжительность сгорания снижается вследствие уменьшения частоты вращения коленчатого вала и может быть определена по формуле Вошни:

$$\varphi_z = \varphi_{zn} (\alpha_n/\alpha)^{K_z} (n_m/n_n)^{K_n}, \quad (2.4)$$

где φ_{zn} , α_n , n_n – условная продолжительность сгорания топлива, коэффициент избытка воздуха и частота вращения коленчатого вала на номинальном режиме работы двигателя; φ_{zm} , α_m , n_m – те же величины для режима максимального вращающего момента; $K_z = 0.6...0.7$; $K_n = 0,5$ – опытные коэффициенты.

В двигателях с искровым зажиганием при работе на режиме номинальной мощности (богатая смесь) $\varphi_z = 45...55$ град ПКВ, а для обедненной смеси $\varphi_z = 60...70$ град ПКВ. В высокооборотных двигателях также возможно увеличение продолжительности сгорания. На режиме максимального вращающего момента φ_z несколько уменьшается.

Показатель характера сгорания m однозначно определяет относительный угол φ_m/φ_z (или относительное время τ_m/τ_z), при котором отвлеченная скорость сгорания ω_0 имеет максимум. Чем меньше m , тем раньше наступает максимум скорости и выше ее максимальное значение (в дизелях), тем "жестче" работает двигатель. Показатель характера сгорания m в дизелях определяется главным образом типом камеры сгорания и способом смесеобразования. При наддуве m увеличивается на $0,2...0,4$ единицы.

В двигателях с искровым зажиганием $m = 3 \dots 4$. На режиме максимального вращающего момента величина показателя характера сгорания существенно не изменяется.

Таблица 2.1

Ориентировочные величины условной продолжительности процесса сгорания φ_z , показателя характера сгорания m , коэффициента эффективности сгорания ξ для дизелей

Тип камеры сгорания и способ смесеобразования	φ_z град ПКВ	m	ξ
Неразделенные с объемным смесеобразованием	120 – 150	0 – 0,15	0,8 – 0,9
Полуразделенные с объемно-пленочным смесеобразованием	90 – 130	0,05 – 0,3	0,8 – 0,88
Полуразделенные с пленочным и пристеночным смесеобразованием	60 – 80	0,6 – 1,2	0,82 – 0,88
Разделенные вихревые	60 – 90	0,3 – 0,5	

Угол опережения воспламенения θ может быть принят по данным двигателя-прототипа. Исследования показывают [3], что оптимальный угол опережения воспламенения зависит от продолжительности φ_z и показателя характера сгорания m и может быть определен по зависимости:

$$\theta = K_0 \theta', \quad (2.5)$$

где θ' – оптимальный угол опережения воспламенения, определенный в зависимости, от φ_z и m по номограмме (рис. 2.1) или по формуле:

$$\theta' = 0,25(0,35 + m)^{0,587} \varphi_z; \quad (2.6)$$

K_0 – эмпирический коэффициент, постоянный для данного двигателя.

В двигателях с искровым зажиганием и дизелях при $\varphi_z < 80$ град ПКВ и $m > 0,6$ можно принять $K_0 = 1$. В остальных случаях этот коэффициент определяется по выражению:

$$K_0 = 1/[0,047(\varphi_z - 45)], \quad (2.7)$$

где φ_z – условная продолжительность процесса сгорания в град ПКВ на номинальном режиме работы двигателя. На режиме максимального вращающего момента уменьшается продолжительность сгорания φ_z , поэтому уменьшается угол θ' , и, следовательно, θ (при неизменной величине коэффициента K_0). Полученное значение угла опережения воспламенения θ рекомендуется округлять до угла кратного 5 град ПКВ.

Средний показатель политропы сжатия n_1 принимается по зависимости:

$$n_1 = k_{1-0,04}^{+0,02}, \quad (2.8)$$

где k_1 – средний показатель адиабаты процесса сжатия. Он находится по графикам на (рис. 2.2) в зависимости от температуры рабочего тела в конце процесса впуска T_a , (определение T_a см. раздел 2.2) и отношения удельных объемов в конце процессов впуска и сжатия V_a/V_y , которое определяется по зависимости:

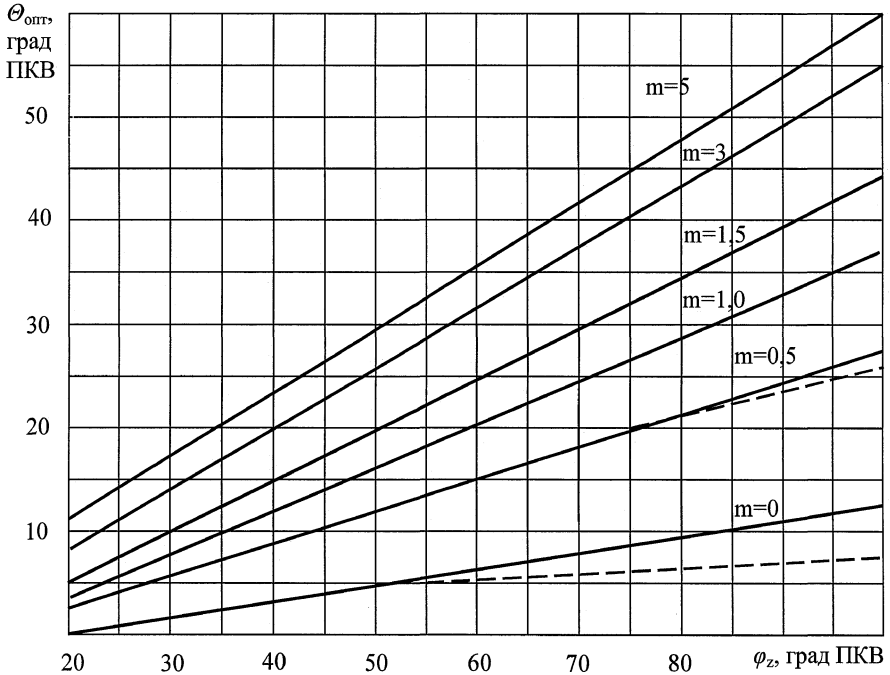


Рис. 2.1. Оптимальные углы опережения воспламенения в зависимости от продолжительности φ_z и показателя характера сгорания m

Средний показатель политропы сжатия n_1 принимается по зависимости:

$$n_1 = k_1^{+0,02}_{-0,04}, \quad (2.8)$$

где k_1 – средний показатель адиабаты процесса сжатия. Он находится по графикам на (рис. 2.2) в зависимости от температуры рабочего тела в конце процесса впуска T_a , (определение T_a см. раздел 2.2) и отношения удельных объемов в конце процессов впуска и сжатия V_a/V_y , которое определяется по зависимости:

$$V_a/V_y = \varepsilon / [1 + (\varepsilon - 1/2)\sigma_y], \quad (2.9)$$

где ε – степень сжатия; σ_y – кинематическая функция перемещения поршня для конца процесса сжатия, σ_y выбирается в зависимости от угла опережения вос-

пламенения θ и отношения радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = r/l_{ш}$ (см. приложение).

