

УДК 621.431.73 (075)

ББК 39.359я7

**К64**

**Рецензенты:**

кафедра «Сервис и ремонт машин» Приокского государственного университета, зав. кафедрой д-р техн. наук, профессор А.Н. Новиков;  
д-р техн. наук, проф. ФГБОУ ВО «Пензенского государственного университета архитектуры и строительства» Ю. В. Родионов.

**Корчагин, В.А.**

К64 Тепловой расчет автомобильных двигателей [Текст]: учеб. пособие / В.А. Корчагин, С.А. Ляпин, В.А. Коновалова – Липецк: Изд-во Липецкого государственного технического университета, 2016. – 79 с.

**ISBN 978-5-88247-766-9**

В учебном пособии рассмотрены вопросы общего устройства и принципы работы энергетических установок, теоретические основы рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания. Анализируется влияние основных конструктивных и эксплуатационных факторов на протекание этих процессов, на индикаторные и эффективные показатели двигателей. Во второй части приведены методики и примеры теплового расчета ДВС.

Книга предназначена для студентов и аспирантов вузов, изучающих проектирование и эксплуатацию ДВС, инженерно-технического персонала автомобильного сервиса.

Табл. 12 . Ил. 13. Прил. 21. Библиогр.: 11.

**ISBN 978-5-88247-766-9**

ФГБОУ ВО «Липецкий  
государственный  
технический университет,  
2016  
© Корчагин В.А., Ляпин  
С.А., Коновалова В.А., 2016

## ВВЕДЕНИЕ

Настоящее учебное пособие, является компонентом основной образовательной программы направления 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», профиля «Автомобильный сервис», обеспечивающим изучение дисциплины «Конструкция и основы расчета энергетических установок».

Приведенный в пособии материал базируется на многолетнем опыте преподавания автотракторных двигателей на кафедре «Управление автотранспортом» ЛГТУ. В первой главе учебного пособия рассмотрены принципы функционирования энергетических установок, используемых на автомобилях и тракторах. Основное внимание уделено термодинамическим циклам поршневых ДВС, что является основой теплового расчета автотракторных двигателей.

Во второй главе пособия приводится методика теплового расчета ДВС, которую следует применять при выполнении курсовой работы и примеры теплового расчета двигателей с искровым зажиганием и дизельного двигателя. Итогом такого расчета является построение индикаторной диаграммы давления газов в цилиндре двигателя.

В приложениях пособия дана техническая информация, необходимая для обеспечения работы студентов над курсовой работой.

Данное учебное пособие позволит студентам получить представление о взаимосвязи термодинамических параметров с параметрами отдельных узлов двигателя и его мощностными и скоростными характеристиками.

Приведенные методики расчетов максимально адаптированы к существующим способам анализа работоспособности двигателей и могут быть реализованы с помощью ЭВМ.

# 1. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ АВТОМОБИЛЕЙ

Энергетической установкой (ЭУ) в общем случае называют такое устройство, в котором тот или иной вид энергии преобразуется в механическую работу. Энергетические установки, в которых тепловая энергия преобразуется в механическую работу, называются тепловыми двигателями. Тепловая энергия получается при сжигании какого-либо топлива.

Различают следующие основные типы двигателей:

- поршневой двигатель внутреннего сгорания;
- роторно-поршневой двигатель внутреннего сгорания (двигатель Ванкеля);
- газотурбинный двигатель внутреннего сгорания.

Двигатель, в котором топливо сгорает непосредственно внутри его цилиндров, а энергия образующихся при этом газов воспринимается движущимся в цилиндре поршнем, называется поршневым двигателем внутреннего сгорания (ДВС). На большинстве современных автомобилей и тракторов установлены именно такие двигатели.

## 1.1. Характеристики и принципы работы поршневых двигателей внутреннего сгорания

К основным характеристикам поршневых ДВС относятся :

- тип двигателя;
- число тактов;
- расположение цилиндров;
- порядок работы цилиндров;
- направление вращения коленчатого вала;
- диаметр цилиндра и ход поршня;
- рабочий объем (литраж);
- степень сжатия;
- эффективная мощность;

- максимальный крутящий момент;
- минимально устойчивая частота вращения коленчатого вала на холостом ходу;
- минимальный удельный расход топлива.

По способу осуществления рабочего процесса поршневые ДВС подразделяют на два основных типа:

- двигатели с внешним смесеобразованием и воспламенением смеси от электрической искры;
- двигатели с внутренним смесеобразованием и воспламенением смеси от сжатия (дизели).

Двигатели с внешним смесеобразованием по роду применяемого топлива и способу смесеобразования подразделяют:

- на карбюраторные, работающие на бензине, смесеобразование в которых осуществляется в карбюраторе;
- газовые, работающие на газе, смесеобразование в которых осуществляется в газовом смесителе;
- инжекторные, работающие на бензине, смесеобразование в которых осуществляется во впускном трубопроводе или в цилиндре при впрыскивании бензина через форсунку.

В этих двигателях зажигание смеси производится электрической искрой.

Двигатели с внутренним смесеобразованием и воспламенением от сжатия (дизели) работают на дизельном топливе. В этих двигателях смесь образуется внутри цилиндра из воздуха и топлива, подаваемых в цилиндр отдельно. Зажигание смеси происходит в результате впрыска мелкораспыленного топлива в цилиндр, где находится воздух, сжатый в несколько раз и имеющий, вследствие этого, очень высокую температуру.

По числу тактов, за время которых осуществляется полный рабочий процесс (воспламенение и сгорание смеси, расширение газов) и все подготовительные операции, ДВС подразделяют на двухтактные и четырехтактные.



Двухтактным называется двигатель, в котором все процессы (рабочий цикл) совершаются за два хода поршня, т.е. за один оборот коленчатого вала. Четырехтактным называется двигатель, в котором рабочий цикл совершается за четыре хода поршня, т.е. за два оборота коленчатого вала. В устройстве двухтактных и четырехтактных двигателей имеются значительные различия. Все выпускаемые в настоящее время автомобили и тракторы оборудуют только четырехтактными двигателями.

По количеству и расположению цилиндров современные ДВС подразделяют на двигатели с двумя, четырьмя, шестью цилиндрами и более, а по их расположению – на рядные и расположенные под углом друг к другу. На рядных двигателях цилиндры расположены в одну линию друг за другом, на угловых двигателях – в виде буквы V под разными углами (90, 60 или 180°). По назначению современные двигатели подразделяют на двигатели для тракторов, грузовых автомобилей и легковых автомобилей.

Тракторные двигатели имеют меньшую частоту вращения коленчатого вала, но более плавные характеристики по нарастанию крутящего момента. Двигатели грузовых автомобилей имеют большую частоту вращения коленчатого вала по сравнению с тракторными, однако сохраняют хорошие характеристики по тяговому моменту. Двигатели легковых автомобилей – это высокооборотные двигатели, имеющие повышенные удельные показатели по мощности и расходу топлива, но работающие на топливе более высокого качества.

Для понимания приведенных показателей необходимо рассмотреть общее устройство и работу одноцилиндрового поршневого двигателя внутреннего сгорания (рис. 1.1)

Возвратно-поступательное движение поршня, воспринимающего давление газов, преобразуется во вращение коленчатого вала посредством кривошипно-шатунного механизма, который состоит из цилиндра, поршня с кольцами, поршневого пальца, шатуна и коленчатого вала. Крайние положения перемещающегося в цилиндре поршня называют мертвыми

точками – верхней мертвой точкой (ВМТ) и нижней мертвой точкой (НМТ). Расстояние от ВМТ до НМТ называется ходом поршня, а образуемое пространство – рабочим объемом цилиндра.

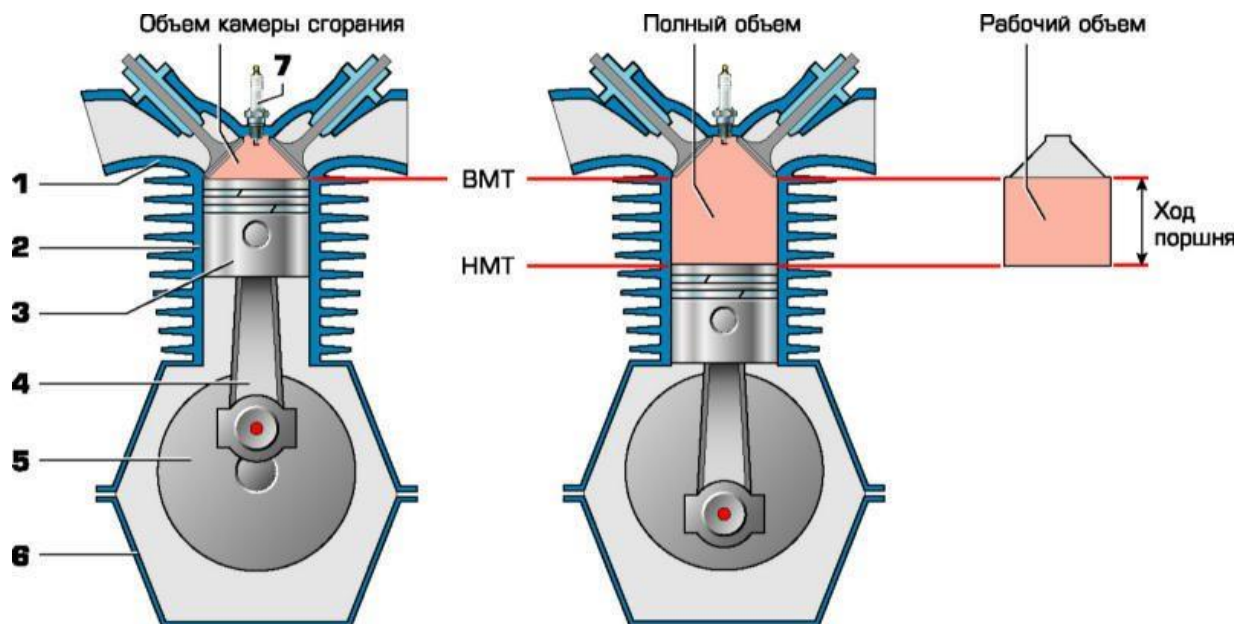


Рис. 1.1. Поршневой двигатель внутреннего сгорания:

1 - головка цилиндра; 2 - цилиндр; 3 - поршень; 4 - шатун;  
5 - коленчатый вал; 6 - картер; 7 - свеча зажигания

Полный внутренний объем цилиндра состоит из рабочего объема и объема камеры сгорания. Отношение полного объема к объему камеры сгорания называется степенью сжатия; чем она выше, тем более эффективно происходит рабочий процесс двигателя. Современные двигатели имеют степень сжатия 9–10 единиц (у спортивных моделей встречаются большие значения). Протекание процессов в рабочей полости сопровождается, в зависимости от такта, изменением давления, температуры, состава и массы рабочего тела. Кривые изменения давления в рабочей полости в функции угла поворота кривошипа или в функции объема называются индикаторными диаграммами цикла, соответственно в  $P - \varphi$  и  $P - V$  координатах.

У двух- и четырехтактных ДВС протекание рабочего процесса и конструкция деталей несколько различаются. В четырехтактных двигателях (рис. 1.2) рабочий цикл происходит за четыре хода поршня (такта) и два оборота коленчатого вала: впуск – поршень опускается от ВМТ и засасывает

горючую смесь через открытый впускной клапан; сжатие – поднимающийся от НМТ поршень сжимает рабочую смесь при закрытых клапанах; рабочий ход – смесь сгорает, воспламенившись от электрической искры, и образующиеся газы, расширяясь, перемещают поршень вниз (этот ход поршня называется рабочим, поскольку во время него и совершается полезная работа); выпуск – движущийся вверх поршень выталкивает отработавшие газы через открытый выпускной клапан.

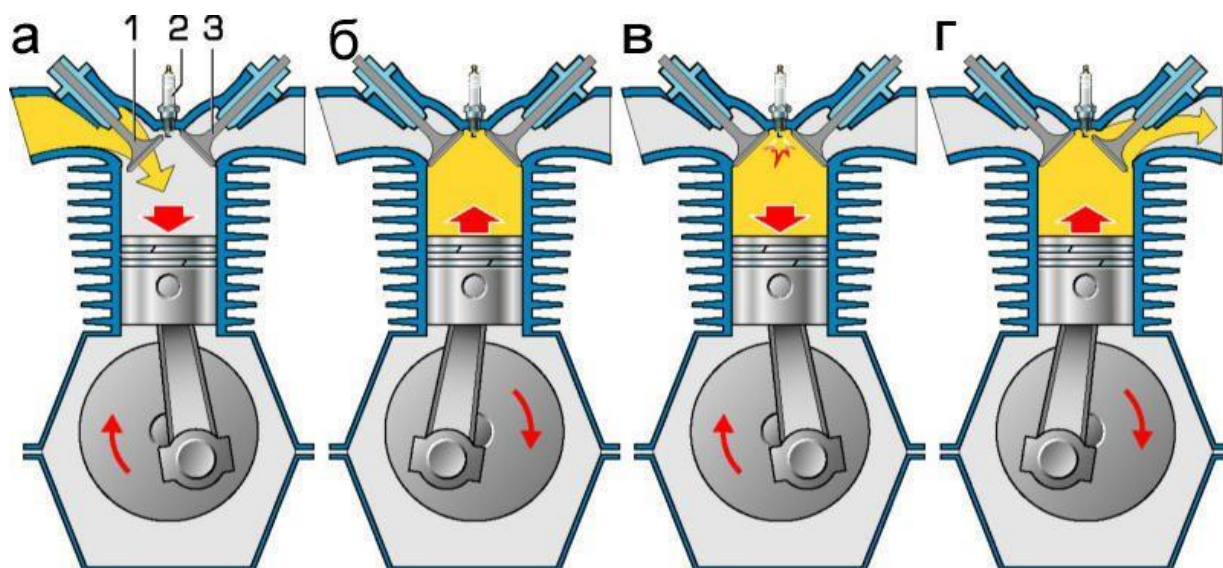


Рис. 1.2. Рабочий процесс четырехтактного двигателя:  
а - впуск; б - сжатие; в - расширение (рабочий ход); г - выпуск;  
1 - впускной клапан; 2 - свеча зажигания; 3 - выпускной клапан

В двухтактных ДВС (рис. 1.3) при движении поршня вверх от НМТ происходит впуск рабочей смеси в подпоршневом пространстве, а в надпоршневом – сначала вытеснение отработавших газов, оставшихся от предыдущего цикла, а позже, когда окна закрываются кромкой поршня – сжатие. Около ВМТ смесь в камере сгорания воспламеняется электрической искрой, образующейся между электродами свечи. Горячая топливно-воздушная смесь расширяется и толкает поршень вниз – происходит рабочий ход.

Опустившись примерно на  $2/3$  своего хода, верхняя кромка поршня открывает окна в цилиндре. Отработавшие газы, находящиеся под

избыточным давлением, выходят через выпускное окно в выпускную трубу. Через другие окна в цилиндр поступает свежий заряд из полости картера, где опускающийся поршень создает избыточное давление. Это перетекание смеси называется продувкой, а окна и каналы – продувочными.

Современные двухтактные ДВС имеют многоканальную (3–7 каналов) возвратно-петлевую продувку. Кроме того, на входе в цилиндр ставят обратный пластинчатый (лепестковый) клапан, которым управляет разрежение в картере.