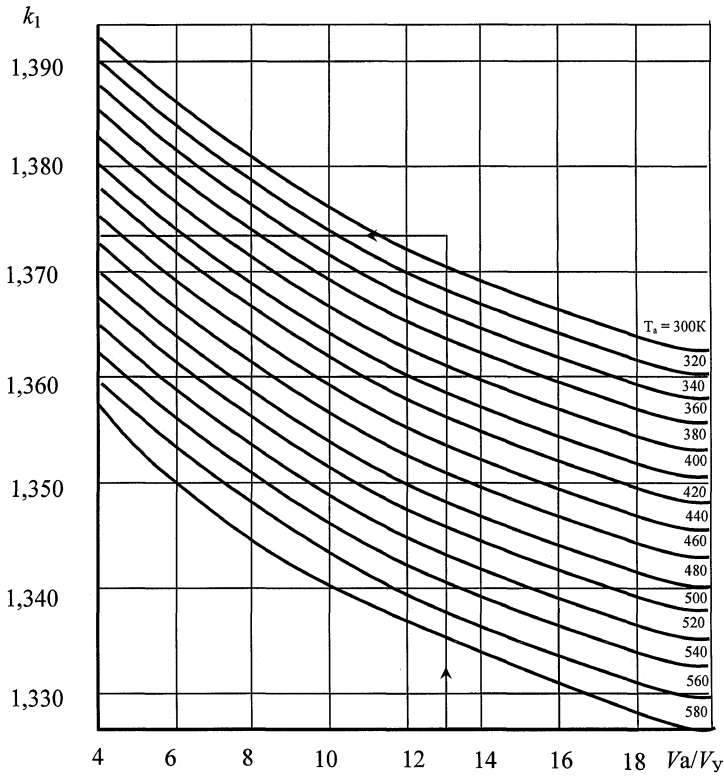


Рис. 2.2. Номограмма для определения среднего показателя адиабаты сжатия

Для автотракторных двигателей $n_1 = 1,34 \dots 1,38$ (верхние значения для высокооборотных двигателей). На режиме максимального вращающего момента величина n_1 уменьшается вследствие снижения частоты вращения вала двигателя.

Показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре $n_n = 1,55 \dots 1,75$ для центробежных компрессоров с неохлаждаемым корпусом. При охлаждении корпуса величины n_n будут несколько ниже. Показатель n_n может быть определен так же по величинам КПД компрессора [6].

Давление перед впускными клапанами P_K и понижение температуры в охладителе наддувочного воздуха $\Delta T_{охл}$. Давление перед впускными клапанами P_K в двигателях без наддува можно принять $P_K = P_0$. В двигателях с наддувом величину P_K (давление наддува) можно оценить, исходя из следующих рассуждений.

Ожидаемый расход топлива двигателем из понятия удельного эффективного расхода топлива ($g_e = G_T/N_e$) будет равен:

$$G_T = N_e g_e, \text{ кг/ч,}$$

где N_e – эффективная мощность двигателя по заданию; g_e – удельный эффективный расход топлива принимается по данным двигателя-прототипа.

Далее используем понятие коэффициента избытка воздуха $\alpha = G_B/(G_T L'_0)$, откуда, можно выразить расход воздуха двигателя:

$$G_B = \alpha \cdot G_T L'_0, \text{ кг/ч,}$$

где L'_0 – теоретически необходимое количество воздуха в кг для сгорания одного кг топлива (см. 2.3).

Ожидаемый расход воздуха за один цикл и на один цилиндр:

$$G = G_B / (i \cdot j_{\text{ц}}), \text{ кг/цикл,}$$

где i – число цилиндров двигателя; $j_{\text{ц}}$ – число циклов в час:

$$j_{\text{ц}} = (2n/\tau)60,$$

где n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} ; τ – тактность двигателя ($\tau = 4$ для 4-х-тактных двигателей).

Далее используем понятие коэффициента наполнения:

$$\eta_v = G/G_K = G/\rho_K V_h,$$

где G_K – условная масса свежего заряда, которая разместилась бы в рабочем объеме цилиндра при давлении P_K и температуре T_K перед впускными клапанами.

Из уравнения η_v найдем плотность рабочего тела:

$$\rho_K = G/\eta_v V_h, \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Величина рабочего объема цилиндра V_h (в м^3) может быть принята по прототипу.

Из уравнения состояния газа $Pv = RT$ или $P = \rho RT$ находим требуемое давление наддува:

$$P_K = \rho_K RT. \quad (2.10)$$

Однако в полученном выражении неизвестна температура рабочего тела перед клапанами T_K .

Эта температура зависит от степени охлаждения наддувочного воздуха и степени повышения давления в компрессоре наддувочного агрегата.

$$T_K = T'_K - \Delta T_{\text{охл}}, \quad (2.11)$$

где $\Delta T_{\text{охл}} = (T'_K - T_W)\eta_{\text{охл}}$ – понижение температуры в охладителе наддувочного воздуха. При отсутствии ОНВ $\Delta T_{\text{охл}} = 0$. T_W – температура охлаждающего

агента (воздуха или воды) на входе в охладитель; $\eta_{\text{охл}}$ – условный термический КПД ОНВ (табл. 2.2).

Таблица 2.2

Выбор параметров ОНВ

Тип охладителя	$H_{\text{охл}}$	T_{W}, K
Воздухо-воздушный	0,62 – 0,72	293 – 313
Водо-воздушный в контуре системы охлаждения	0,7 – 0,9	350 – 360
Водо-воздушный с отдельным контуром	0,7 – 0,9	318 – 338

Для обеспечения нормального рабочего процесса в двигателе температура воздуха на выходе из охладителя (T_K) должна быть не ниже 323...333 К. Понижение температуры в ОНВ в среднем $\Delta T = 40...70$ К.

Температуру рабочего тела на выходе из компрессора:

$$T'_K = T_0 (P_K/P_0)^{\frac{n_n-1}{n_n}}, K. \quad (2.12)$$

Порядок определения P_K , T'_K , T_K может быть следующим. Задаться ориентировочным значением P_K , пропорциональным увеличению мощности дизеля с наддувом по сравнению с безнаддувным вариантом двигателя-прототипа, определить T'_K , $\Delta T_{\text{охл}}$, T_K и P_K по уравнениям (2.12, 2.11, 2.10). Если расхождение полученного значения P_K превысит 3% – повторить определение P_K , задавшись его значением, полученным по уравнения (2.10) в первом приближении.

По ГОСТ 9658-81 в соответствии с расходом воздуха и степенью повышения давления находим типоразмер турбокомпрессора. Величину P_K можно также оценить по формуле:

$$P_K = K_p P_e g_e (\alpha/\eta_v) \left[(P_K/P_0)^{\frac{n_n-1}{n_n}} T_0 (1 - \eta_{\text{охл}}) + \eta_{\text{охл}} T_{\text{W}} \right], \quad (2.13)$$

Где $K_p = 0,11395 \cdot 10^{-6}$ при P_K и P_e в МПа, g_e в граммах на киловатт-час; P_e – среднее эффективное давление в МПа, которое имел бы проектируемый двигатель при литраже прототипа.

$$P_e = (120 \cdot N_e)/(i \cdot V_h \cdot n).$$

Здесь N_e в кВт, V_h в литрах, n в мин⁻¹; g_e – удельный эффективный расход топлива двигателя-прототипа в г/кВт·ч. Уравнение (2.13) по определению P_K трансцендентное и решается методом последовательных приближений.

Результаты решения уравнения в случае применения воздухо-воздушного охладителя воздуха при $g_e = 245$ г/кВт·ч, $\eta_v = 0,87$, $\alpha = 1,67$, $\eta_{\text{охл}} = 0,67$, $T_{\text{W}} = 293$ показаны на рис. 2.3 (сплошные линии). Для двигателей без охлади-

теля принято $\eta_{охл} = 0$ (пунктирные линии). Указанный рисунок может быть использован, если принятые величины $\eta_{охл}$, T_W , g_e , η_v близки к приведенным выше значениям.

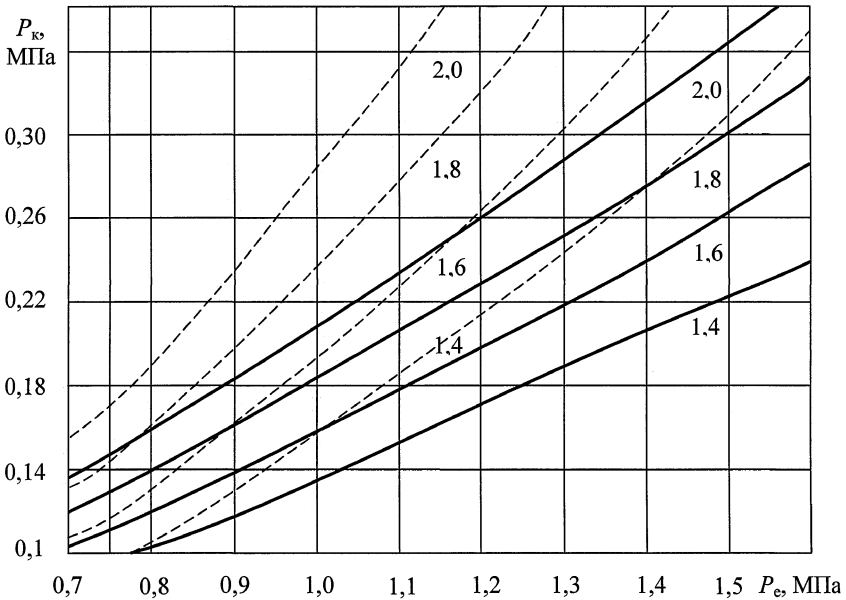


Рис. 2.3. График для приближенной оценки величины давления перед впускными клапанами $P_{кв}$ в зависимости от среднего эффективного давления при разных величинах, коэффициента избытка воздуха с охладителем (сплошные линии) и без охладителя наддувочного воздуха (ОНВ) (пунктирные линии)

На режиме максимального вращающего момента давление наддува снижается и составляет 92 – 97 % от давления на режиме номинальной мощности. На режиме минимальных оборотов холостого хода $P_{кв} \approx P_0$.

Давление остаточных газов P_r , может быть выбрано по данным табл. 2.3. Величина P_r уменьшается с уменьшением частоты вращения вала и давления наддува, с увеличением числа выпускных клапанов и фаз опережения выпуска.

На режиме максимального вращающего момента уменьшение частоты вращения коленчатого вала способствует уменьшению величины P_r .

Температура остаточных газов T_r для разных типов двигателей приведена в табл. 2.3. Величина T_r уменьшается с ростом степени сжатия, увеличением коэффициента избытка воздуха в дизелях, уменьшением частоты вращения коленчатого вала и степени наддува, охладителя наддувочного воздуха. В двигателях с искровым зажиганием увеличение коэффициента избытка воздуха (обеднение смеси) приводит к увеличению продолжительности сгорания, в результате чего температура остаточных газов повышается.

На режиме максимального вращающего момента уменьшение частоты вращения вала вызывает уменьшение продолжительности сгорания по углу поворота коленчатого вала, что приведет к снижению величины T_r . Однако в некоторых дизелях при переходе на этот режим существенно уменьшается коэффициент избытка воздуха и возможно повышение температуры остаточных газов.

Таблица 2.3

Давление P_r и температура T_r остаточных газов

Тип двигателя	P_r , МПа	T_r , К
Четырехтактные дизели без наддува	0,105 – 0,113	700 – 800
Четырехтактные дизели с наддувом	$(0,85 – 0,95)P_k$	800 – 1000
Четырехтактные двигатели с искровым зажиганием	0,109 – 0,117	900 – 1100

Средний показатель политропы расширения n_2 при уточненном расчете процесса сгорания принимается для четырехтактных дизелей равным 1,35...1,45, для четырехтактных двигателей с искровым зажиганием 1,30...1,35. При выборе показателя n_2 следует учитывать, что все факторы, способствующие уменьшению отвода теплоты от рабочего тела в процессе расширения (догорание, увеличение частоты вращения коленчатого вала, уменьшение коэффициента эффективности сгорания), приводят к уменьшению среднего показателя политропы расширения.

На режиме максимального вращающего момента уменьшение частоты вращения коленчатого вала будет способствовать увеличению теплоотдачи в стенки и росту показателя n_2 . В этом случае показатель n_2 можно вычислить по зависимости, вытекающей из формулы Петрова В.А.:

$$n_2 = n_{2н} + 130[(1/n_m) - (1/n_n)],$$

где $n_{2н}$ – средний показатель политропы расширения для режима номинальной мощности.

Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = r/l_{ш}$ для автотракторных двигателей 0,24...0,30. Для быстроходных двигателей характерна тенденция к увеличению λ (короткие шатуны) с целью уменьшения габаритной высоты двигателя, снижения веса. Однако при этом увеличиваются давление поршня на стенку цилиндра и износ двигателя. Величину λ следует выбирать, учитывая данные двигателя-прототипа.

Шаг расчета процесса сгорания может быть принят 5 град ПКВ, а при повышенных требованиях к точности расчета – 2,5 град ПКВ.

Отношение теплоемкостей рабочего тела $k = C_p/C_v$, $k = 1,28 ... 1,29$ для дизелей и $k = 1,28 ... 1,30$ для двигателей с искровым зажиганием.