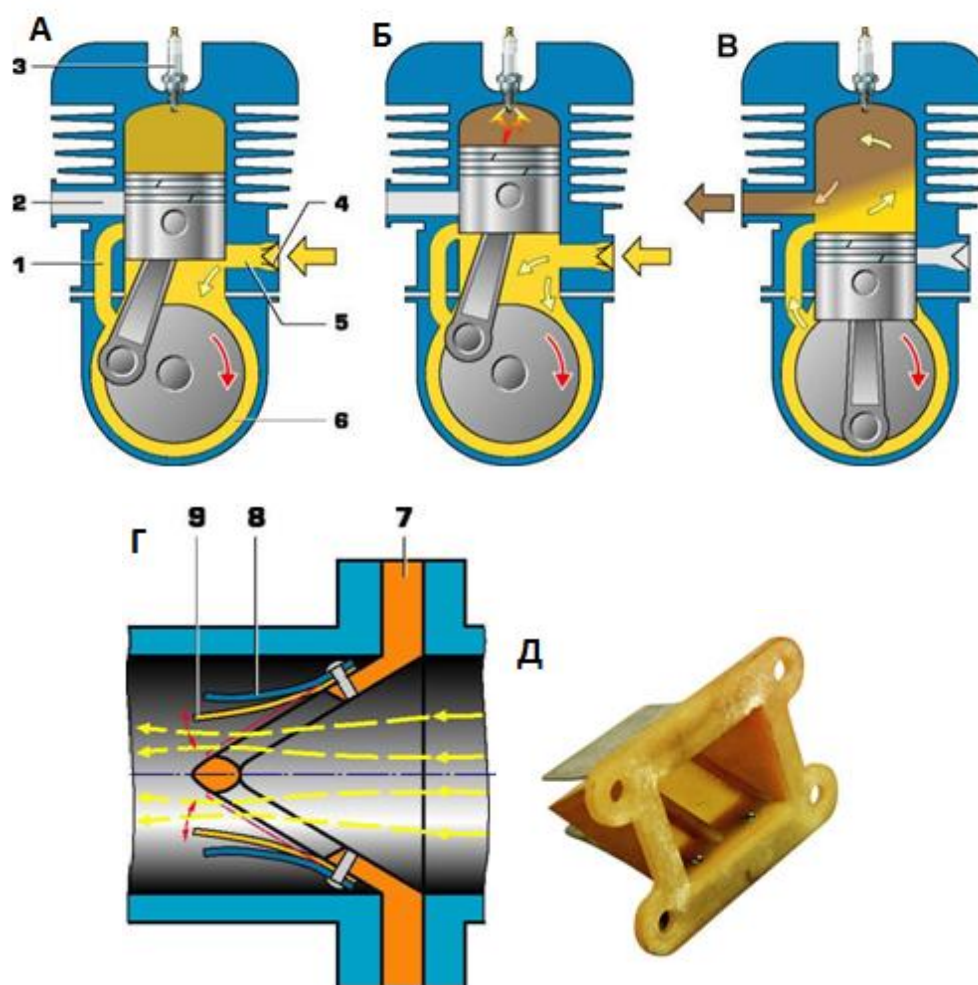


Рис. 1.3. Рабочий процесс двухтактного двигателя:

а - впуск в кривошипную камеру, сжатие в цилиндре; б - воспламенение (до ВМТ) и последующее сгорание в цилиндре; в - выпуск отработавших газов из цилиндра и продувка горючей смесью из картера; г - схема лепесткового клапана; д - внешний вид лепесткового клапана; 1 - продувочный канал; 2 - выпускной канал; 3 - свеча зажигания; 4

- лепестковый клапан во впускном канале; 5 - впускной канал; 6 - кривошипная камера; 7 - корпус лепесткового клапана; 8 - ограничитель; 9 - упругая пластина

Во время впуска в картер (поршень движется от НМТ к ВМТ) под действием разрежения в подпоршневом пространстве пластинки клапана открывают проход горючей смеси от карбюратора. При обратном движении поршня (во время продувки) избыточное давление в картере закрывает пластины клапана, препятствуя обратному выбросу смеси из картера в карбюратор. Лепестковый клапан улучшает наполнение цилиндра, повышает мощность и экономичность двигателя, особенно на малых и средних частотах вращения коленчатого вала. Многие двигатели также имеют специальный механизм, изменяющий высоту выпускного окна (а значит продолжительность выпуска) в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя (так называемый «управляемый выпуск»). Несмотря на принимаемые меры по улучшению газообмена двухтактных ДВС, некоторая часть смеси уходит с отработавшими газами, что снижает их экономичность по сравнению с четырехтактными.

Четырехтактные поршневые двигатели имеют следующие механизмы и системы:

- корпус (картер двигателя);
- кривошипно-шатунный механизм;
- механизм газораспределения;
- систему охлаждения;
- систему смазки;
- систему питания;
- систему зажигания (для двигателей с искровым зажиганием);
- систему выпуска отработавших газов;
- систему управления.

## **1.2. Принципы работы роторно-поршневых двигателей**



Конструкция роторно-поршневого двигателя внутреннего сгорания (РПД) разработана в 1957 году инженером компании NSU Вальтером Фройде, который являлся автором идеи данной конструкции, в соавторстве с Феликсом Ванкелем, работавшим над другой конструкцией роторно-поршневого двигателя.

Первым в мире серийным автомобилем с односекционным РПД стал Spider-54, запущенный в производство фирмой NSU в 1964 г. Спустя три года начался выпуск Ro80 с двухсекционным двигателем ККМ 612 мощностью 129 л.с. Но настоящий успех пришел к "ванкелю", когда японская фирма Mazda (заключившая в 1961 г. договор с NSU) приступила к выпуску автомобиля Cosmo Sport 110S.

В 1973 г. из 104 960 автомашин Mazda, проданных в США, более 92 % оснащались роторно-поршневым двигателем.

В начале семидесятых годов фирма Citroen производила два типа легковых автомобилей с РПД.

Mersedes разработала несколько прототипов. General Motors планировала установить РПД на одной из своих перспективных машин (Corvette). В этот же период появились в производстве мотоциклы с РПД (Hercules W2000, Suzuki RE-5, Vaan-Veen, Norton Commander).

Вплоть до 1996 г. Mazda продолжала производить и поставлять в США спортивный автомобиль RX-7. В результате проведения обширной программы исследований компании Mazda удалось решить проблему недостаточной экономичности РПД и снизить эмиссию токсичных компонентов отработавших газов до принятых норм. В октябре 1999 г. на 33-й токийской автомобильной выставке демонстрировался новый спортивный автомобиль RX-EVOLV, оснащенный современным вариантом "ванкеля" – двухсекционным двигателем MSPRE мощностью 280 л.с. Эту машину специалисты компании называли "концепт-каром", обещая в ближайшем будущем перенести заложенные в ней новинки в серийные модели RX-7. История отечественного "ванкеля" началась в 1961 г., когда

Минавтопром и Минсельхозмаш СССР поставили соответствующую задачу перед научно-испытательными институтами – НАМИ, НАТИ и ВНИИмотопромом. Параллельно по линии Минобороны изучением РПД занялся НИИД. В числе создателей отечественных конструкций роторно-поршневого двигателя следует назвать С.Б. Чистозвонова, Н.С. Ханина (НАМИ), Б.И. Гостева и В.П. Зиновьева (НАТИ), а также С.Ю. Иваницкого и Б.С. Карманова (ВНИИмотопром).

В период 1961-78 гг. в отраслевых НИИ и учебных институтах СССР были проведены исследовательские и опытно-конструкторские работы, которые завершились созданием опытных образцов РПД различного назначения и технологий для их производства.

В 1974 г. решением правительства дальнейшие работы по РПД были поручены Волжскому автозаводу, где развертывалось специальное конструкторское бюро (СКБ РПД). Это решение, с одной стороны, придало новый импульс разработке отечественного варианта РПД (начались, в частности, проектные работы по строительству цехов для серийного производства "ванкелей"), а с другой – привело к фактической утрате многого из того, что наработали институты, поскольку в качестве прототипа специалисты ВАЗа решили ориентироваться на двигатель фирмы Mazda и опыт его массового производства. У истоков РПД стояли такие руководители как В.Н. Поляков, Е.А. Башинджагян, А.А. Житков, Б.С. Поспелов и М.А. Коржов. Ныне СКБ РПД ВАЗа возглавляет В.А. Шнякин. СКБ РПД сумело разработать семейство двигателей мощностью 40...200 л.с. различного назначения. Наибольшие усилия были сосредоточены на доводке агрегатов мощностью 120 и 140 л.с. Удалось успешно решить проблемы РПД, связанные с работоспособностью подшипников, газовых и маслоъемных уплотнений, отладить эффективный рабочий процесс в камере неблагоприятной формы. Кроме того, была снята проблема коробления корпусных деталей из-за их неравномерного прогрева, а также создана многоканальная цифровая система зажигания.

Российским исследователям (И.В. Зиновьеву) удалось уточнить особенности процессов сгорания в РПД, влияние систем зажигания и добиться значительного улучшения экономичности РПД, применив послойное сжигание топлива в камере сгорания и динамический наддув за счет отраженной волны от смежной секции. Проблема снижения токсичности РПД решается преимущественно путем внедрения усовершенствований, обычных для поршневых двигателей - оптимизации смесеобразования и процесса сгорания, а также применения средств обезвреживания отработавших газов. Кроме того, получила экспериментальное подтверждение высокая эффективность подачи водорода в топливно-воздушную смесь.

В резерве сохраняется и такой способ улучшения экономических и экологических показателей автомобиля с РПД при обеспечении высоких динамических качеств, как полное отключение одной или нескольких секций многосекционных РПД на частичных нагрузках. С таким экспериментальным двухсекционным РПД (изготовленным из двух двигателей ВАЗ-311) на автомобиле ГАЗ-24 экипаж НАМИ занимал первые места на Всесоюзных ЭКО-ралли в 1989-1990 гг.

В настоящее время РПД оснащаются малые партии автомобилей ВАЗ-2105, -2107, -2108, -2109, -21099, проходит испытания ВАЗ-2110 с "ванкелем" ВАЗ-415. Максимальная скорость роторной "семерки" составляет 180 км/ч, а "восьмерка" способна выжать и 200 км/ч, причем для разгона до скорости 100 км/ч ей необходимо всего 8 с.

Двухсекционный двигатель ВАЗ-415 при массе 113 кг развивает мощность 140 л.с. Минимальный расход топлива - 230 г/л.с.·ч, а ресурс до первого капитального ремонта - 125 тыс. км. Кстати, в эксплуатации имеются автомашины с "ванкелями", успешно отработавшими без капремонта и обеспечившими пробег свыше 300 тыс. км.

Особенностью двигателя является применение трёхгранного ротора (поршня), имеющего вид треугольника Рело, вращающегося внутри



цилиндра специального профиля, поверхность которого выполнена по эпитрохоиде.

Установленный на валу ротор (рис. 1.4) жёстко соединён с зубчатым колесом, которое входит в зацепление с неподвижной шестернёй – статором. Диаметр ротора намного превышает диаметр статора, несмотря на это ротор с зубчатым колесом обкатывается вокруг шестерни. Каждая из вершин трёхгранного ротора совершает движение по эпитрохоидаальной поверхности цилиндра и отсекают переменные объёмы камер в цилиндре с помощью трёх клапанов.

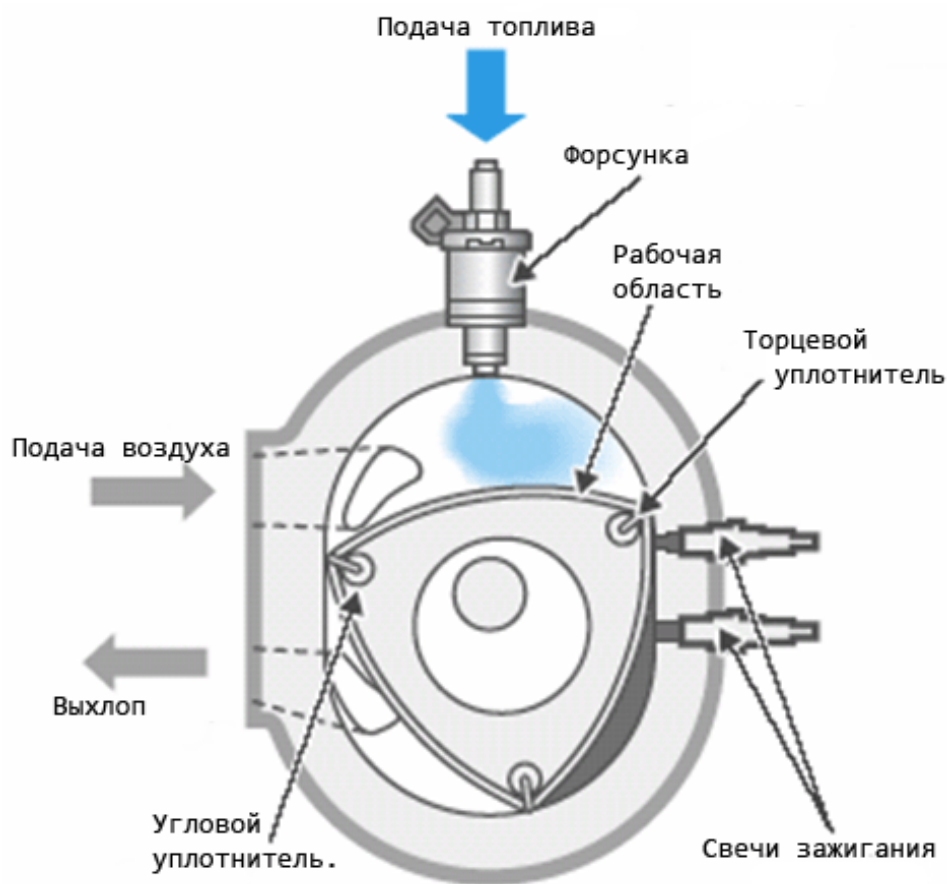


Рис. 1.4. Принципиальная схема РПД

Такая конструкция позволяет осуществить любой 4-тактный цикл Дизеля, Стирлинга или Отто без применения специального механизма газораспределения (рис. 1.5). Герметизация камер обеспечивается радиальными и торцевыми уплотнительными пластинами, прижимаемыми к

цилиндру центробежными силами, давлением газа и ленточными пружинами. Отсутствие механизма газораспределения делает двигатель значительно проще четырехтактного поршневого (экономия составляет около тысячи деталей), а отсутствие сопряжения (картерное пространство, коленвал и шатуны) между отдельными рабочими камерами обеспечивают необычайную компактность и высокую удельную мощность. За один оборот ванкель выполняет три полных рабочих цикла, что эквивалентно работе шестицилиндрового поршневого двигателя. Смесеобразование, зажигание, смазка, охлаждение, запуск принципиально такие же, как и у обычного поршневого двигателя внутреннего сгорания.