2.2. Расчет процесса впуска

Температура воздуха после компрессора при наддуве:

$$T_K = T_0(P_K/P_0)^{\frac{n_n-1}{n_n}}, K.$$

В двигателях без наддува: $n_n = 1$, $T_K = T_0$.

Температура воздуха охладителя наддувочного воздуха:

$$T_K = T_K - \Delta T_{\text{охл}}, K.$$

Если охладитель не применяется, то $\Delta T_{\text{охл}} = 0$, $T_K = T_0$.

Давление рабочего тела в конце впуска:

$$P_a = (1/\varepsilon)[(\varepsilon - 1)\eta_v P_K[(T_K + \Delta T)/T_K] + P_f], \text{ МПа.}$$

Коэффициент остаточных газов:

$$\gamma = P_f T_K / [(\varepsilon - 1)\eta_v P_K T_f].$$

Температура рабочего тела в конце впуска:

$$T_a = (T_K + \Delta T + \gamma T_f) / (1 + \gamma).$$

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива в килограммах L'_0 (см 2.3), в объемных единицах:

$$L_0 = (C/12 + H/4 + O/32)/0,21, \text{ кг-моль/кг топлива}$$

Удельный объем рабочего тела в конце впуска:

для дизеля:

$$V_a = 0,008314 T_a / \mu_B P_a, \text{ м}^3/\text{кг};$$

для двигателей с искровым зажиганием:

$$V_a = [0,008314(\alpha L_0 / \mu_B + 1 / \mu_T) T_a] / (1 + \alpha L_0) P_a, \text{ м}^3/\text{кг},$$

где $\mu_B = 28,97$ – кажущаяся молекулярная масса воздуха, $\mu_T = 114$ молекулярная масса бензина.

2.3. Расчет процесса сжатия

Параметры рабочего тела в процессе сжатия определяются по уравнениям политропного процесса.

Текущие давления (с шагом $\Delta\alpha = 10$ град ПКВ):

$$P = P_a (V_a/V)^{n_1} \text{ МПа,}$$

где V – текущие значения удельного объема, определяемые по зависимости:

$$V = (V_a/\varepsilon)(1 + (\varepsilon - 1/2)\sigma), \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (2.14)$$

В уравнении (2.14) $\sigma = S/r$ – кинематическая функция перемещения поршня, представляющая отношение текущего хода поршня S к радиусу кривошипа r). Формула и текущие значения σ в зависимости от угла ПКВ кривошипа от ВМТ α при разных значениях $\lambda = r/l_{ш}$ ($l_{ш}$ – длина шатуна) приведены в приложении.

Для промежуточных значений α или λ величины σ могут быть определены интерполяцией.

Давление и температура конца сжатия:

$$P_y = P_a(V_a/V_y)^{n_1}, \text{ МПа;}$$

$$T_y = T_a(V_a/V_y)^{n_1-1}, \text{ К.}$$

В этих выражениях V_y – удельный объем рабочего тела в конце сжатия, определяемый по формуле (2.14), но при $\sigma = \sigma_y$. При определении σ_y по приложению принимается $\alpha = \theta$ (θ – угол опережения воспламенения).

Удельная работа политропного процесса сжатия:

$$l_{ay} = (P_a V_a - P_y V_y) / (n_1 - 1), \text{ МДж/кг.}$$

2.4. Расчет процесса сгорания

При этом расчете определяют величины давлений и температур рабочего тела в процессе сгорания в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Расчет выполняется с учетом угла опережения воспламенения и закономерности выгорания топлива [1].

Для двигателей с искровым зажиганием при коэффициенте избытка воздуха $\alpha < 1$ коэффициент выделения теплоты:

$$\delta = [H_u - 4,11(1 - \alpha)L'_0] / H_u.$$

При $\alpha > 1$, $\delta = 1$.

Коэффициент эффективности сгорания:

$$\xi = \psi \delta.$$

Общая удельная использованная теплота сгорания:

- для дизелей:

$$q_z = [\xi \cdot H_u] / (1 + \gamma)(\alpha L'_0), \text{ МДж/кг.}$$

- для двигателей с искровым зажиганием

$$q_z = [\xi \cdot H_u] / (1 + \gamma)(\alpha L'_0 + 1), \text{ МДж/кг.}$$

Максимальное значение химического коэффициента молекулярного изменения:

- для дизелей:

$$\beta_{0\max} = 1 + (H/4 + O/32) / (\alpha \cdot L_0);$$

- для двигателей с искровым зажиганием при $\alpha \leq 1$:

$$\beta_{0\max} = 1 + [H/4 + O/32 + 0,21(1 - \alpha)L_0 - 1/\mu_r]/[\alpha L_0 + 1/\mu_r];$$

- для двигателей с искровым зажиганием при $\alpha > 1$:

$$\beta_{0\max} = 1 + (H/4 + O/32 - 1/\mu_r)/(\alpha L_0 + 1/\mu_r).$$

Максимальное значение действительного коэффициента молекулярного изменения:

$$\beta_{\max} = (\beta_{0\max} + \gamma)/(1 + \gamma).$$

Расчет текущих величин давления и температуры при сгорании ведется по элементарным участкам 1-2 с шагом $\Delta\psi$ (рис. 2.4).

Давление в конце участка 1-2 (при расчете вручную при постоянном отношении теплоемкости) $k = C_p/C_v = \text{const}$.

$$P_2 = [2q_z(x_2 - x_1) + P_1(V_1 - V_2)]/[(V_2 - V_1)], \text{ МПа.} \quad (2.15)$$

Температура в конце участка 1-2:

$$T_2 = (T_u/P_y V_y)(P_2 V_2/\beta_{1-2}), \text{ К} \quad (2.16)$$

где V_1 – удельный объем рабочего тела в начале участка. Для первого участка $V_1 = V_y$. Для последующих участков в качестве V_1 принимаются значения V_2 предшествующих участков;

V_2 – тоже для конца участка, определяется по выражению (2.14);

P_1 – давление в начале участка. Для первого участка $P_1 = P_y$. Для последующих участков принятие P_1 аналогично V_1 .

Фактор теплоемкости:

$$= (k + 1)/(k - 1),$$

где x_1 – доля выгоревшего топлива в начале участка. Для первого участка 1-2 $x_1 = 0$;

x_2 – тоже для конца участка. Определяется по уравнению выгорания И.И. Вибера:

$$x_2 = 1 - e^{-6,908(\varphi_2/\varphi_z)^{m+1}}. \quad (2.17)$$

Здесь $e = 2,718$ – основание натуральных логарифмов; φ_2 – угол ПКВ, отсчитываемый от начала сгорания до конца участка: $\varphi_2 = \alpha_2 + \theta$. При воспламенении до ВМТ θ положительный; α_2 – угол ПКВ от ВМТ до конца участка 1-2; $\beta_{1-2} = (\beta_1 + \beta_2)/2$ – среднее на участке 1-2 значение действительного коэффициента молекулярного изменения; β_1 – его значение в начале участка. Для первого участка $\beta_1 = 1$; β_2 – тоже для конца участка. Определяется по зависимости

$$\beta_2 = 1 + (\beta_{\max} - 1)x_2.$$

Расчет давлений и температур удобно вести в форме таблицы (табл. 2.4). Как видно из таблицы, параметры начала последующих участков (P_1, V_1, x_1) равны соответствующим параметрам конца предшествующих участков (P_2, V_2, x_2).

Отвлеченная скорость сгорания определяется по уравнению:

$$\omega_0 = 6,908(m + 1)(\varphi/\varphi_z)^m(1 - x_2). \quad (2.18)$$

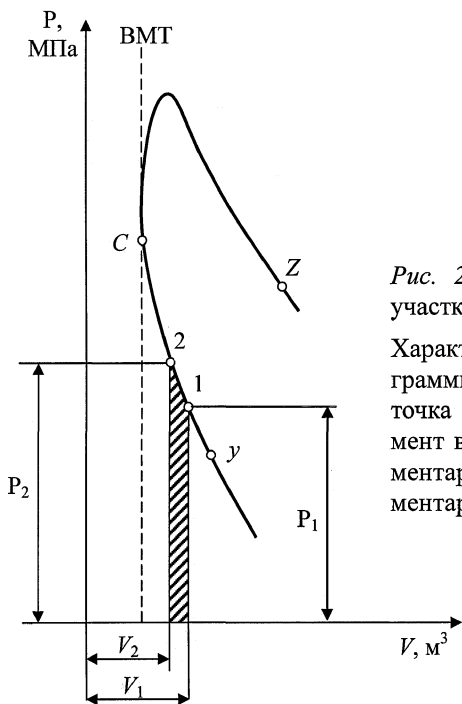


Рис. 2.4. Разбивка процесса сгорания на участки 1–2.

Характерные точки индикаторной диаграммы: Z – конец процесса сгорания; C – точка положения поршня в ВМТ; y – момент воспламенения; 1 – точка начала элементарного участка, 2 – точка конца элементарного участка

Определение удельной работы l_{yz} целесообразно выполнить в форме таблицы (табл. 2.5, по данным табл. 2.4).

Таблица 2.5

α , град ПКВ	V_2 , м ³ /кг	V_1 , м ³ /кг	P_2 , МПа	P_1 , МПа	$V_2 - V_1$	$(P_1 + P_2)/2$	$[(P_1 + P_2)/2](V_2 - V_1)$
-25	0,2084	—	0,893	—	—	—	—
-20	0,1864	0,2084	1,033	0,893	-0,022	0,963	-0,02119
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
25	0,2084	0,1864	3,732	4,273	0,022	4,003	0,08806

По результатам расчета процесса сгорания строятся графики давления P , температуры T , доли сгоревшего топлива x , отвлеченной скорости сгорания ω_0 в зависимости от угла ПКВ (рис 2.5).

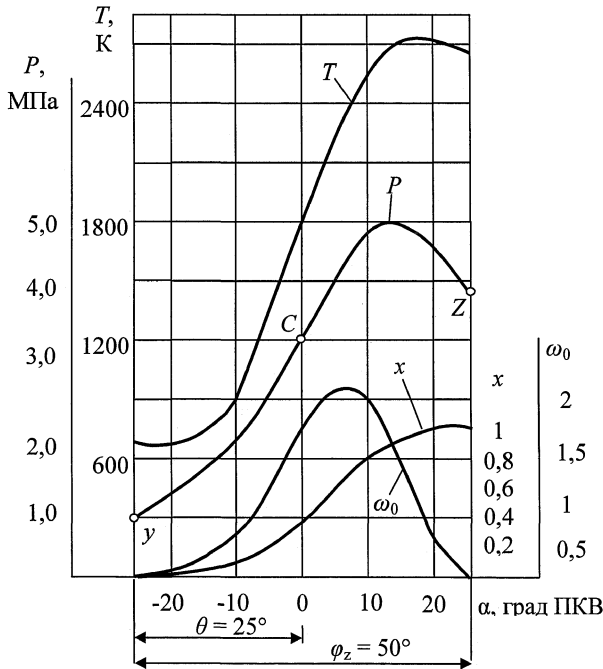


Рис. 2.5. Графики давления P , температуры T , доли сгоревшего топлива x и отвлеченной скорости сгорания ω_0 двигателя с искровым зажиганием в процессе сгорания

2.5. Расчет процесса расширения

Давление и температуру рабочего тела в конце расширения определяют по уравнениям политропного процесса:

$$P_a = P_z (V_z/V_a)^{n_2}, \text{ МПа,}$$

$$T_a = T_z (V_z/V_a)^{n_2-1}, \text{ К,}$$

где P_z, T_z, V_z – давление, температура и удельный объем в конце сгорания. Текущие величины давлений рассчитывают с шагом $\Delta\alpha = 10$ град ПКВ при углах α , кратных 10 град ПКВ.

$$P = P_z (V_z/V)^{n_2}, \text{ МПа.}$$

Удельная работа в процессе политропного расширения:

$$l_{zb} = P_z V_z - P_b V_a / n_2 - 1, \text{ МДж/кг.}$$

2.6. Определение индикаторных показателей цикла

Удельная работа цикла:

$$l_i = l_{ay} + l_{yz} + l_{zb}, \text{ МДж/кг.}$$

Среднее индикаторное давление цикла:

$$P_i = \xi l_i / (\varepsilon - 1) V_a, \text{ МПа.}$$

Индикаторный КПД:

$$\eta_i = \xi l_i / q_z.$$

Индикаторный удельный расход топлива:

$$g_i = 3600 / H_u \eta_i, \text{ г/кВт·ч.}$$

По результатам расчета строится диаграмма давления газов цикла P в зависимости от удельного объема V (рис. 2.6 или рис 2.7).

Такты рабочего цикла отображаются следующими линиями индикаторной диаграммы: $r - r_1 - a$ – такт впуска; $a - a_1 - d_1 - y - c$ – такт сжатия; $c - d_2 - z_p - z_T - z - b_1 - e$ – такт расширения (рабочий ход); $e - r$ – такт выпуска. Линии индикаторной диаграммы отображают следующие процессы, составляющие рабочий цикл: $s - r - a - a_1$ – процесс впуска; $a - a_1 - d_1 - y - c$ – процесс сжатия; $y - c - d_2 - z_p - z_T - z$ – процесс сгорания; $c - d_2 - z_p - z_T - z - b_1 - e$ – процесс расширения (рабочий ход); $b_1 - e - r - r_1$ – процесс выпуска, причём $b_1 - e$ – свободный выпуск, $a e - r$ – принудительный выпуск. Участки индикаторной диаграммы $d_1 - y - c - d_2$ и $d_1 - y - c - d_2 - z_p - z_T - z$ соответствуют процессам впрыскивания и смесеобразования. Точками на диаграмме отмечены характерные моменты цикла: y – момент воспламенения (точка отрыва линии сгорания от линии сжатия индикаторной диаграммы); z_p – момент достижения p_{\max} ; z_T – момент, соответствующий T_{\max} ; s – открытие

впускного клапана; $V_\alpha = V_h + V_c$ – полный объём; L_i – работа, совершаемая газами внутри цилиндра двигателя (индикаторная работа), $L_{н.х.}$ – работа насосных ходов.