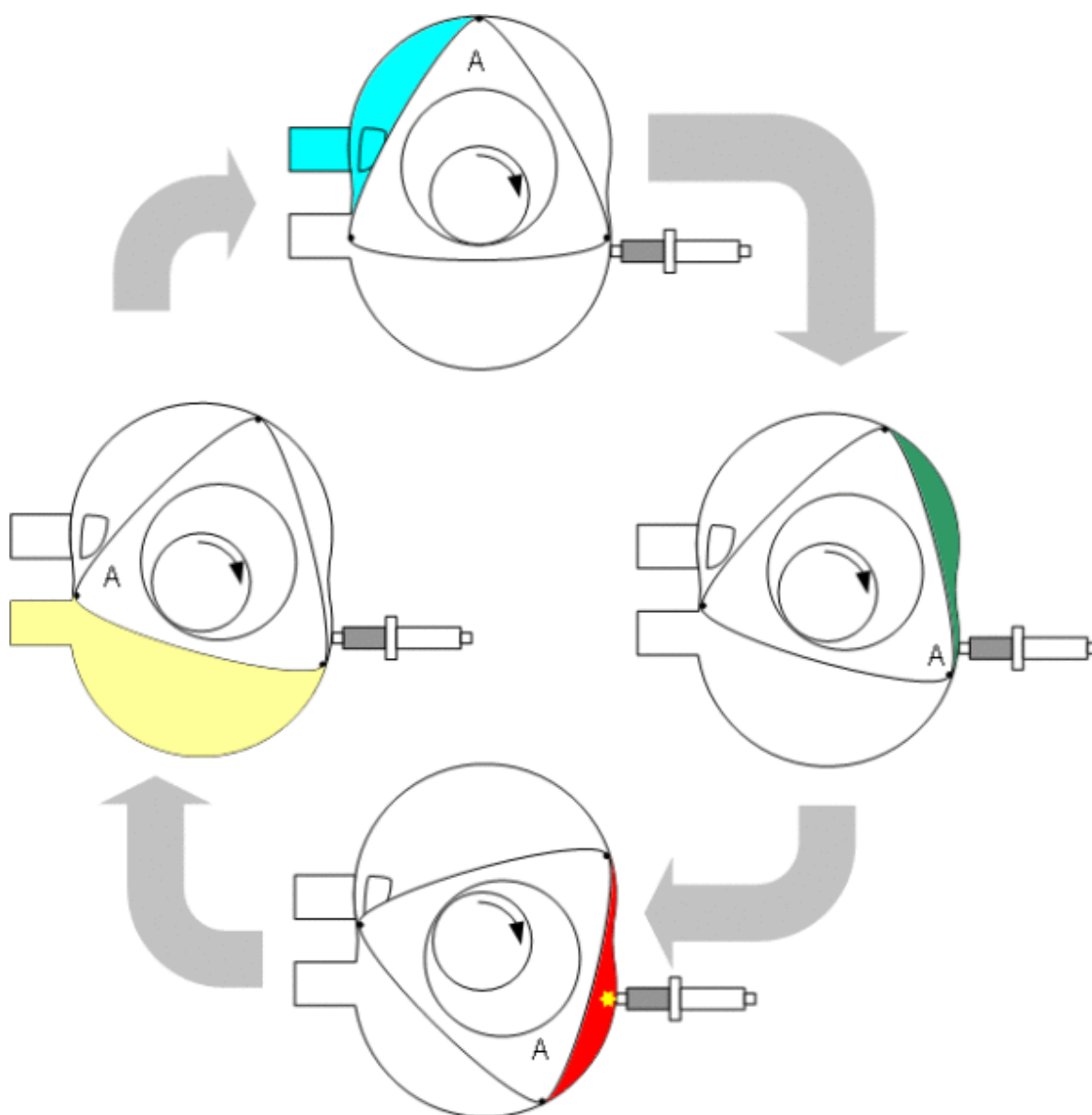


Рис. 1.5. Схема работы РПД

### 1.2.1. Преимущества и недостатки роторно-поршневых двигателей

Преимущества перед обычными бензиновыми двигателями:

□ низкий уровень вибраций. РПД полностью механически уравновешен, что позволяет повысить комфортность лёгких транспортных средств типа микроавтомобилей, мотоциклов и юникаров;

□ главным преимуществом роторно-поршневого двигателя являются отличные динамические характеристики: на низкой передаче возможно без излишней нагрузки на двигатель разогнать машину выше 100 км/ч на более высоких оборотах двигателя (8000 об/мин и более), чем в случае конструкции обычного двигателя внутреннего сгорания;

□ высокая удельная мощность (л.с./кг), причины:

1. Масса движущихся частей в РПД гораздо меньше, чем в аналогичных по мощности «нормальных» поршневых двигателях, так как в его конструкции отсутствуют коленчатый вал и шатуны.

2. К тому же однороторный двигатель выдаёт мощность в течение трёх четвертей каждого оборота выходного вала. В отличие от одноцилиндрового поршневого двигателя, который выдаёт мощность только в течение одной четверти каждого оборота выходного вала, современный серийный РПД с объёмом рабочей камеры 1300 см<sup>3</sup> имеет мощность 220 л.с., а с турбокомпрессором - 350 л.с.

3. Меньшие в 1,5-2 раза габаритные размеры.

4. Меньшее на 35-40 % число деталей.

5. Возможность потребления низкооктанового бензина.

За счёт отсутствия преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное, двигатель Ванкеля способен выдерживать гораздо большие обороты, но с меньшими вибрациями, по сравнению с традиционными двигателями. Роторно-поршневые двигатели обладают более высокой мощностью при небольшом объёме камеры сгорания, сама же конструкция двигателя сравнительно мала и содержит меньше деталей (рис. 1.6). Небольшие размеры улучшают управляемость, облегчают оптимальное расположение трансмиссии (развесовка) и позволяют сделать автомобиль более просторным для водителя и пассажиров.



Рис. 1.6. Детали РПД

Недостатки:

1. Соединение ротора с выходным валом через эксцентриковый механизм, являясь характерной особенностью РПД Ванкеля, вызывает давление между трущимися поверхностями, что в сочетании с высокой температурой приводит к дополнительному износу и нагреву двигателя.

В связи с этим возникает повышенное требование к периодической замене масла. При правильной эксплуатации периодически производится капитальный ремонт, включающий в себя замену уплотнителей. Ресурс при правильной эксплуатации достаточно велик, но не заменённое вовремя масло неизбежно приводит к необратимым последствиям, и двигатель выходит из строя.

2. Наиболее важной проблемой считается состояние уплотнителей. Площадь пятна контакта очень невелика, а перепад давления очень высокий. Следствием этого, неразрешимого для двигателей Ванкеля противоречия, являются высокие утечки между отдельными камерами и, как следствие, падение коэффициента полезного действия и токсичность выхлопа.

Проблема быстрого износа уплотнителей на высокой скорости вращения вала была решена применением высоколегированной стали.

3. При всех преимуществах (высокая удельная мощность, простота устройства, несложный ремонт при правильной эксплуатации) важной проблемой является меньшая экономичность на низких оборотах по сравнению с обычными ДВС.

4. Другой особенностью роторного двигателя Ванкеля является его склонность к перегреву. Камера сгорания имеет линзовидную форму, то есть при маленьком объёме у неё относительно большая площадь. При температуре горения рабочей смеси основные потери энергии идут через излучение. Интенсивность излучения пропорциональна четвёртой степени температуры, таким образом, идеальная форма камеры сгорания – сферическая. Лучистая энергия не только бесполезно покидает камеру сгорания, но и приводит к перегреву рабочего цилиндра. Эти потери не только снижают эффективность преобразования химической энергии в механическую, но и вызывают проблемы с воспламенением рабочей смеси, поэтому в конструкции роторного двигателя часто предусматривают 2 свечи. Высокие требования к исполнению деталей двигателя делают его сложным в производстве – требуется применение высокотехнологичного и

высокоточного оборудования: станков, способных перемещать инструмент по сложной траектории эпитрохоидальной поверхности камеры объёмного вытеснения.

### **1.3. Принципы работы газотурбинных двигателей**

Газотурбинный двигатель (ГТД) – тепловой двигатель, в котором газ сжимается и нагревается, а затем энергия сжатого и нагретого газа преобразуется в механическую работу на валу газовой турбины.

В отличие от поршневого двигателя, в ГТД процессы происходят в потоке движущегося газа.

Сжатый атмосферный воздух из компрессора поступает в камеру сгорания, туда же подаётся топливо, которое, сгорая, образует большое количество продуктов сгорания под высоким давлением. Затем в газовой турбине энергия газообразных продуктов сгорания преобразуется в механическую работу за счёт вращения струёй газа лопаток, часть которой расходуется на сжатие воздуха в компрессоре. Остальная часть работы передаётся на приводимый агрегат. Работа, потребляемая этим агрегатом, является полезной работой двигателя. Газотурбинные двигатели имеют самую большую удельную мощность среди ДВС, до 6 кВт/кг.

В качестве топлива может использоваться любое горючее, которое можно диспергировать: бензин, керосин, дизельное топливо, мазут, природный газ, судовое топливо, водяной газ, спирт и измельченный уголь.

Одну из простейших конструкций газотурбинного двигателя, для понятия его работы, можно представить (рис. 1.7) как вал, на котором находятся два диска с лопатками, первый диск компрессора, второй – турбины, в промежутке между ними установлена камера сгорания.



Принцип работы газотурбинного двигателя: всасывание и сжатие воздуха в компрессоре, подача его в камеру сгорания, смешение сжатого воздуха с топливом для образования топливо-воздушной смеси, воспламенение полученной топливо-воздушной смеси (ТВС) при помощи свечи зажигания, расширение газов при сгорании топливо-воздушной смеси, что формирует вектор давления газа, направленный в сторону меньшего сопротивления (в направлении лопаток турбины), передача энергии (давления) газа лопатками турбины на диск или вал, в котором эти лопатки закреплены, приводя во вращение диск (вал) турбины и, вследствие этого, передачу крутящего момента по валу на диск компрессора.

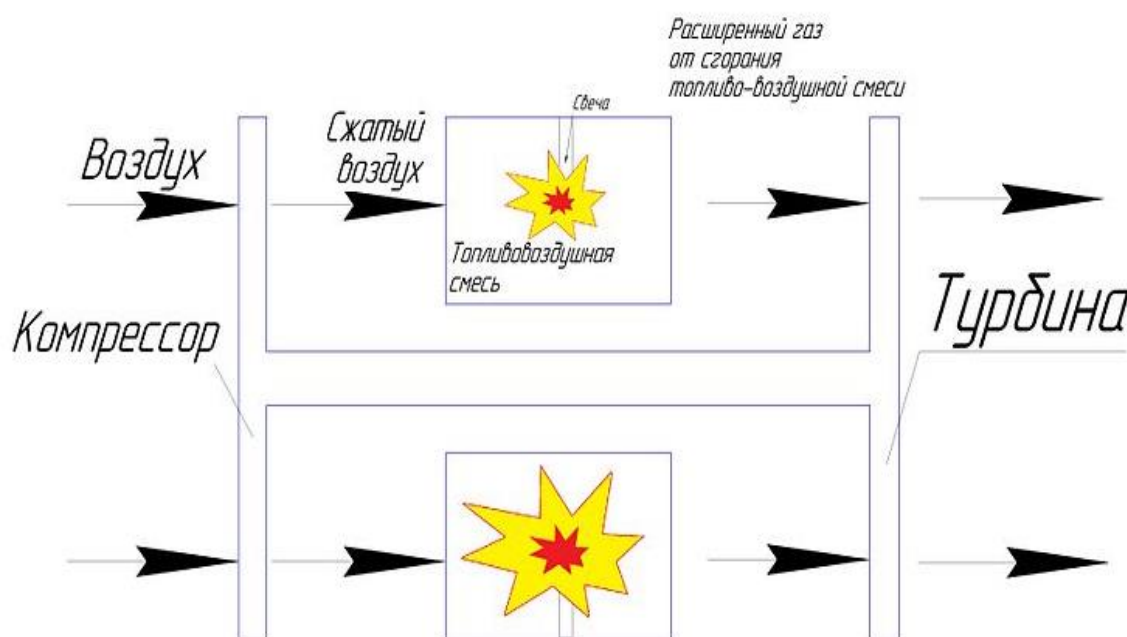


Рис 1.7. Простейшая схема газотурбинного двигателя

Увеличение количества подаваемого топлива (добавление "газа") вызывает генерирование большего количества газов высокого давления, что, в свою очередь, ведёт к увеличению числа оборотов турбины и диска(ов) компрессора и, вследствие этого, к увеличению количества нагнетаемого воздуха и его давления, что позволяет подать в камеру сгорания и сжечь больше топлива. Количество топливо-воздушной смеси зависит напрямую от количества воздуха, поданного в камеру сгорания. Увеличение количества ТВС приведёт к увеличению давления в камере сгорания и температуры

газов на выходе из камеры сгорания и, вследствие этого, позволит создать бóльшую энергию выбрасываемых газов, направленную для вращения турбины и повышения реактивной силы.

Как и во всех циклических тепловых двигателях, чем выше температура сгорания (разница между “нагревателем” и “охладителем”), тем выше кпд. Сдерживающим фактором является способность стали, никеля, керамики или других материалов, из которых состоит двигатель, выдерживать температуру и давление. Значительная часть инженерных разработок направлена на то, чтобы отводить тепло от частей турбины. Большинство турбин также пытаются рекуперировать тепло выхлопных газов которое в противном случае теряется впустую. Рекуператоры – это теплообменники, которые передают тепло выхлопных газов сжатому воздуху перед сгоранием. При комбинированном цикле тепло передается системам паровых турбин. И при комбинированном производстве тепла и электроэнергии (когенерация) отработанное тепло используется для производства горячей воды.

Как правило, чем меньше двигатель, тем выше должна быть частота вращения вала(ов), необходимая для поддержания максимальной линейной скорости лопаток. Максимальная скорость турбинных лопаток определяет максимальное давление, которое может быть достигнуто, что приводит к получению максимальной мощности, независимо от размера двигателя. Реактивный двигатель вращается с частотой около 10 000 об/мин и микротурбина – с частотой около 100 000 об/мин.

Авиационные двигатели также часто используются для генерации электрической мощности, благодаря их способности запускаться, останавливаться и изменять нагрузку быстрее, чем промышленные машины.

Для дальнейшего развития авиационных и газотурбинных двигателей рационально применять новые разработки в области высокопрочных и жаропрочных материалов для возможности повышения температуры и давления. Применение новых типов камер сгорания, систем охлаждения, уменьшения числа и массы деталей и двигателя в целом возможно в



прогрессе применения альтернативных видов топлива, изменение самого представления конструкции двигателя.

Модификации газотурбинных двигателей используются в качестве силовых установок на судах (газотурбоходы), железнодорожном (газотурбовозы) и другом наземном транспорте, а также на электростанциях, в том числе, передвижных, и для перекачки природного газа.

Принцип работы газоперекачивающей установки практически не отличается от турбовинтовых двигателей, а в качестве топлива используется тот же самый газ, который они перекачивают. В отечественной промышленности для этих целей широко применяются отслужившие свой срок в авиации двигатели НК-12.

В газовой турбине с замкнутым циклом рабочий газ циркулирует без контакта с окружающей средой. Нагрев (перед турбиной) и охлаждение (перед компрессором) газа производится в теплообменниках. Такая система позволяет использовать любой источник тепла (например, газоохлаждаемый ядерный реактор). Если в качестве источника тепла используется сгорание топлива, то такое устройство называют турбиной внешнего сгорания. На практике газовые турбины с замкнутым циклом используются редко.

Большинство газовых турбин представляют собой двигатели внутреннего сгорания, но также возможно построить газовую турбину внешнего сгорания, которая фактически является турбинной версией теплового двигателя.

При внешнем сгорании в качестве топлива используется пылевидный уголь или мелкоистолченная биомасса (например, опилки). Внешнее сжигание газа используется как непосредственно, так и косвенно. В прямой системе продукты сгорания проходят сквозь турбину. В косвенной системе используется теплообменник, и чистый воздух проходит сквозь турбину. Тепловой КПД ниже в системе внешнего сгорания косвенного типа, однако лопасти не подвергаются воздействию продуктов сгорания.

Множество экспериментов проводилось с автомобилями и танками, оснащенными газовыми турбинами.

В 1950 году дизайнер Ф.Р. Белл и главный инженер Морис Вилкс в британской компании Rover Company анонсировали первый автомобиль с приводом от газотурбинного двигателя. Двухместный JET1 имел двигатель, расположенный позади сидений, решетки воздухозаборника по обеим сторонам машины и выхлопные отверстия на верхней части хвоста. В ходе испытаний автомобиль достиг максимальной скорости 140 км/ч при скорости турбины 50 000 об/мин. Автомобиль работал на бензине, парафиновом или дизельном маслах, но проблемы с потреблением топлива оказались непреодолимыми для производства автомобилей. В настоящее время он выставлен в лондонском Музее науки.

Команды Rover и British Racing Motors (Формула-1) объединили усилия для создания Rover-BRM, автомобиля с приводом от газовых турбин, который принял участие в гонке 24 часа Ле-Мана 1963 года, управляемого Грэмом Хиллом и Гитнером Ричи. Этот автомобиль показал среднюю скорость 173 км/ч, максимальную — 229 км/ч.

Американские компании Ray Heppenstall, Howmet Corporation и McKee Engineering объединились для совместной разработки собственных газотурбинных спортивных автомобилей в 1968 году, Howmet TX приняла участие в нескольких американских и европейских гонках, в том числе завоевав две победы, а также принимала участие в гонке 24 часа Ле-Мана 1968 года. Автомобили использовали газовые турбины Continental Motors Company, благодаря которым, в конечном итоге, ФИА было установлено шесть посадочных скоростей для машин с приводом от турбин.

На гонках автомобилей с открытыми колёсами, революционное полноприводное авто 1967 года STP Oil Treatment Special с приводом от турбины, специально подобранной легендой гонок Эндрю Гранателли и управляемое Парнелли Джонсом, почти выиграло в гонке «Инди-500»; авто с турбиной STP компании Pratt & Whitney обгоняло почти на круг авто, шедшее вторым, когда у него неожиданно отказала коробка передач за три круга до финишной черты. В 1971 году глава компании Lotus Колин Чепмен

представил авто Lotus 56B F1 с приводом от газовой турбины Pratt & Whitney. У Чепмена была репутация создателя машин-победителей, но он вынужден был отказаться от этого проекта из-за многочисленных проблем с инерционностью турбин (турболагом). Оригинальная серия концептуальных авто General Motors Firebird была разработана для автовыставки Моторама 1953, 1956, 1959 гг, с приводом от газовых турбин.

Единственная серийная модель «семейного» газотурбинного автомобиля для использования на дорогах общего пользования была выпущена Chrysler в 1963-1964 гг. Компания передала пятьдесят собранных вручную машин в кузовах итальянского ателье Ghia добровольцам, которые испытывали новинку в обычных дорожных условиях до января 1966 года. Эксперимент прошёл удачно, но компания, не располагавшая средствами для постройки нового моторного производства, отказалась от массового выпуска автомобиля с ГТД. После ужесточения экологических стандартов и взрывного роста цен на нефть компания, с трудом пережившая финансовый кризис, отказалась от продолжения разработок [1].

Первые исследования в области применения газовой турбины в танковых двигателях проводились в Германии, начиная с середины 1944 года. Первым массовым танком с газотурбинным двигателем стал С-танк.

Газотурбинные двигатели установлены на советском танке Т-80 и американском М1 Абрамс. Газотурбинные двигатели, устанавливаемые на танках, имеют при схожих с дизельными размерах гораздо большую мощность, меньший вес и меньшую шумность, меньшую дымность выхлопа. Также ГТД лучше удовлетворяет требованиям многотопливности, гораздо легче запускается, – оперативная готовность танка с ГТД, то есть запуск двигателя и последующий вход в рабочий режим всех его систем занимает несколько минут, что для танка с дизельным двигателем в принципе невозможно, а в зимних условиях при низких температурах дизелю требуется достаточно длительный предпусковой прогрев, который совершенно не требуется ГТД. Из-за отсутствия жёсткой механической связи турбины и

трансмиссии на застрявшем или просто упёршимся в препятствие танке двигатель не глохнет. В случае попадания воды в двигатель (утоплении танка) достаточно выполнить так называемую холодную прокрутку ГТД для удаления воды из газовоздушного тракта и после этого двигатель можно запускать, – на танке с дизельным двигателем в аналогичной ситуации происходит гидроудар, ломающий детали цилиндро-поршневой группы и непременно требующей замены двигателя.

Однако из-за низкого КПД газотурбинных двигателей требуется гораздо большее количество возимого топлива, для сравнимого с дизельным двигателем километрового запаса хода. Именно из-за расхода топлива, невзирая на все достоинства, танки типа Т-80 поэтапно выводятся из эксплуатации. Производство танков М1 Абрамс также прекращено. Неоднозначным оказался и опыт эксплуатации танковых ГТД в условиях высокой запыленности (например в песчаных пустынях). Тот же Т-80 благополучно может эксплуатироваться в условиях высокой запыленности, – конструктивно хорошо продуманная система очистки поступающего в двигатель воздуха на Т-80 надежно защищает ГТД от песка и пыли. «Абрамсы», напротив, «задохнулись» – во время двух компаний против Ирака при прохождении пустынь довольно много «Абрамсов» встали, так как их двигатели забились песком.

#### **1.4. Термодинамические циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания**

Термодинамические циклы ДВС представляют собой упрощенные теоретические диаграммы круговых процессов преобразования теплоты в механическую работу, отражающие основные особенности реальных циклов. В термодинамических циклах ДВС с традиционными схемами организации рабочих процессов в качестве рабочего тела принимается идеальный газ. Процесс сгорания в реальных циклах заменен в термодинамических циклах

подводом теплоты  $Q_1$  к рабочему телу, смена рабочего тела в реальных циклах заменена в термодинамических циклах отводом теплоты от рабочего тела  $Q_2$  при постоянном объеме, процессы сжатия и расширения рабочего тела предполагаются адиабатическими.

В ДВС с продолженным расширением смена рабочего тела в реальном цикле может быть заменена отводом теплоты от рабочего тела  $Q_2$  при постоянной температуре, постоянном давлении или часть теплоты отводится при постоянном объеме, а часть – при постоянном давлении. В зависимости от способа подвода теплоты  $Q_1$  к рабочему телу термодинамические циклы как в традиционных ДВС, так и в ДВС с продолженным расширением могут быть сведены к трем основным видам (рис. 1.8, рис. 1.9):

- цикл с подводом теплоты  $Q_1$  к рабочему телу при постоянном объеме (рис. 1.8, а);
- цикл с подводом теплоты  $Q_1$  к рабочему телу при постоянном давлении (рис. 1.8, б);
- цикл со смешанным подводом теплоты  $Q_1$  к рабочему телу (часть теплоты  $Q_1'$  подводится при постоянном объеме, а часть теплоты  $Q_1''$  – при постоянном давлении (рис. 1.8, в).

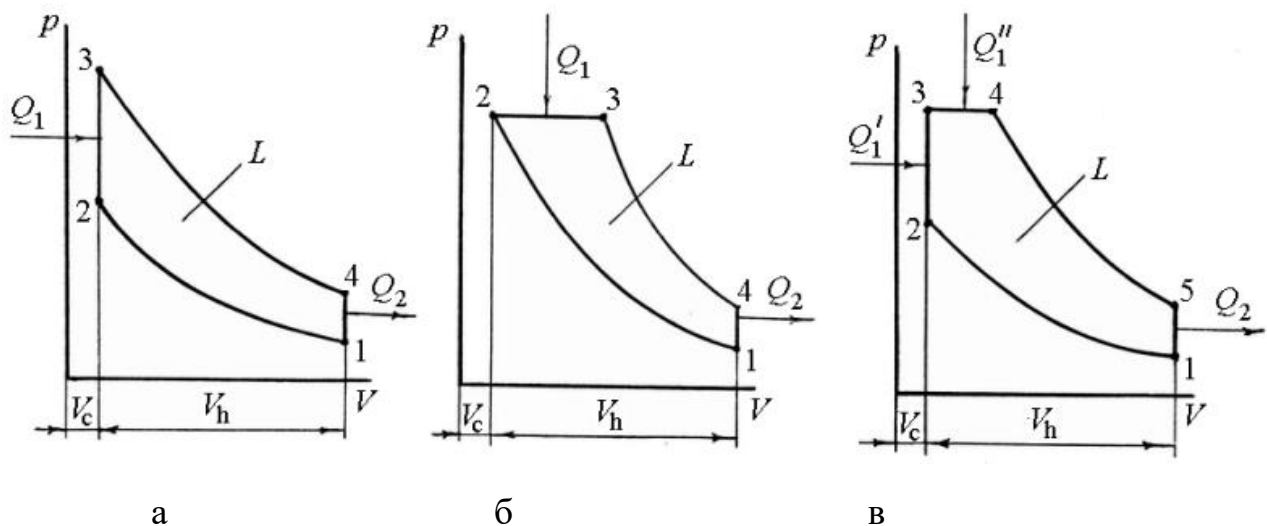


Рис.1.8. Термодинамические циклы двигателей внутреннего сгорания:

а – с подводом теплоты к рабочему телу при  $V = \text{const}$ ; б –  $p = \text{const}$ ; в – со смешанным подводом теплоты  $Q_1$  и отводом теплоты  $Q_2$  от рабочего тела при  $V = \text{const}$

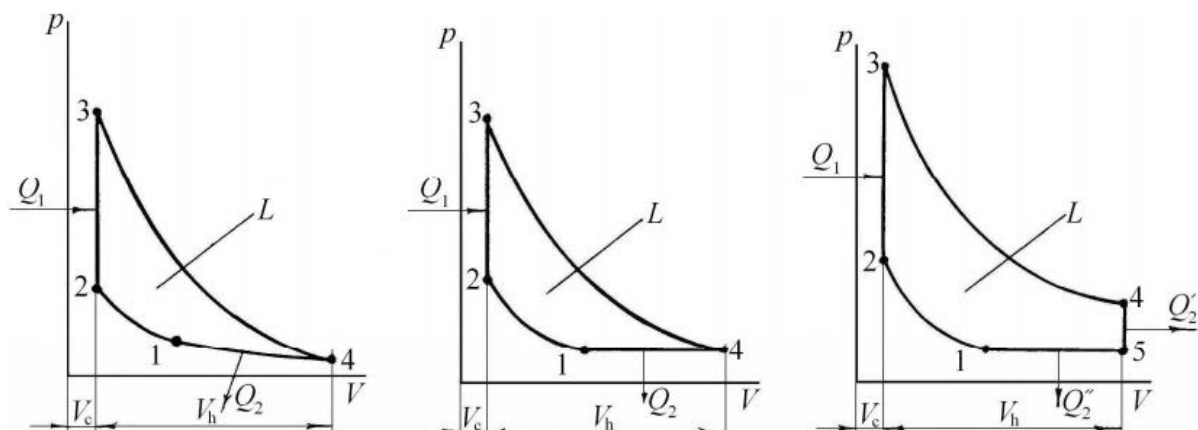
Термодинамические циклы, представленные на рис. 1.8, реализованы в ДВС с искровым зажиганием топливовоздушной смеси (рис. 1.8, а), в ДВС с воспламенением топлива от сжатия (в компрессорных дизелях – рис. 1.8, б), в дизелях с механической системой топливоподачи (рис. 1.8, в).

Таблица 1.1

**Параметры термодинамических циклов в традиционных ДВС**

Рис. 1.8, а	Рис. 1.8, б	Рис. 1.8, в
Степень сжатия $\varepsilon = V_1 / V_2$	Степень предварительного расширения $\rho = V_3 / V_2$	$\rho = V_4 / V_3$
Степень повышения давления при сгорании $\lambda = p_3 / p_2$	Степень последующего расширения $\delta = V_3 / V_4$	$\lambda = p_3 / p_2$ $\delta = V_5 / V_4$
Степень расширения $\delta = V_3 / V_4$		

Термодинамические циклы с продолженным расширением могут быть реализованы как в ДВС с искровым зажиганием (рис. 1.9), так и в ДВС с воспламенением топлива от сжатия.



а

б

в

Рис. 1.9. Термодинамические циклы двигателей внутреннего сгорания с подводом теплоты к рабочему телу при  $V = \text{const}$  и продолженным расширением

С точки зрения практической реализации несомненный интерес представляют циклы с продолженным расширением и подводом теплоты к рабочему телу при постоянном объеме. Работа газов за цикл и термический коэффициент полезного действия (кпд) цикла:

рабочему телу при постоянном объеме. Работа газов за цикл и термический коэффициент полезного действия (КПД) цикла:

$$L = Q_1 - Q_2 \quad (1.1)$$

$$\eta_t = \frac{L}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (1.2)$$

Таблица 1.2

**Параметры термодинамических циклов в ДВС  
с продолженным расширением**

Рис. 1.9, а	Рис. 1.9, б	Рис. 1.9, в
$\varepsilon = V_1 / V_2$ $\delta = V_3 / V_4$ $T_4 \approx T_1$	$p_4 \approx p_1$	$p_5 \approx p_1$

Представим работу и термический КПД каждого из циклов через параметры цикла. Цикл с подводом теплоты к рабочему телу при  $V = \text{const}$  (Рис. 1.8, а) включает в себя адиабатический процесс сжатия (1–2), изохорический процесс подвода теплоты к рабочему телу (2–3), адиабатический процесс расширения (3–4), изохорический процесс отвода теплоты (4–1).

Количество подведенной теплоты

$$Q_1 = Mc_v (T_3 - T_2); \quad (1.3)$$

количество отведенной теплоты

$$(1.4)$$

$$Q_2 = Mc_v(T_4 - T_1),$$

где  $M$  – масса рабочего тела в рабочей полости;  $c_v$  – удельная массовая теплоемкость рабочего тела при постоянном объеме.

Определим значения температуры в узловых точках цикла 2, 3, 4 через температуру точки 1 и параметры цикла  $\varepsilon$  и  $\lambda$ . Так как процесс 1–2 адиабатический, то

$$T_1 V_1^{k-1} = T_2 V_2^{k-1} \quad (1.5)$$

или

$$T_2 = T_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = T_1 \varepsilon^{k-1}. \quad (1.6)$$

В изохорическом процессе (2–3)

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda; \quad (1.7)$$

$$T_3 = T_2 \lambda = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda \quad (1.8)$$

или

$$Q_1 = Mc_v(T_3 - T_2) = Mc_v T_1 \varepsilon^{k-1} (\lambda - 1). \quad (1.9)$$

Из уравнения адиабатического процесса (3–4) следует:

$$T_3 V_3^{k-1} = T_4 V_4^{k-1}; \quad (1.10)$$

$$T_4 = T_3 \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} = \frac{T_3}{\varepsilon^{k-1}} = \frac{T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda}{\varepsilon^{k-1}} = T_1 \lambda \quad (1.11)$$

или

$$Q_2 = Mc_v(T_4 - T_1) = Mc_v T_1 (\lambda - 1). \quad (1.12)$$

Тогда работа газов за цикл и термический КПД цикла:

$$L = Q_1 - Q_2 = Mc_v T_1 (\lambda - 1) (\varepsilon^{k-1} - 1), \quad (1.13)$$

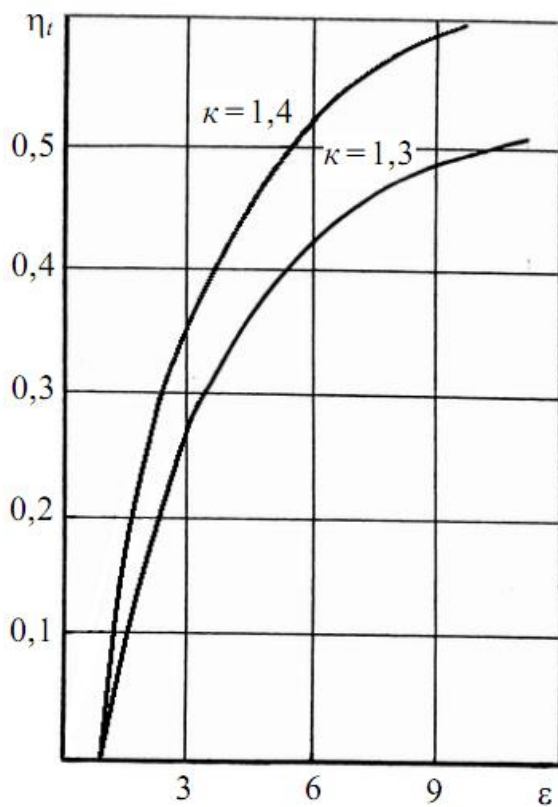
$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Mc_v T_1 (\lambda - 1)}{Mc_v T_1 (\lambda - 1) \varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (1.14)$$

Удельная работа газов за цикл (работа 1 кг газов)

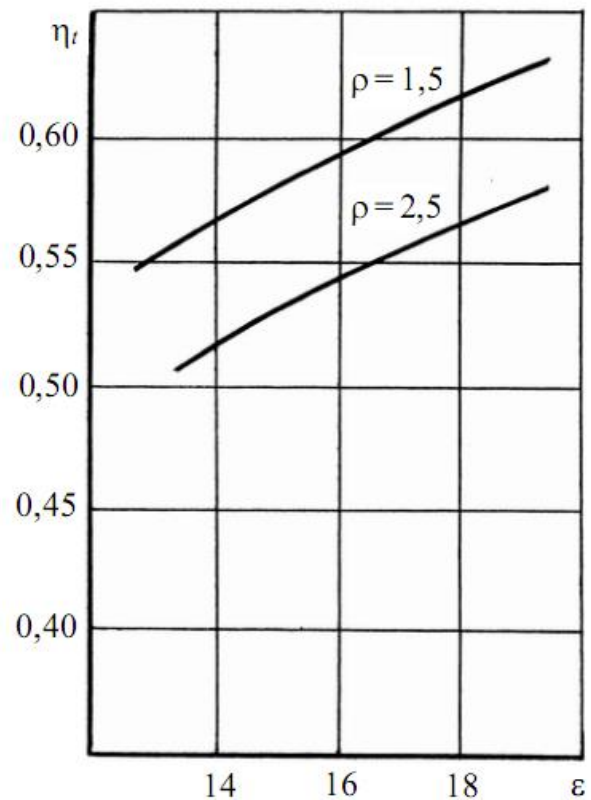
$$l = \frac{L}{M} = c_v T_1 (\lambda - 1) (\varepsilon^{k-1} - 1), \quad (1.15)$$



Таким образом, термический КПД цикла с подводом теплоты к рабочему телу при  $V = \text{const}$ , зависит только от степени сжатия и свойств рабочего тела (через значения показателя адиабаты) (рис. 1.10, а). Удельная работа газов в цикле, а соответственно, и мощность двигателя возрастают с увеличением степени сжатия и степени повышения давления. Термодинамический цикл с подводом теплоты к рабочему телу при  $V = \text{const}$  реализован в двигателях с искровым зажиганием.