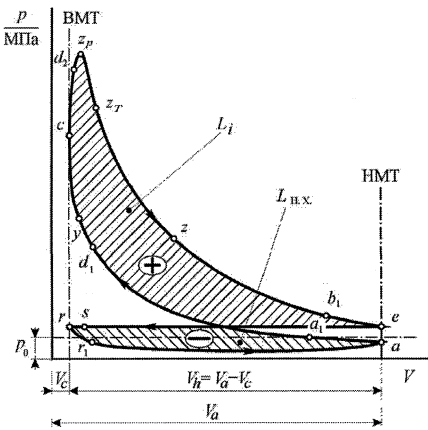


Рис. 2.6. Индикаторная «P – V» диаграмма четырёхтактного безнаддувного дизеля

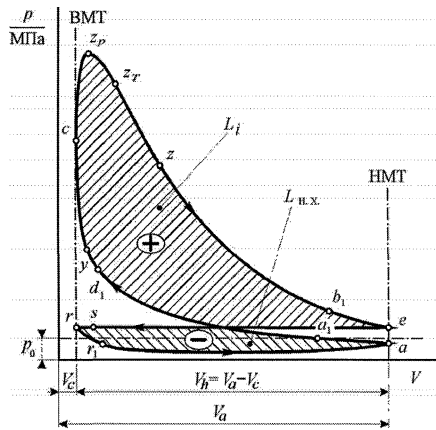


Рис. 2.7. Индикаторная «P–V» диаграмма четырёхтактного двигателя с искровым зажиганием

Давления в процессах впуска P_a и выпуска P_r принимаются постоянными.

2.7. Определение эффективных показателей двигателя диаметра цилиндра и хода поршня

Среднее давление механических потерь:

- для двигателей с наддувом:

$$P_M = (P_K/P_0)^{B_1} (a + b C_{II}) + P_{нас}, \text{ МПа}, \quad (2.19)$$

где $B_1 = 0,1 \dots 0,15$ эмпирический коэффициент, a, b – эмпирические коэффициенты (табл. 2.6); C_{II} – средняя скорость поршня:

$$C_{II} = S \cdot n/30, \text{ м/с};$$

$P_{нас}$ – среднее давление насосных потерь, зависит от давления перед клапанами P_K и отношения давлений P_K/P_T .

$$P_{нас} = 0,0212 - 0,0919 P_K + (P_T/P_K)(0,137 P_K - 0,0497), \text{ Мпа},$$

где $P_T \approx P_r$ – давление газов перед турбиной.

При отношении $P_K/P_T \approx 1,2$ ($P_T/P_K \approx 0,83$):

$$P_{нас} \approx 0,0226 P_K - 0,0202, \text{ МПа}.$$

Величину хода поршня S (в метрах) в первом приближении можно принять по прототипу, а частоту вращения n (в мин^{-1}) – по заданию.

Таблица 2.4

Пример заполнения таблицы для расчета процесса сгорания
 при $k = const$ ($k = 1,29$; $\varphi_z = 50$ град ПКВ; $= 0,3$; $\theta = 25$ град ПКВ)

φ , град ПКВ	α , град ПКВ	V_2 , $\text{м}^3/\text{кг}$	kV_2 , $\text{м}^3/\text{кг}$	V_1 , $\text{м}^3/\text{кг}$	$kV_2 - V_1$	$kV_1 - V_2$	P_1 , МПа	$P_1(kV_1 - V_2)$	x_2	Δx $= x_2 - x_1$	$2q_z \Delta x$	$[9] + [12]$	$P_2 = [13]/[16]$ МПа	β_{1-2}	T_2, K
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
0	-25	0,2084	-	-	-	-	-	-	0,0000	-	-	-	0,893	1,000	684
5	-20	0,1864	1,473	0,2084	1,265	1,460	0,893	1,304	0,0006	0,0006	0,00267	1,307	1,033	1,000	707
10	-15	0,1690	1,335	0,1864	1,149	1,304	1,033	1,347	0,0109	0,0103	0,04590	1,393	1,212	1,0005	752
15	-10	0,1565	1,236	0,1690	1,067	1,178	1,212	1,428	0,0544	0,0435	0,1938	1,622	1,520	1,0030	871
20	-5	0,1489	1,176	0,1565	1,020	1,087	1,520	1,652	0,1620	0,1076	0,4795	2,137	2,090	1,0099	1132
25	0	0,1463	1,156	0,1489	1,007	1,030	2,090	2,153	0,3506	0,1886	0,8404	2,993	2,972	1,0227	1562
30	5	0,1489	1,176	0,1463	1,030	1,007	2,972	2,993	0,5915	0,2409	1,073	4,066	3,948	1,0404	2075
35	10	0,1565	1,236	0,1489	1,087	1,020	3,948	4,027	0,8095	0,2180	0,9714	4,998	4,598	1,0578	2499
40	15	0,1690	1,335	0,1565	1,178	1,067	4,598	4,906	0,9409	0,1314	0,5855	5,492	4,662	1,0697	2705
45	20	0,1864	1,473	0,1690	1,304	1,149	4,662	5,356	0,9892	0,0483	0,2152	5,572	4,273	1,0748	2722
50	25	0,2084	1,645	0,1864	1,460	1,265	4,273	5,405	0,9990	0,0098	0,0437	5,449	3,732	1,0760	2656

- для двигателя без наддува принимается $P_K = P_0$, тогда:

$$P_M = a + bC_{II}, \text{ МПа.} \quad (2.20)$$

Таблица 2.6

Эмпирические коэффициенты a, b

Тип двигателя	Число цилиндров	a	b
Дизели с неразделенными и полу-разделенными камерами сгорания	4...6	0,09	0,012
	8	0,04	0,0135
	12	0,03	0,012
Дизели с вихревыми камерами	4...6	0,09	0,0138
Двигатели с искровым зажиганием	4	0,08	0,016
	6	0,05	0,015
	8	0,037	0,0113

Эффективный КПД:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m.$$

Удельный эффективный расход топлива:

$$g_e = 3600 / (H_u \eta_e), \text{ г/кВт} \cdot \text{ч.}$$

Задавшись величиной отношения хода поршня к диаметру цилиндра (S/D) по прототипу или (при увеличении частоты вращения вала), уменьшив это отношение с целью сохранения средней скорости поршня, определяют *диаметр цилиндра*:

$$D = \sqrt[3]{120\tau N_e / [\pi(S/D) p_e i n]}, \text{ дм,}$$

где τ – тактность двигателя; i – число цилиндров двигателя; S – *ход поршня*:

$$S = D(S/D).$$

Далее находят среднюю скорость поршня C_{II} и сравнивают ее с такой же величиной, принятой в первом приближении. Если расхождение превысит 5–10 %, то $P_M, P_e, \eta_m, \eta_e, g_e, D, S$ вычисляют в следующем приближении до соблюдения условия сравнения.