(а)



(б)

Рис. 1.10. Зависимость термического КПД циклов от степени сжатия: а – с подводом теплоты к рабочему телу при  $V = \text{const}$ ; б – при  $p = \text{const}$  и отводом теплоты от рабочего тела при  $V = \text{const}$

Цикл с подводом теплоты при  $p = \text{const}$  (рис. 1.8, б) включает:  
адиабатический процесс сжатия (1–2):

$$T_1 V_1^{k-1} = T_2 V_2^{k-1} \quad (1.16)$$

или

$$(1.17)$$

$$T_2 = T_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = T_1 \varepsilon^{k-1};$$

изобарический процесс подвода теплоты:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2} = \rho; \quad (1.18)$$

$$T_3 = T_2 \rho = T_1 \varepsilon^{k-1} \rho; \quad (1.19)$$

$$Q_1 = Mc_p (T_3 - T_2) = Mc_p T_1 \varepsilon^{k-1} (\rho - 1), \quad (1.19)$$

где  $c_p$  – удельная массовая теплоемкость рабочего тела при постоянном давлении;

адиабатический процесс расширения (3–4):

$$T_3 V_3^{k-1} = T_4 V_4^{k-1}; \quad (1.20)$$

$$T_4 = T_3 \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} = T_3 \left( \frac{\rho V_1}{V_4} \right)^{k-1} \quad (1.21)$$

или

$$T_4 = T_3 \left( \frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{k-1} = \left( \frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{k-1} \rho \varepsilon^{k-1} T_1 = \rho^k T_1; \quad (1.22)$$

$$Q_2 = Mc_v (T_4 - T_1) = Mc_v T_1 (\rho^k - 1). \quad (1.23)$$

Тогда работа газов за цикл и термический КПД цикла:

$$\begin{aligned} L = Q_1 - Q_2 &= Mc_p T_1 \varepsilon^{k-1} (\rho - 1) - Mc_v T_1 (\rho^k - 1) = \\ &= Mc_v T_1 \left[ \varepsilon^{k-1} k (\rho - 1) - (\rho^k - 1) \right]. \end{aligned} \quad (1.24)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Mc_v T_1 (\rho^k - 1)}{Mc_p T_1 \varepsilon^{k-1} (\rho - 1)} = 1 - \frac{(\rho^k - 1)}{\varepsilon^{k-1} k (\rho - 1)}. \quad (1.25)$$

Удельная работа газов за цикл

$$l = \frac{L}{M} = c_v T_1 \left[ \varepsilon^{k-1} k (\rho - 1) - (\rho^k - 1) \right]. \quad (1.26)$$

Термический КПД цикла с подводом теплоты к рабочему телу при  $p = \text{const}$  зависит и от степени сжатия и от степени предварительного

расширения (рис. 1.10, б). Термодинамический цикл с подводом теплоты к рабочему телу при  $p = \text{const}$  реализован в компрессорных дизелях.

В термодинамическом цикле со смешанным подводом теплоты к рабочему телу (рис. 1.8, в) часть теплоты ( $Q_1'$ ) подводится к рабочему телу при  $V = \text{const}$  (изохорический процесс 2 – 3), а часть ( $Q_1''$ ) при  $p = \text{const}$  (изобарический процесс 3–4), т.е.

$$Q_1 = Q_1' + Q_1'' \quad (1.27)$$

Температура рабочего тела в узловых точках цикла (2, 3, 4, 5) определяется так же, как и в предыдущих циклах:

$$T_2 = T_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = T_1 \varepsilon^{k-1}; \quad (1.28)$$

$$T_3 = T_2 \lambda = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda; \quad (1.29)$$

$$T_4 = T_3 \rho = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda \rho; \quad (1.30)$$

$$T_5 = T_4 \left( \frac{V_4}{V_5} \right)^{k-1} = T_4 \left( \frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{k-1} = T_1 \lambda \rho^k. \quad (1.31)$$

Тогда:

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_1' + Q_1'' = Q_1 = M c_v (T_3 - T_2) + M c_p (T_4 - T_3) = \\ &= M c_v T_1 \varepsilon^{k-1} [(\lambda - 1) + k \lambda (\rho - 1)]; \end{aligned} \quad (1.32)$$

$$Q_2 = M c_v (T_5 - T_1) = M c_v T_1 (\lambda \rho^k - 1); \quad (1.33)$$

$$\begin{aligned} L &= Q_1 - Q_2 = M c_v T_1 \varepsilon^{k-1} [(\lambda - 1) + k \lambda (\rho - 1)] - M c_v T_1 (\lambda \rho^k - 1) = \\ &= M c_v T_1 \{ \varepsilon^{k-1} [(\lambda - 1) + k \lambda (\rho - 1)] - (\lambda \rho^k - 1) \}; \end{aligned} \quad (1.34)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{(\lambda \rho^k - 1)}{\varepsilon^{k-1} [(\lambda - 1) + k \lambda (\rho - 1)]}; \quad (1.35)$$

$$1 = \frac{L}{M} = c_v T_1 \{ \varepsilon^{k-1} [(\lambda - 1) + k \lambda (\rho - 1)] - (\lambda \rho^k - 1) \}. \quad (1.36)$$

Таким образом, удельная работа газов и термический КПД цикла со смешанным подводом теплоты к рабочему телу зависят от степени сжатия, степени повышения давления и степени предварительного расширения.

Термодинамический цикл со смешанным подводом теплоты к рабочему телу реализован в дизелях с механической системой. Сравнение эффективности преобразования теплоты в механическую работу в различных циклах целесообразно представить графически в системе координат  $T-S$ . Например, при условии равенства степеней сжатия и одинаковом количестве теплоты, подведенной к рабочему телу  $Q_1^V = Q_1^p$  (рис. 1.11, а), количество теплоты

$Q_2^p$ , отведенной от рабочего тела в цикле с подводом теплоты при  $p = \text{const}$ , будет больше, чем  $Q_2^V$  в цикле с подводом теплоты при  $V = \text{const}$ , т.е.  $L_V > L_p$  и  $\eta_t(\text{при } V = \text{const}) > \eta_t(\text{при } p = \text{const})$ .

При условии равенства максимальных температур цикла и одинаковом количестве отведенной теплоты от рабочего тела (рис. 1.11. б),  $Q_1^V < Q_1^p$  и  $\eta_t(\text{при } V = \text{const}) < \eta_t(\text{при } p = \text{const})$ .

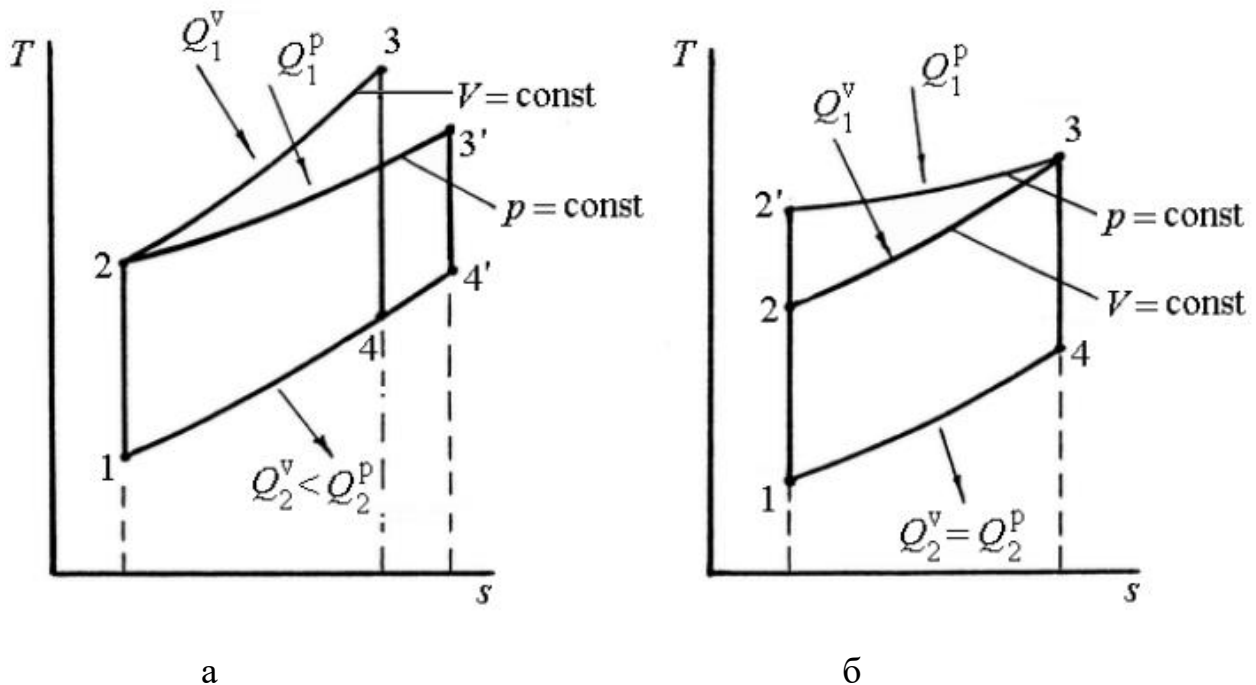


Рис. 1.11. Сравнение циклов с подводом теплоты при  $V = \text{const}$  и  $p = \text{const}$  и различных условиях сравнения: а)  $-Q_1^V = Q_1^p$ ;  $\varepsilon^V = \varepsilon^p$   
 б)  $-Q_2^V = Q_2^p$ ;  $T_3^V = T_3^p$ .

В рассмотренных циклах (рис. 1.11) отвод теплоты  $Q_2$  от рабочего тела осуществляется при постоянном объёме. В последние годы заметно

увеличилось количество патентов по двигателям с продолженным расширением, что свидетельствует о возрастающем интересе к поиску технических решений для практической реализации термодинамических циклов с продолженным расширением, в которых заметно уменьшается теплота  $Q_2$ , отводимая от рабочего тела. Впервые цикл с продолженным расширением пытались реализовать Н. Отто и Р. Дизель в четырехтактном трехцилиндровом двигателе, в котором один из цилиндров увеличенного рабочего объема использовался как расширительный. Однако повышение кпд двигателя было незначительным вследствие повышенных потерь тепла в стенки и потерь работы газов на преодоление сил трения в подвижных сопряжениях деталей двигателя. Конструкция двигателя при этом существенно усложнилась. Из возможных вариантов термодинамических циклов ДВС с продолженным расширением практический интерес представляют, прежде всего, термодинамические циклы с подводом теплоты  $Q_1$  к рабочему телу при постоянном объёме и отводом теплоты  $Q_2$  от рабочего тела при постоянной температуре (рис. 1.9, а), при постоянном давлении (рис. 1.9, б) и со смешанным отводом теплоты  $Q_2$  от рабочего тела (рис. 1.9, в). Эти термодинамические циклы относительно несложно реализовать в двухтактных двигателях с клапанным газораспределением, непосредственным впрыском топлива, искровым зажиганием топливовоздушной смеси и регулируемыми фазами газораспределения (моментами открытия и закрытия клапанов).

Термический кпд цикла со смешанным подводом теплоты к рабочему телу  $Q_1 = Q'_1 + Q''_2$  и продолженным расширением зависит и от степени повышения давления  $\lambda$  и от степени предварительного расширения  $\rho$ .

Основной недостаток термодинамических циклов ДВС с продолженным расширением обусловлен потерей значительной части рабочего объема, а соответственно и значительного снижения мощности двигателя. Этот недостаток может быть компенсирован в двухтактном цикле повышением

давления наддува, применением регулируемых фаз газораспределения, т.е. уменьшением по мере увеличения нагрузки, например, свыше 50 % от максимальной, отношения  $\delta / \epsilon$  с 2–2,5 до 1,5.

## **2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

### **2.1. Цель, задачи и этапы выполнения курсовой работы**

Цель выполнения курсовой работы – развитие творческих способностей и инициативы при решении инженерно-конструкторских задач в области конструирования и расчёта энергетических установок.

Задачами курсового проектирования являются:

1. Закрепление и расширение знаний, полученных на теоретических занятиях, приобретение навыков по выполнению теплового расчета автомобильных двигателей, навыков пользования справочной литературой в работе по проведению инженерных расчётов и проектированию.
2. Получение практики по обоснованию принимаемых решений и по критической оценке конструкций энергетических установок.
3. Приобретение будущими специалистами способности к краткому изложению сути и способов решения задач, мотивированному обоснованию принимаемых решений.

Содержание этапов и ориентировочный объём работы в процентах от общего объёма указаны в табл. 2.1. Отдельные вопросы проектирования определяются студентом по согласованию с руководителем.

Для выполнения курсовой работы руководитель выдаёт каждому студенту индивидуальное задание. После получения задания студент должен тщательно ознакомиться с его содержанием, ясно представив себе сущность задания и вопросы, которые подлежат исследованию.

Оформление пояснительной записки и графической части должно соответствовать стандартам ЛГТУ или ГОСТ. По согласованию с преподавателем пояснительная записка и графическая часть могут быть выполнены на персональном компьютере. Выполнение задания начинается с изучения технических характеристик автомобиля (двигателя), указанного в задании и выборе исходных данных для дальнейших расчетов.

Таблица 2.1

**График выполнения курсовой работы**

100 %						
70 %						
30 %						
10 %						
Процент выполнения	Выдача задания	Наименование основных разделов работы				Защита работы
		10 % Определить номинальную мощность двигателя при движении автомобиля с заданной скоростью	30 % Рассчитать циклы впуска и сжатия	70 % Рассчитать циклы сгорания и расширения Рассчитать индикаторные и эффективные показатели цикла двигателя	100% Построить и проанализировать индикаторную диаграмму двигателя при работе с номинальной мощностью. Оценить тепловой баланс двигателя. Проанализировать полученные параметры двигателя. Оформить расчетно-пояснительную записку	
Номер недели в семестре	1	3	6	12	17	18

**2.2. Выбор исходных данных**

В качестве исходных данных для выполнения курсовой работы задаются: марка автомобиля-прототипа и максимальная скорость автомобиля. Для дальнейших расчетов студент самостоятельно должен определить максимальную (номинальную) мощность двигателя, частоту вращения коленчатого вала, соответствующую максимальной мощности и выбрать ряд параметров двигателя в приведенном в методических рекомендациях



порядке. Первым шагом выполнения курсовой работы является выбор прототипа автомобиля и двигателя и изучение их технических характеристик.

Определение мощности двигателя для проектируемого автомобиля производится из условия его движения на прямой передаче с максимальной скоростью  $V_{\max}$ , на ровном горизонтальном участке дороги с асфальтобетонным покрытием.

1. Мощность двигателя, соответствующая максимальной скорости автомобиля:

$$N_v = (\sum G_a f_v V_{\max} + k_w F V_{\max}^3) / (\eta_{mp} K_p), \quad (2.1)$$

где  $\sum G_a = m_a g$  – полный вес автомобиля, Н;  $m_a$  – полная масса, кг;

$f_v$  – коэффициент сопротивления качению при скорости

автомобиля  $V_a$ ;  $f_v = f_0 + k_v V_a^2$ ,

$f_0$  – нормативный коэффициент сопротивления качению, табл. 2.2 ;

$k_v = 7 \times 10^{-6}$  – динамический коэффициент,  $\text{с}^2/\text{м}^2$ ;  $\eta_{\text{тр}} = 0,925 \dots 0,85$  – КПД трансмиссии автомобиля на высшей передаче;  $K_p$  – коэффициент коррекции, учитывающий потери мощности на привод генератора, компрессора кондиционера, насоса гидроусилителя руля, вентилятора системы охлаждения, потери в выхлопной системе и т. п.,  $K_p = 0,95$ ;  $V_{\max}$  – максимальная скорость автомобиля, м/с.;  $k_w$  – коэффициент аэродинамического сопротивления (коэффициент обтекаемости),  $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$ , прил. 1;

$F$  – лобовая площадь (площадь лобового сопротивления) автомобиля,  $\text{м}^2$ .

Таблица 2.2

**Средний нормативный коэффициент сопротивления качению колеса на дороге с сухим асфальтобетонным покрытием хорошего качества ( $f_0$ )**

Тип автомобиля	Значение коэффициента
Легковой автомобиль	0,018

Грузовой автомобиль: с колёсной формулой 4x2	0,020
6x4	0,022
4x4	0,021
6x6	0,024

Для легкового и грузового автомобилей со стандартным кузовом  $F=0,8BH$ , для автобусов и грузовых автомобилей с кузовом-фургоном или ситентом  $F=0,9BH$ , где  $B$ ,  $H$  – соответственно габаритная ширина и высота автомобиля, м.

## 2. Максимальная мощность двигателя:

$$N_{e \max} = N_v / [a(n_v/n_N) + b(n_v/n_N)^2 - c(n_v/n_N)^3], \quad (2.2)$$

где  $a$ ,  $b$ ,  $c$  – коэффициенты, значения которых зависят от типа и конструкции двигателя;  $n_N$  – частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной мощности,  $\text{мин}^{-1}$  (об/мин);  $(n_v/n_N)=1$  для дизельного двигателя и  $(n_v/n_N)=1,2$  для двигателя с искровым зажиганием (ДсИЗ) – отношение частоты вращения коленчатого вала двигателя при движении автомобиля с  $V_{\max}$  к частоте вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности  $N_{e \max}$ . Тип двигателя: двигатель с искровым зажиганием или дизель выбирается студентом самостоятельно на основе изучения конструкции и анализа работы двигателя-прототипа и согласовывается с преподавателем.

Коэффициенты  $a$ ,  $b$ ,  $c$  можно найти, решая систему уравнений:

а) для дизельного двигателя	б) для ДсИЗ
$\begin{cases} k_w = 2 \frac{c}{b} \\ k_M = a + b^2 / 4c; \\ a + b - c = 1 \end{cases}$	$\begin{cases} k_w = 2 \frac{c}{b} \\ a + 2b - 3c = 0; \\ a + b - c = 1 \end{cases}$

где  $K_w$  – коэффициент запаса по частоте вращения,  $k_w = n_N/n_M$ ;

$K_M$  – коэффициент приспособляемости по моменту,  $k_M = M_{\max}/M_N$ .

В курсовой работе можно принять  $a=b=c=1$

3. Частота вращения коленчатого вала двигателя (об/мин) при движении автомобиля с  $V_{\max}$  :

$$n_v = V_{\max} \cdot u_{\kappa n}^6 \cdot u_{\text{en}} / (0,377 \cdot r_k), \quad (2.3)$$

где  $V_{\max}$  – максимальная скорость автомобиля, км/ч;  $u_{\kappa n}^6$  – передаточное число коробки передач на высшей передаче;  $u_{\text{en}}$  – передаточное число главной передачи;  $r_k$  – кинематический радиус колеса (радиус качения), м .

$$r_k = r_{\text{cm}} \cdot \delta_o.$$

Статический радиус при известных конструктивных параметрах шин можно найти из соотношения:

$$r_{\text{cm}} = 0,5d + \Delta \cdot \lambda_{\text{cm}} \cdot B, \text{ мм},$$

где  $d$  – посадочный диаметр обода, мм;  $\Delta$  – отношение высоты профиля колеса к его ширине (H/B);  $\lambda_{\text{cm}}$  – коэффициент, учитывающий смятие шины под нагрузкой, табл. 2.3;  $\delta_o$  – коэффициент деформации пневматической шины.

Для легковых автомобилей принимают  $\delta_o = 1,05$  , для грузовых –  $\delta_o = 1,03$ .

Таблица 2.3

**Параметры пневматических шин**

№	Тип шины автомобиля	$\Delta = H / B$	$\lambda_{\text{cm}}$
1.	Шины грузовых автомобилей: - с регулируемым давлением (кроме широкопрофильных)	1	0,85...0,9
	- широкопрофильные	0,7	0,85
2.	Шины легковых автомобилей: - с дюймовым обозначением	0,95	0,85...0,9
	-со смешанным обозначением	0,8...0,85	0,8...0,85
	-радиальные	0,7	0,8...0,85

Диагональные и радиальные шины различаются не только конструкцией, но и маркировкой. Например, диагональная шина (рис. 2.1.) имеет обозначение 6,15-13/155-13, где 6,15 – условная ширина профиля шины (В) , дюйм; 13 – посадочный диаметр (d) шины (и колеса) , дюйм; 155 – условная ширина профиля шины , мм.

Дробь перед числом 155 разделяет дюймовое обозначение шины от миллиметрового (1 дюйм=25,4 мм). Вместо числа 13 во втором случае может быть и миллиметровое обозначение посадочного диаметра (330).

Радиальная шина имеет единое смешанное миллиметрово-дюймовое обозначение. Например, маркировка 165/70R13 78S Steel Radial Tubelless означает: 165 – условная ширина профиля шины (В) , мм; 70 – отношение высоты профиля (Н) к её ширине (В), %; «R» – обозначение радиальной шины;

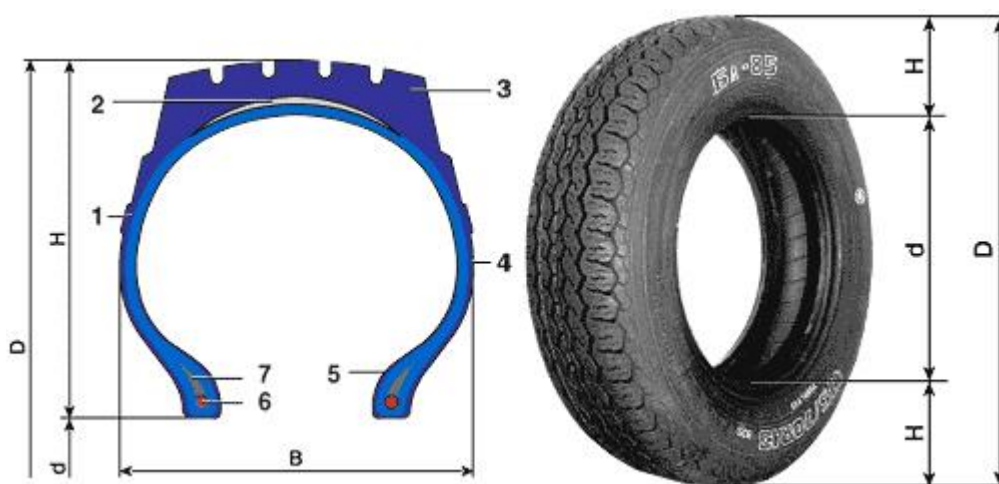


Рис. 2.1. Конструктивные элементы и основные размеры шин:  
D – наружный диаметр; H- высота профиля покрышки; В – ширина профиля покрышки;  
d – посадочный диаметр обода колеса (шины); 1 – каркас; 2 – брекер; 3 – протектор;  
4 – боковина; 5 – борт; 7 – наполнительный шнур

13 – посадочный диаметр , дюйм; 78 – условный индекс грузоподъёмности шины; S – скоростной индекс шины (максимально допустимая скорость движения автомобиля) , км/ч; «Steel Radial» – радиальная шина с металлическим кордом; «Tubeless» или «TL» – бескамерное исполнение шины.

Скоростные индексы шин (рис. 2.2.) обозначают буквами латинского алфавита:

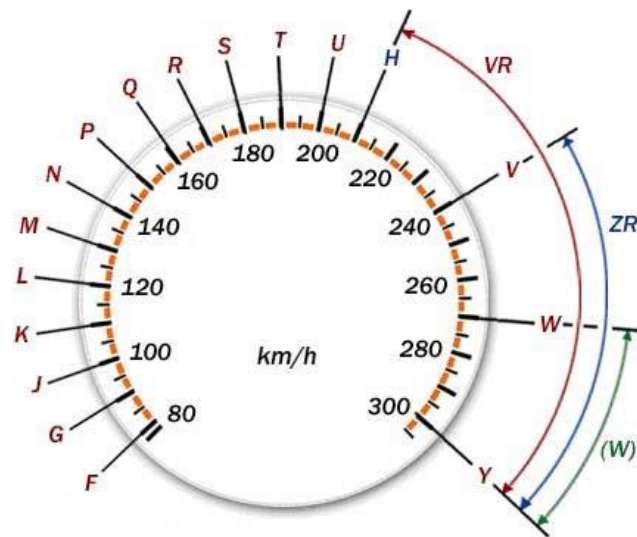


Рис. 2.2. Скоростные индексы шин

Пример определения статического радиуса колеса для шины марки 260-508P (автомобиль КамАЗ- 5320).

$$r_{cm} = 0,5 \cdot 508 + 1 \cdot 0,9 \cdot 260 = 488 \text{ мм.}$$

4. Частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая  $N_{e \max}$  :

для дизельных двигателей  $n_N = n_V$  , для ДсИЗ -  $n_N = n_V / 1,2$ .

5. Тип топливной системы (ТС) (системы питания) двигателя, табл. 2.4.

Таблица 2.4

#### Типы топливной системы автомобильных ДВС

Тип ДВС	Тип топливной системы
ДсИЗ	распределённое впрыскивание топлива во впускной трубопровод (основной вариант);

	<ul style="list-style-type: none"> <li>• центральное впрыскивание топлива;</li> <li>• впрыскивание топлива в цилиндр;</li> <li>• карбюраторная (практически не назначается)</li> </ul>
Дизель	<ul style="list-style-type: none"> <li>• непосредственного действия разделённого типа с моновлочным ТНВД;</li> <li>• непосредственного действия разделённого типа с секционным ТНВД;</li> <li>• аккумуляторная с электронным управлением и насос-форсунками</li> </ul>

6. Коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  зависит от типа смесеобразования, условий воспламенения и сгорания топлива, а также от режима работы двигателя. Для различных двигателей при номинальной мощности принимаются следующие значения  $\alpha$ :

- карбюраторные двигатели  $\alpha = 0,8 \dots 0,96$ , большие значения  $\alpha$  относятся к двигателям с лучшими условиями смесеобразования;
- двигатели с форкамерно-факельным зажиганием  $\alpha = 0,85 \dots 0,98$ ;
- двигатели с искровым зажиганием и впрыском топлива  $\alpha = 0,85 \dots 1,3$ ;
- дизельные двигатели  $\alpha = 1,3 \dots 1,7$ ;
- дизели с наддувом  $\alpha = 1,3 \dots 2,2$ .

Уменьшение коэффициента избытка воздуха двигателей до возможных пределов уменьшает размеры цилиндра и, следовательно, повышает литровую мощность дизеля, но одновременно с этим значительно возрастает теплонапряжённость двигателя, особенно деталей поршневой группы, увеличивается дымность отработавших газов.

7. Наличие или отсутствие наддува (отсутствие наддува специально не оговаривается) При наличии наддува указываются:

- его тип (с приводным нагнетателем или с турбокомпрессором);
- наличие или отсутствие промежуточного охлаждения;
- примерное значение степени повышения давления при наддуве ( $\lambda_n$ ).

8. Тип системы охлаждения: жидкостная или воздушная.
9. Число клапанов на цилиндр; наличие динамического наддува (настройки впускной системы). Ее применение позволяет получить  $\lambda_n = 1,05 \div 1,1$  (отсутствие настройки специально не оговаривается).
10. Тип камеры сгорания (КС) (для ДсИЗ) или тип камеры сгорания и способ смесеобразования (для дизелей), табл. 2.5.

Таблица 2.5

**Тип камеры сгорания и тип смесеобразования (для дизелей)**

Тип ДВС	Тип камеры сгорания и тип смесеобразования (для дизелей)
ДсИЗ	Шатровая (для ДсИЗ с 4 клапанами на цилиндр, применяется всегда) Полисферическая, полусферическая Клиновья, полуклиновья, плоскоовальная
Дизель	Неразделённые камеры сгорания (НР-КС) Объёмное смесеобразование Пристеночное смесеобразование Объёмно-пристеночное смесеобразование Разделённые камеры сгорания (Р-КС) (применяются редко): Вихревая камера сгорания (ВКС) Предкамера (ПК)

11. Число и расположение цилиндров ("V"-V-образное; "P" - рядное).
12. Степень сжатия двигателя  $\varepsilon$ .

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.

Для дизелей важнейшими факторами являются: тип КС и способ смесеобразования; частота вращения; наличие или отсутствие наддува; размеры цилиндра.



Ориентировочные значения степени сжатия для ДсИЗ и дизелей приведены в табл. 2.6 и 2.7.

Таблица 2.6

### Степень сжатия автомобильных ДсИЗ

Тип ДВС	Тип топливной системы	Степень сжатия $\varepsilon$
ДсИЗ	Распределённый впрыск топлива во впускной трубопровод	8...10
	Центральный впрыск топлива	7...9
	Впрыск топлива в цилиндр	10...12

Примечание. При прочих равных условиях большие значения  $\varepsilon$  характерны для шатровых КС, а меньшие - для клиновых, полуклиновых и плоскоовальных (последние применяются редко). Большие значения  $\varepsilon$  характерны для ДсИЗ с малыми геометрическими размерами цилиндра и большей частотой вращения.

Таблица 2.7

### Степень сжатия автомобильных дизелей

Тип ДВС	Конструктивные особенности (тип топливной системы, тип КС, тип смесеобразования, скоростной режим, геометрические размеры цилиндра)	Степень сжатия $\varepsilon$
Дизель	Разделённая, неразделённые КС, объёмно-пристеночное смесеобразование, $n=1800...2600 \text{ мин}^{-1}$	16...18
	Разделённая, неразделённые КС, пристеночное смесеобразование, $n=1800...2600 \text{ мин}^{-1}$	17...19
	Разделённые КС (применяются редко)	19...23
	Аккумуляторная ТС с насос-форсунками с электронным управлением, $n=3000...4000 \text{ мин}^{-1}$	20...22
	Неразделённые КС, $n=1800...2400 \text{ мин}^{-1}$ , $\lambda_n < 1,90$	14...16

	Неразделённые КС, $n=1700...2200 \text{ мин}^{-1}$ , $\lambda_n=1,90...2,50$	13...15
--	---	---------

Примечание. При прочих равных условиях большие значения  $\varepsilon$  характерны для дизелей с малыми геометрическими размерами цилиндра и большей частотой вращения.