Найденные окончательно величины диаметра цилиндра и хода поршня округляют в большую сторону по ГОСТу 6636-69 и вычисляют *рабочий объем цилиндра*:

$$V_h = (\pi D^2 / 4) S.$$

Полученные показатели рассчитываемого двигателя ($N_e, n, D, S, P_e, g_e, N_l = N_e / (i V_h)$) сравниваются с показателями двигателя-прототипа и делается заключение о характере и возможных причинах изменения их. Сравнение показателей целесообразно выполнить в виде таблицы (табл. 2.7).

Таблица 2.7

Показатели	Рассчитываемый двигатель	Прототип
N_e , кВт n , мин ⁻¹ D , мм S , мм P_e , МПа g_e , г/кВт·ч N_l , кВт/л		

Здесь N_l – удельная литровая мощность.

2.8. Внешняя скоростная характеристика

Для оценки динамических качеств и экономичности проектируемого автомобиля необходимо знать внешнюю скоростную характеристику двигателя. Эту характеристику можно получить расчетным путем, используя результаты теплового расчета двигателя.

Внешняя характеристика определяется для интервала от минимальной частоты вращения вала n_{\min} до номинальной n_n . Шаг расчета выбирается так, чтобы получить 8 расчетных режимов по характеристике. Минимальную частоту вращения можно принять $n_{\min} = 600 \dots 700$ мин⁻¹ для дизелей и $n_{\min} = 600 \dots 900$ мин⁻¹ для двигателей с искровым зажиганием [2].

Определение мощностных показателей

Изменение среднего эффективного давления можно определить по эмпирической зависимости [3]:

$$P_e = P_{e \max} - a_p (n - n_m)^2, \text{ МПа}$$

где $p_{e \max} = k_m p_{en}$ – максимальное значение среднего эффективного давления по внешней характеристике, МПа; k_m – коэффициент приспособляемости по крутящему моменту. $k_m = 1,07 \dots 1,17$ – для дизелей. $k_m = 1,14 \dots 1,22$ – для двигателей с искровым зажиганием. Для дизелей постоянной мощности величина k_m достигает $1,4 \dots 1,5$; p_{en} – среднее эффективное давление на номинальном режиме работы двигателя (по тепловому расчету), МПа; a_p – постоянная величина, $a_p = p_{en}(k_m - 1)/(n_n - n_m)^2$; n_n, n_m – частоты вращения для режимов номинальной мощности и максимального вращающего момента соответственно, мин⁻¹. $n_m = (0,5 - 0,7)n_n$ – для автомобильных двигателей. $n_m = (0,7 - 0,8)n_n$ – для тракторных дизелей.

Среднее давление механических потерь P_m найдем по зависимости (2. 19) или (2.20), при этом давление перед клапанами P_k при наддуве по внешней скоростной характеристике можно определить по выражению

$$P_k = P_{kn} - a_k (n_n - n), \text{ МПа};$$

где $a_k = (P_{кн} - P_{км}) / (n_n - n_m)$; $P_{кн}$ – давление перед клапанами на номинальном режиме, МПа; $P_{км}$ – давление перед клапанами на режиме максимального вращающего момента, МПа.

Для автомобильных дизелей с наддувом

$$a_k = (0,5 \dots 0,6) 10^{-4} \text{ МПа/мин}^{-1};$$

Для тракторных дизелей

$$a_k = (0,1 \dots 0,4) 10^{-4} \text{ МПа/мин}^{-1};$$

Для двигателей без наддува

$$a_k = 0, P_k = P_{кн} = P_0.$$

Обратить внимание, что в формулах (2.20, 2.21) величина средней скорости поршня $C_{п} = S \cdot n / 30$ по внешней скоростной характеристике переменная.

Среднее индикаторное давление

$$P_i = P_c + P_m, \text{ МПа.}$$

Механический КПД

$$\eta_m = P_c / P_i,$$

Эффективная мощность

$$N_e = P_c V_{hin} / (30\tau), \text{ кВт.}$$

Здесь V_h – рабочий объем одного цилиндра, л; i – число цилиндров.

Вращающий момент двигателя

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

Определение экономических показателей

К экономическим показателям двигателя относятся удельный эффективный расход топлива и эффективный КПД.

Эффективный удельный расход топлива

$$g_e = G_T / N_e, \text{ г/кВт.ч.}$$

Часовой расход топлива G_T может быть выражен через цикловой расход топлива

$$G_T = \frac{2n}{\tau} 60 G_{тц} = \frac{120 n}{\tau} G_{тц}, \text{ кг/ч}$$

Цикловой расход топлива можно допустить пропорциональным среднему индикаторному давлению

$$G_{тц} = G_{тци} = \frac{P_i}{P_{ин}}, \text{ кг/цикл.}$$

Здесь $G_{тци}$, $P_{ин}$ – цикловой расход топлива и среднее индикаторное давление на номинальном режиме работы.

Величина циклового расхода топлива на номинальном режиме

$$G_{тци} = G_{тн} \tau / (120 n_m) = g_{сн} N_{сн} \tau / (120 n_m), \text{ кг/цикл,}$$

где $g_{ен}$ – удельный расход топлива на номинальном режиме в кг/кВт·ч по данным теплового расчета; $N_{ен}$, n_n – эффективная мощность и частота вращения для того же режима.

Удельный эффективный расход топлива по скоростной характеристике может быть определен так же по эмпирическим зависимостям [4].

Для двигателей с искровым зажиганием

$$g_e = g_{ен} \left[1,2 - 1,2 \frac{n}{n_n} + \left(\frac{n}{n_n} \right)^2 \right], \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

Для дизелей с неразделимыми камерами сгорания

$$g_e = g_{ен} \left[1,55 - 1,55 \frac{n}{n_n} + \left(\frac{n}{n_n} \right)^2 \right], \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

Результаты определения показателей по внешней скоростной характеристике представляются в виде таблицы (табл. 2.8) и графиков α , η_v , N_e , M_e , G_T , g_e (рис. 2.8) от частоты вращения n коленчатого вала.