13. Для ДсИЗ выбирается октановое число бензина по табл. 2.8

Таблица 2.8

**Зависимость октанового числа бензина от степени сжатия  
автомобильного двигателя**

Степень сжатия	5,5...6,5	6,6...7,0	7,1...7,5	7,6...8,5	8,6...9,5	до 12
Октановое число бензина	66...72	73...76	77...80	81...90	91...100	более 100

Таблица 2.9

**Химический состав видов автомобильного топлива**

Топливо	Содержание в 1 кг			Кажущаяся Молекулярная масса $m_T$ , г/моль	Низшая теплота сгорания $H_u$ , КДж/кг
	Углерода $C$	Водорода $H$	Кислорода $O$		
Бензин	0,855	0,145	—	110...120	44000
Дизельное топливо	0,870	0,126	0,004	180...200	42500

Давление и температура окружающей среды принимаются: для дизельных двигателей –  $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$  ( $1,03 \text{ кг} / \text{см}^2$ ),  $T_0 = 293 \text{ К}$ ; для ДсИЗ –  $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$  ( $1,03 \text{ кг} / \text{см}^2$ ),  $T_0 = 298 \text{ К}$ .

Для выполнения дальнейших расчетов необходимо заполнить табл. 2.10:

Таблица 2.10

**Исходные данные**

	Параметр, обозначение, ед. измерения	Значение
1.	Тип двигателя и его назначение	
2.	Номинальная мощность $P$ , кВт	
3.	Частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая номинальной мощности, об/мин	
4.	Коэффициент избытка воздуха, $\alpha$	
5.	Давление турбонаддува, МПа	
6.	Охлаждение воздуха после компрессора $\Delta T_{охл}$ , К	
7.	Диаметр цилиндра, $D$ , м	
8.	Ход поршня, $S$ , м	
9.	Тип топливной системы	
10.	Тип системы охлаждения	
11.	Число клапанов на цилиндр, $i_{кл}$	
12.	Тип камеры сгорания и тип смесеобразования(дизели)	
13.	Число и расположение цилиндров, $i$	
14.	Степень сжатия $\varepsilon$	

15.	Состав топлива	
16	Низшая теплота сгорания $H_n$ , кДж/кг	
17	Температура окружающей атмосферы $T_0$ , К	
18	Давление окружающей атмосферы $p_0$ , МПа	

### 2.3. Пример теплового расчета поршневого двигателя внутреннего сгорания

Бензиновый ДВС(ДсИЗ)	Дизельный ДВС
Параметры окружающей среды принимаются в соответствии с ГОСТ	
$T_0 = 298K$ , $P_0 = 0,1МПа$	$T_0 = 293K$ , $P_0 = 0,1МПа$
Выбираем топливо для двигателя	
Бензин Аи-92	Дизельное топливо ДЛЭ4 и ДЗЭ4
Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива:	
$l_0 = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} C + 8H - O \right) =$ $= \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} 0,855 + 8 \cdot 0,145 - 0 \right) =$ $= 14,956 \frac{кгВоздуха}{кгТоплива};$ $L_0 = \frac{1}{0,208} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) =$ $= \frac{1}{0,208} \left( \frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} - 0 \right) =$ $= 0,517 \frac{кмольВоздуха}{кгТоплива}.$	$l_0 = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} C + 8H - O \right) =$ $= \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} 0,87 + 8 \cdot 0,126 - 0,004 \right) =$ $= 14,452 \frac{кгВоздуха}{кгТоплива};$ $L_0 = \frac{1}{0,208} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) =$ $= \frac{1}{0,208} \left( \frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) =$ $= 0,499 \frac{кмольВоздуха}{кгТоплива}.$
Выбор коэффициента избытка воздуха $\alpha$	
С целью получения приемлемой экономичности и снижения в отработавших газах содержания оксидов азота, примем $\alpha=0,96$ .	На проектируемом дизеле предусматриваем объемно-пленочное смесеобразование в неразделенной камере сгорания. С учетом этого принимаем $\alpha=$

		1,5.
Количество свежего заряда		
$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T},$ <p>где <math>m_T</math> -молекулярная масса паров топлива  <math>m_T = 110...120</math>, принимаем  <math>m_T = 115 \text{ кг / моль}</math>,</p> $M_1 = 0,96 \cdot 0,517 + \frac{1}{115} =$ $0,505 \frac{\text{кмоль Воздуха}}{\text{кг Топлива}}.$	$M_1 = \alpha L_0 \quad m_T = 110...120$ <p>При расчете количества свежего заряда (воздуха) в двигателях с воспламенением от сжатия (дизелях) величиной <math>1 / m_T</math> пренебрегают</p> $M_1 = 1,5 \cdot 0,499 =$ $0,7485 \frac{\text{кмоль Воздуха}}{\text{кг Топлива}}.$	
Давление в конце такта впуска $p_a = \xi_{en} p_k$		
При отсутствии наддува $p_k = p_0$ , $\xi_{en}$ – коэффициент, учитывающий суммарные потери давления при впуске (коэффициент сопротивления впускной системы). Принимается по опытным данным.		
<p>Для четырехтактных бензиновых двигателей <math>\xi_{en} = 0,80...0,90</math>;  принимаем <math>\xi_{en} = 0,87</math>.</p> $p_a = \xi_{en} p_0 = 0,87 \cdot 0,1 = 0,087 \text{ МПа}.$	<p>Для четырехтактных дизельных двигателей без наддува  <math>\xi_{en} = 0,82...0,97</math>;  для четырехтактных дизельных двигателей с наддувом  <math>\xi_{en} = 0,9...0,98</math>; принимаем  <math>\xi_{en} = 0,89</math>.</p> $p_a = \xi_{en} p_0 = 0,89 \cdot 0,10 = 0,089 \text{ МПа}.$	
Выбор степени сжатия		
<p>В соответствии с выбранным топливом бензин Аи-92, применением на двигателе жидкостного охлаждения принимаем  <math>\varepsilon = 8,8</math>.</p>	<p>Для дизеля без наддува с неразделенной камерой сгорания и объемным смесеобразованием, с учетом обеспечения требуемых пусковых качеств принимаем <math>\varepsilon = 16,5</math>.</p>	
Величина подогрева свежего заряда		
<p>Для бензинового двигателя <math>\Delta T = 0...20^\circ</math>.  С учетом жидкостного охлаждения, принимаем <math>\Delta T = 5^\circ</math>.</p>	<p>Для дизеля без наддува <math>\Delta T = 10...40^\circ</math> ;  для дизеля с наддувом <math>\Delta T = 0...10^\circ</math>.  Так как трубопроводы на дизеле предполагается устанавливать с одной стороны, то принимаем значение <math>\Delta T = 10^\circ</math>.</p>	

Параметры остаточных газов	
<p>Давление <math>p_r</math> определяется по эмпирической зависимости:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– для двигателей с выпуском газов в атмосферу <math>p_r = \xi_{вып} p_0</math>;</li> <li>– для двигателей с турбонаддувом <math>p_r = \xi_{вып} p_k</math>,</li> </ul> <p>где <math>p_0, p_k</math> – давления соответственно атмосферное и компрессора при наддуве;  <math>\xi_{вып}</math> -коэффициент, учитывающий сопротивление выпускного тракта в зависимости от его конструкции и режимных факторов.</p>	
<p>Для бензинового и газового  <math>\xi_{вып} = 1,02 \dots 1,20</math></p>	<p>Для дизеля без наддува  <math>\xi_{вып} = 1,05 \dots 1,25</math>;          Для дизеля с механическим наддувом <math>\xi_{вып} = 1,06 \dots 1,28</math>; Для дизеля с турбонаддувом <math>\xi_{вып} = 0,85 \dots 0,95</math></p>
Температура остаточных газов: бензиновый двигатель $T_r = 900 \dots 1100$ К, дизель $T_r = 600 \dots 900$ К	
<p>Так как на двигателе предусмотрен глушитель, учитывая заданную частоту вращения коленчатого вала, принимаем коэффициент сопротивления выпускной системы <math>\xi_{вып} = 1,16</math>.</p> <p>Тогда давление  <math>p_r = \xi_{вып} p_0 = 1,16 \cdot 0,1 = 0,116</math> МПа.</p> <p>Температуру остаточных газов принимаем по среднему значению <math>T_r = 1000</math> К.</p>	<p>С учетом установки на дизель глушителя и относительно высокой частоты вращения коленчатого вала принимаем коэффициент сопротивления выпускной системы <math>\xi_{вып} = 1,11</math>.</p> <p>Тогда давление  <math>p_r = \xi_{вып} p_0 = 1,11 \cdot 0,1 = 0,111</math> МПа.</p> <p>Температуру остаточных газов принимаем по среднему значению <math>T_r = 800</math> К.</p>
<p>Коэффициент остаточных газов <math>\gamma_r = \xi_{оч} \frac{T_0 + \Delta T}{\xi_{доз} T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_a - \xi \xi_{оч} p_r}</math>,</p> <p>где <math>\xi_{оч}</math> и <math>\xi_{доз}</math> – коэффициенты очистки и дозарядки; <math>\xi = C_{прс} / C_{рсз}</math> – отношение теплоемкости продуктов сгорания к теплоемкости свежего заряда. В расчетах принимают <math>\xi = 1,00 \dots 1,02</math>.</p>	
<p>Так как двигатель без наддува, то принимаем <math>\xi_{доз} = \xi_{оч} = \xi = 1</math>;</p> $\gamma_r = \frac{298 + 5}{1000} \cdot \frac{0,116}{8,8 \cdot 0,087 - 0,116} = 0,054.$	<p>Так как дизель без наддува, то можно принять <math>\xi_{оч} = \xi = 1</math>;</p> <p>учитывая относительно высокую частоту вращения коленчатого вала, принимаем <math>\xi_{доз} = 1,02</math>, тогда</p>

		$\gamma_r = \frac{298 + 10}{1,02 \cdot 800} \cdot \frac{0,111}{16,5 \cdot 0,089 - 0,111} = 0,031.$
<p>Количество рабочей смеси подсчитывается по уравнению</p> $M = M_1 + M_r = M_1(1 + \gamma_r)$		
$M = 0,505(1 + 0,054) = 0,5323 \frac{\text{кгРабочейсмеси}}{\text{кгТоплива}}.$		$M = 0,7485(1 + 0,031) = 0,7717 \frac{\text{кгРабочейсмеси}}{\text{кгТоплива}}.$
<p>Температура рабочей смеси для двигателей без наддува</p> $T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \xi_{доз} \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}$		
$T_a = \frac{298 + 5 + 0,054 \cdot 1 \cdot 1000}{1 + 0,054} \approx 339 K$		$T_a = \frac{298 + 10 + 1,02 \cdot 0,031 \cdot 800}{1 + 0,031} \approx 323 K$
<p>Коэффициент наполнения для двигателей без наддува</p> $\eta_v = \xi_{доз} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \left(1 - \frac{\xi \cdot p_r}{\varepsilon \cdot p_a}\right).$		
$\eta_v = 1 \cdot \frac{8,8}{8,8 - 1} \cdot \frac{0,087}{0,10} \cdot \frac{298}{298 + 5} \cdot \left(1 - \frac{1 \cdot 0,116}{8,8 \cdot 0,087}\right) = 0,819.$		$\eta_v = 1,02 \cdot \frac{16,5}{16,5 - 1} \cdot \frac{0,089}{0,10} \cdot \frac{298}{298 + 10} \cdot \left(1 - \frac{1 \cdot 0,111}{16,5 \cdot 0,089}\right) = 0,864.$
<p>Давление и температуру в конце сжатия вычислим по уравнениям:</p> $p_c = p_a \varepsilon^{n_1}; T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}.$ <p>Бензиновый ДВС <math>n_1 = k_1 - (0,00...0,02).</math></p> <p>Дизельный ДВС <math>n_1 = k_1 - (0,00...0,01).</math></p> $k_1 = 1,4359 - 0,132 \cdot 10^{-3} T_a - 0,1643 \cdot 10^{-2} \varepsilon.$		
<p>Бензиновый ДВС <math>n_1 = 1,34...1,37.</math></p> <p>С учетом жидкостного охлаждения закрытого типа, средней частоты вращения коленчатого вала и испарения бензина принимаем <math>n_1 = 1,36.</math></p> $p_c = 0,087 \cdot 8,8^{1,36} = 1,675 \text{ МПа},$ $T_c = 339 \cdot 8,8^{1,36 - 1} \approx 742 K$		<p>Дизель без наддува <math>n_1 = 1,35...1,39.</math></p> <p>Дизель с наддувом <math>n_1 = 1,32...1,37.</math></p> <p>С учетом жидкостного охлаждения закрытого типа и отсутствия наддува принимаем <math>n_1 = 1,38.</math></p> $p_c = 0,089 \cdot 16,5^{1,38} = 4,261 \text{ МПа}$ $T_c = 323 \cdot 16,5^{1,38 - 1} \approx 937 K$



<p>Расчет параметров процесса сгорания</p> <p>При <math>\alpha &lt; 1</math>, т.е. неполном сгорании продукты сгорания будут включать следующие компоненты: <math>M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{H_2}</math>.</p> <p>При <math>\alpha \geq 1</math>, т.е. полном сгорании продукты сгорания будут включать следующие компоненты: <math>M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{O_2}</math>.</p>	
<p>Так как <math>\alpha = 0,96 &lt; 1</math>, то сгорание будет неполным, и продукты сгорания будут включать следующие компоненты:</p> <p>количество диоксида углерода</p> $M_{CO_2} = \frac{C}{12} - M_{CO};$ <p>количество оксида углерода</p> $M_{CO} = 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0,208 \cdot L_0,$ <p>где <math>K</math> – коэффициент, зависящий от отношения количества водорода к оксиду углерода, содержащихся в продуктах неполного сгорания, для бензина <math>K = 0,45 \dots 0,50</math>;</p> <p>количество водяного пара</p> $M_{H_2O} = \frac{H}{2} - M_{H_2};$ <p>количество азота</p> $M_{N_2} = 0,792\alpha L_0;$ <p>количество водорода</p> $M_{H_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0,208 L_0.$ <p>Коэффициент <math>K</math> принимаем равным 0,5.</p> $M_{CO_2} = \frac{0,855}{12} - 0,00574 =$ $= 0,06551 \text{ кмоль.}$ $M_{CO} = 2 \cdot \frac{1 - 0,96}{1 + 0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,517 =$ $= 0,00574 \text{ кмоль.}$ $M_{H_2O} = \frac{0,145}{2} - 0,00287 =$ $= 0,06963 \text{ кмоль.}$	<p>Так как <math>\alpha = 1,5 \geq 1</math>, то сгорание будет полным, и продукты сгорания будут включать следующие компоненты:</p> <p>количество диоксида углерода</p> $M_{CO_2} = \frac{C}{12};$ <p>количество водяного пара</p> $M_{H_2O} = \frac{H}{2};$ <p>количество азота</p> $M_{N_2} = 0,792\alpha L_0;$ <p>количество кислорода</p> $M_{O_2} = 0,208(\alpha - 1)L_0$ <p>Количество продуктов сгорания</p> $M_{CO_2} = \frac{0,87}{12} = 0,0725 \text{ кмоль.}$ $M_{H_2O} = \frac{0,126}{2} = 0,063 \text{ кмоль.}$ $M_{O_2} = 0,208(1,5 - 1)0,499 =$ $= 0,0519 \text{ кмоль.}$ $M_{N_2} = 0,792 \cdot 1,5 \cdot 0,499 =$ $= 0,5928 \text{ кмоль.}$ <p>Общее количество продуктов сгорания</p> $M_2 = 0,0725 + 0,063 + 0,0519 +$ $+ 0,5928 = 0,7802 \text{ кмоль.}$