Таблица 2.8

Определение показателей по внешней характеристике

n мин ⁻¹	α	η_v	N_e кВт	M_e Н·м	G_T кг·ч	g_e г/кВт·ч
n_{\min}						
n_n						
$N_{xx \max}$						

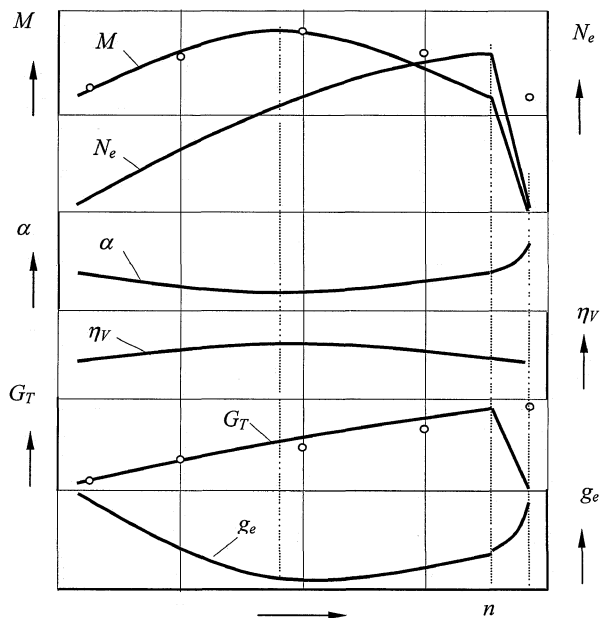


Рис. 2.8. Внешняя скоростная характеристика α – коэффициент избытка воздуха, η_v – коэффициент наполнения, N_e – эффективная мощность, M_e – эффективный вращающий момент, G_T – часовой расход топлива, g_e – удельный эффективный расход топлива

2.9. Выполнение расчета рабочего цикла с использованием ЭВМ

Расчёт рабочего цикла (процессы – сжатие, сгорание, расширение) проводится на ЭВМ при помощи программы разработанной на кафедре ДВС «Тепловой расчет». Инструкция по использованию программы и пример ввода исходных данных приведены во вкладке «Справка» программы «Тепловой расчет».

При расчете цикла (процессов – сжатие, сгорание, расширение) в рабочем окне программы DVS вводятся исходные данные:

1. Давление окружающей среды P_0 , МПа.
2. Давление перед впускными клапанами P_K , МПа.
3. Температура окружающей среды T_0 , К.
4. Степень сжатия ε .
5. Коэффициент наполнения η_v .
6. Давление остаточных газов P_T , МПа.

7. Температура остаточных газов T_r, K .
8. Подогрев свежего заряда ΔT .
9. Массовая доля углерода в топливе C .
10. Массовая доля водорода в топливе H .
11. Массовая доля кислорода в топливе O .
12. Коэффициент избытка воздуха α .
13. Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна λ .
14. Показатель политропы сжатия n_1 .
15. Низшая теплота сгорания топлива H_u , МДж/кг.
16. Показатель характера сгорания m .
17. Продолжительность сгорания φ_z , град ПКВ.
18. Показатель политропы расширения n_2 .
19. Коэффициент эффективности сгорания ξ .
20. Понижение температуры в охладителе надувочного воздуха $\Delta T_{\text{охл}}$.
21. Показатель политропы сжатия в компрессоре n_n .
22. Угол опережения воспламенения θ , град ПКВ
23. Шаг расчета процесса сгорания $\Delta\varphi$, град ПКВ

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вибе, И.И. Теория двигателей внутреннего сгорания: конспект лекций. / И.И. Вибе. – Челябинск: ЧПИ, 1974. – 252 с.
2. Шароглазов, Б.А. Поршневые двигатели: Теория, моделирование и расчет процессов. / Б.А. Шароглазов, В.В. Шишков. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2011. – 526 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания: учебник для вузов / под ред. В.Н. Лукина – М: Высш. школа, 1985. – 312 с.
4. Автомобильные двигатели / В.М. Архангельский, М.М. Вихерт, А.Н. Воинов и др.; под ред. М.С. Ховаха. – М.: Машиностроение, 1977.– 591 с.
5. Марков, В.А. Впрыскивание и распыливание топлива в дизелях / В.А. Марков, С.Н. Девянин, В.И. Мальчук. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 341 с.
6. Фарафонов, М.Ф. Расчет рабочего цикла двигателя: учебное пособие. / М.Ф. Фарафонов. – Челябинск: ЧПИ, 1979. – 84 с.
7. Фарафонов М.Ф. Автомобильные двигатели : учебное пособие. / М.Ф. Фарафонов. – Челябинск: ЧГТУ, 1990. – 72 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Кинематическая функция перемещения поршня

$$\sigma = (1 + 1/\lambda) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right)$$

α , град	λ				
	1/3,4	1/3,6	1/3,8	1/4,0	1/4,2
0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
5	0,0049	0,0049	0,0049	0,0048	0,0048
10	0,0196	0,0194	0,0192	0,0190	0,0188
15	0,0439	0,0434	0,0429	0,0425	0,0421
20	0,0775	0,0766	0,0758	0,0750	0,0743
25	0,1200	0,1186	0,1173	0,1161	0,1150
30	0,1709	0,1689	0,1671	0,1653	0,1639
40	0,2953	0,2919	0,2888	0,2859	0,2835
50	0,4447	0,4398	0,4353	0,4313	0,4277
60	0,6121	0,6059	0,6001	0,5949	0,5904
70	0,7904	0,7830	0,7762	0,7699	0,7646
80	0,9721	0,9639	0,9564	0,9495	0,9436
90	1,1504	1,1419	1,1341	1,1270	1,1209
100	1,3194	1,3122	1,3037	1,2968	1,2909
110	1,4745	1,4670	1,4602	1,4539	1,4486
120	1,6121	1,6059	1,6000	1,5949	1,5904
130	1,7302	1,7254	1,7209	1,7168	1,7133
140	1,8274	1,8240	1,8209	1,8180	1,8156
150	1,9030	1,9010	1,8981	1,8974	1,8959
160	1,9569	1,9560	1,9552	1,9544	1,9537
170	1,9892	1,9890	1,9888	1,9886	1,9684
180	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. КУРСОВАЯ РАБОТА.....	6
2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ.....	8
2.1. Выбор исходных данных на тепловой расчет.....	8
2.2. Расчет процесса впуска.....	20
2.3. Расчет процесса сжатия.....	20
2.4. Расчет процесса сгорания.....	21
2.5. Расчет процесса расширения.....	26
2.6. Определение индикаторных показателей цикла.....	26
2.7. Определение эффективных показателей двигателя диаметра цилиндра и хода поршня.....	27
2.8. Внешняя скоростная характеристика.....	29
2.9. Выполнение расчета рабочего цикла с использованием ЭВМ.....	32
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	33
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	34

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Методические указания по курсовой работе

Техн. редактор *А.В. Миних*

Издательский центр Южно-Уральского государственного университета

Подписано в печать 16.12.2014. Формат 60×84 1/16. Печать цифровая.
Усл. печ. л. 2,09. Тираж 30 экз. Заказ 601/462.

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