$M_{N_2} = 0,792 \cdot 0,96 \cdot 0,517 =$ $= 0,39309 \text{ кмоль.}$ $M_{H_2} = 2 \cdot 0,5 \cdot \frac{1-0,96}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot$ $\cdot 0,517 = 0,00287 \text{ кмоль.}$ $M_2 = 0,00574 + 0,06551 + 0,00287 +$ $+ 0,06963 + 0,39309 = 0,53684 \text{ кмоль.}$	
<p>Объёмные доли компонентов в продуктах сгорания <math>r_i = \frac{M_i}{M_2}</math></p>	
$r_{CO} = \frac{M_{CO}}{M_2} = \frac{0,00574}{0,53684} = 0,01069;$ $r_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2} = \frac{0,06551}{0,53684} = 0,12203;$ $r_{H_2} = \frac{M_{H_2}}{M_2} = \frac{0,00287}{0,53684} = 0,00535;$ $r_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} = \frac{0,06963}{0,53684} = 0,1297;$ $r_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = \frac{0,39309}{0,53684} = 0,73223.$	$r_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2} = \frac{0,0725}{0,7802} = 0,0929;$ $r_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2} = \frac{0,0519}{0,7802} = 0,0665;$ $r_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} = \frac{0,063}{0,7802} = 0,0808;$ $r_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = \frac{0,5928}{0,7802} = 0,7598.$
<p>Проверка <math>\Sigma r_i = 1</math></p>	
<p>Проверка</p> $\Sigma r_i = 0,01069 + 0,12203 + 0,00535 +$ $+ 0,12970 + 0,73223 = 1.$	<p>Проверка</p> $\Sigma r_i = 0,0929 + 0,0665 + 0,0808 +$ $+ 0,7598 = 1.$
<p>Коэффициенты молекулярного изменения:</p> <p>горючей смеси: <math>\mu_0 = M_2 / M_1</math>, рабочей смеси: <math>\mu_{\text{раб.смеси}} = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}</math>.</p> <p>По опытным данным величина <math>\mu_{\text{раб.смеси}}</math> изменяется в следующих пределах:</p> <p>бензиновые двигатели <math>\mu_{\text{раб.смеси}} = 1,02 \dots 1,12</math>; дизели <math>\mu_{\text{раб.смеси}} = 1,01 \dots 1,06</math>.</p>	
$\mu_0 = 0,53684 / 0,505 = 1,063;$ $\mu_{\text{раб.смеси}} = \frac{1,063 + 0,054}{1 + 0,054} = 1,060.$	$\mu_0 = 0,7802 / 0,7485 = 1,042;$ $\mu_{\text{раб.смеси}} = \frac{1,042 + 0,031}{1 + 0,031} = 1,041.$
<p>Температура продуктов сгорания в конце сгорания <math>T_z = t_z + 273 \text{ K}</math>, где</p> <p><math>t_z</math> - температура в конце видимого сгорания, °C; <math>t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}</math></p>	

уравнения  $At_z^2 + Bt_z + C = 0$ , в котором коэффициенты  $A, B, C$  определяют решая уравнение для бензиновых двигателей при  $\alpha \leq 1$

$$\frac{\xi_z(H_u - \Delta H_u)}{M_1(1 + \gamma_r)} + \frac{[(\mu c_v)^{t_c} + \gamma_r(\mu c_v)^{t_z}] \cdot t_c}{1 + \gamma_r} = \mu_{\text{раб.смеси}} (\mu c_v)^{t_z} \cdot t_z;$$

$$\begin{aligned} \text{для дизелей при } \alpha \geq 1 \quad & \frac{\xi_z H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} + \frac{[(\mu c_v)^{t_c} + \gamma_r(\mu c_v)^{t_z}] \cdot t_c}{1 + \gamma_r} + R_\mu \lambda T_c = \\ & = \mu_{\text{раб.смеси}} [(\mu c_v)^{t_z} \cdot t_z + R_\mu (t_z + 273)] \end{aligned}$$

В приведенных уравнениях неизвестными являются две величины: теплоемкость продуктов сгорания  $\mu c_v$  и их температура  $t_z$ . Решение этих уравнений может выполняться методом последовательных приближений, графически или аналитически с использованием формул для определения теплоемкостей.

$\xi_z$  — коэффициент использования низшей теплоты сгорания для карбюраторных двигателей 0,8...0,95; для дизелей 0,7...0,88;  $H_u$ , кДж / кг — низшая теплота сгорания топлива;  $\Delta H_u$  — количество теплоты потерянной вследствие химической неполноты сгорания бензина;

при  $\alpha < 1$   $\Delta H_u = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0$ ; при  $\alpha \geq 1$ :  $\Delta H_u = 0$ .

Температура в конце сжатия:  $t_c = T_c - 273^\circ\text{C}$ .

$R_\mu = 8,315$  кДж/(кмоль·К) — универсальная газовая постоянная.

$\lambda = p_z / p_c$  — степень повышения давления при сгорании, принимается по опытным данным.

Коэффициент использования теплоты принимаем  $\xi_z = 0,86$ .

Низшая теплота сгорания топлива  
 $H_u = 44000$  кДж / кг.

Количество теплоты, потерянной вследствие химической неполноты сгорания бензина при  $\alpha = 0,96$ :

$$\begin{aligned} \Delta H_u &= 114000 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 = \\ &= 114000 \cdot (1 - 0,96) \cdot 0,517 = 2358 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

Температура в конце сжатия  
 $t_c = T_c - 273 = 742 - 273 = 469^\circ\text{C}$ .

Мольную теплоемкость воздуха при постоянном объеме в конце сжатия определим методом интерполирования (прил. 3.):

Коэффициент использования теплоты принимаем  $\xi_z = 0,80$ .

Низшая теплота сгорания топлива:  $H_u = 42500$  кДж / кг.

Максимальное давление сгорания в дизелях находится в пределах  $p_z = 7,5 \dots 12$  МПа.

Большие значения имеют место в дизелях с наддувом.

Для рассчитываемого дизеля принимаем  $p_z = 8$  МПа.

Степень повышения давления при сгорании

$$\lambda = p_z / p_c = 8,0 / 4,2611 = 1,877.$$

Температура в конце сжатия  
 $t_c = T_c - 273 = 937 - 273 = 664^\circ\text{C}$

Мольную теплоемкость воздуха

$$(\mu_{c_v})^{469} = (\mu_{c_v})^{400} + \frac{(\mu_{c_v})^{500} - (\mu_{c_v})^{400}}{500 - 400} \times \\ \times (469 - 400) = 21,475 + \frac{21,781 - 21,475}{100} \times 69 = \\ = 21,686 \frac{\text{кДж}}{(\text{кмоль } ^\circ\text{C})}.$$

Мольную теплоемкость остаточных газов при  $t_c = 469^\circ\text{C}$  определим интерполированием по температуре и коэффициенту избытка воздуха (прил. 4.): при  $\alpha = 0,95$

$$(\mu_{c_v})^{469} = (\mu_{c_v})^{400} + \frac{(\mu_{c_v})^{500} - (\mu_{c_v})^{400}}{500 - 400} \times \\ \times (469 - 400) = 23,586 + \frac{24,014 - 23,586}{100} \cdot 69 = \text{при} \\ = 23,881 \frac{\text{кДж}}{(\text{кмоль } ^\circ\text{C})};$$

$$\alpha = 1$$

$$(\mu_{c_v})^{469} = (\mu_{c_v})^{400} + \frac{(\mu_{c_v})^{500} - (\mu_{c_v})^{400}}{500 - 400} \times \\ \times (469 - 400) = 23,712 + \frac{24,150 - 23,712}{100} \times 69 = \\ = 24,014 \frac{\text{кДж}}{(\text{кмоль } ^\circ\text{C})}.$$

Аналогично интерполированием определяется теплоемкость при  $\alpha = 0,96$ :

$$(\mu_{c_v})^{469} = 23,881 + \frac{24,014 - 23,881}{1,0 - 0,95} \times \\ \times (0,96 - 0,95) = 23,908 \frac{\text{кДж}}{(\text{кмоль } ^\circ\text{C})}.$$

Значение постоянных известных величин в уравнении баланса энергии

$$C = \frac{\xi_z (H_u - \Delta H_u)}{M_1 (1 + \gamma_r)} + \frac{[(\mu_{c_v})^{t_c} + \gamma_r (\mu_{c_v})^{t_c}] \cdot t_c}{1 + \gamma_r} = \\ = \frac{0,86(44000 - 2358)}{0,505(1 + 0,054)} + \\ + \frac{(21,686 + 0,054 \cdot 23,908) \cdot 469}{1 + 0,054} = 77506.$$

$$\text{Тогда } C = \mu_{\text{рабсмеси}} (\mu_{c_v})^{t_z} \cdot t_z.$$

Для определения  $t_z$  значения теплоемкостей продуктов сгорания

при постоянном объеме в конце сжатия определим методом интерполирования (прил. 3.):

$$(\mu_{c_v})^{664} = (\mu_{c_v})^{600} + \frac{(\mu_{c_v})^{700} - (\mu_{c_v})^{600}}{700 - 600} \times \\ \times (664 - 600) = 22,091 + \frac{22,409 - 22,091}{100} \times \\ \times 64 = 22,295 \frac{\text{кДж}}{(\text{кмоль } ^\circ\text{C})}.$$

Мольную теплоемкость остаточных газов при  $t_c = 664^\circ\text{C}$  определим интерполированием по температуре и коэффициенту избытка воздуха (прил. 5.): при  $\alpha = 1,5$

$$(\mu_{c_v})^{664} = (\mu_{c_v})^{600} + \frac{(\mu_{c_v})^{700} - (\mu_{c_v})^{600}}{700 - 600} \times \\ \times (664 - 600) = 23,819 + \frac{24,218 - 23,819}{100} \times \\ \times 64 = 24,074 \frac{\text{кДж}}{(\text{кмоль } ^\circ\text{C})}.$$

Преобразуем уравнение баланса энергии, подставив в него известные величины:

$$\frac{0,80 \cdot 42500}{0,7485(1 + 0,031)} + \\ + \frac{[22,295 + 0,031 \cdot 24,074] \cdot 664}{1 + 0,031} + \\ + 8,315 \cdot 1,877 \cdot 937 = \\ = 1,041 [(\mu_{c_v})^{t_z} \cdot t_z + 8,315(t_z + 273)].$$

После преобразований получим  $71159 = 8,656 \cdot t_z + 1,041 [(\mu_{c_v})^{t_z} \cdot t_z]$ .

Это уравнение решаем методом последовательных приближений. В нулевом приближении принимаем  $t_{z0} = 1800^\circ\text{C}$ .

Первое приближение при  $\alpha = 1,5$ :

$$(\mu_{c_v})^{1800} = 27497 \frac{\text{кДж}}{(\text{кмоль } ^\circ\text{C})} \quad (\text{прил. 6.):}$$

<p>представим в виде формул (прил. 6.):</p> $(\mu c_v)^{t_z} = \sum r_i (\mu c_v)^{t_z} = r_{CO} (\mu c_v^{CO})^{t_z} + r_{CO_2} (\mu c_v^{CO_2})^{t_z} + r_{H_2} (\mu c_v^{H_2})^{t_z} + r_{H_2O} (\mu c_v^{H_2O})^{t_z} + r_{N_2} (\mu c_v^{N_2})^{t_z} =$ $= 0,01069(22,490 + 0,00143t_z) + 0,12203(39,123 + 0,003349t_z) + 0,00535(19,678 + 0,001758t_z) + 0,73223(21,951 + 0,001457t_z) + 0,12970(26,670 + 0,004438t_z) =$ $= 24,6522 + 0,002076t_z.$ <p>Получим квадратное уравнение</p> $77506 = 1,060 \cdot (24,6522 + 0,002076t_z)t_z;$ $0,0022t_z^2 + 26,1313t_z - 77506 = 0;$ $t_z = \frac{-26,1313 + \sqrt{26,1313^2 + 4 \cdot 0,0022 \cdot 77506}}{2 \cdot 0,0022} =$ $= 2458^\circ C.$ $T_z = t_z + 273 = 2458 + 273 = 2731 \text{ К.}$ <p>Расчетное давление в конце сгорания</p> $p_{zp} = \mu_{рабсмеси} p_c \frac{T_z}{T_c} = 1,060 \cdot 1,675 \cdot \frac{2731}{742} =$ $= 6,5349 \text{ МПа.}$ <p>Действительное максимальное давление в конце сгорания</p> $p_z = 0,85 p_{zp} = 0,85 \cdot 6,5349 = 5,5547 \text{ МПа.}$ <p>Степень повышения давления</p> $\lambda = p_{zp} / p_c = 6,5349 / 1,6750 = 3,9.$	$71159 = 8,656 \cdot t_z + 1,041 \cdot 27,497 \cdot t_z$ $t_z = 71159 / 37,280 = 1909^\circ C.$ <p>Второе приближение</p> $(\mu c_v)^{1909} = (\mu c_v)^{1900} + \frac{(\mu c_v)^{2000} - (\mu c_v)^{1900}}{2000 - 1900} \times$ $\times (1909 - 1900) = 22,704 + \frac{27,898 - 27,704}{100} \times$ $\times 9 = 27,721 \frac{\text{кДж}}{(\text{кмоль } ^\circ C)}.$ $t_{z2} = 71159 / (8,656 + 1,041 \cdot 27,72) =$ $= 1897^\circ C.$ <p>Сходимость</p> $(1909 - 1897) / 1897 = 0,006 > 0,002$ <p>Третье приближение</p> $(\mu c_v)^{1897} = 22,497 + \frac{27,704 - 27,497}{100} \times$ $\times 97 = 27,700 \frac{\text{кДж}}{(\text{кмоль } ^\circ C)};$ $t_{z3} = 71159 / (8,656 + 1,041 \cdot 27,700) =$ $= 1898^\circ C.$ <p>Сходимость</p> $(1897 - 1897) / 1897 = 0,0008 - 5 \leq 0,002$ <p>Принимаем</p> $t_z = 1898^\circ C.$ $T_z = t_z + 273 = 1898 + 273 = 2171 \text{ К.}$ <p>Степень предварительного расширения</p> $\rho = \mu_{рабсмеси} \frac{T_z}{\lambda T_c} = 1,041 \cdot \frac{2171}{1,875 \cdot 937} =$ $= 1,286;$ $[\rho] = 1,2 \dots 1,7.$ <p>Полученные показатели сравнить с их допустимыми значениями в прил. 7.</p>
<p>Расчет параметров расширения</p> <p>Для бензинового двигателя <math>p_b = p_{zp} / \varepsilon^{n_2}</math>, <math>T_b = T_z / \varepsilon^{n_2 - 1}</math>.</p> <p>Для дизеля <math>p_b = p_{zp} / \delta^{n_2}</math>, <math>T_b = T_z / \delta^{n_2 - 1}</math>, где <math>\delta = \varepsilon / \rho</math>.</p> <p>Средний показатель политропы расширения <math>n_2</math> принимаем по значению показателя адиабаты <math>K_2</math> с учетом поправки: <math>n_2 = K_2 - \Delta n_2</math>.</p>	

<p>Показатель адиабаты расширения <math>K_2</math> определим по формулам:</p> <p>для двигателей с воспламенением от искры</p> $K_2 = 1,33 + 0,00076 \cdot \varepsilon - 0,000014 \cdot T_z - 0,0462 \cdot \alpha, \Delta n_2 = \sigma n \cdot 10^{-5}, \sigma = 0,05 \dots 0,2;$ <p>для дизелей</p> $K_2 = 1,3668 + 0,00334 \cdot \varepsilon - 0,00003 \cdot T_z - 0,018894 \cdot \alpha$ $\Delta n_2 = \sigma n \cdot 10^{-4}, \sigma = 0,1 \dots 0,3.$	
<p>Для <math>\varepsilon = 8,8, \alpha = 0,96, T_z = 2731 K,</math>  <math>K_2 = 1,254</math>  <math>n_2 = K_2 - \sigma n \cdot 10^{-5} = 1,254 -</math>  <math>-0,15 \cdot 4000 \cdot 10^{-5} = 1,248.</math>  <math>p_b = 6,5349 / 8,8^{1,248} = 0,43 \text{ МПа};</math>  <math>T_b = 2731 / 8,8^{1,248-1} = 1593 K.</math></p>	<p><math>\delta = \varepsilon / \rho = 16,5 / 1,286 = 12,83</math>          Для <math>\delta = 12,83, \alpha = 1,5,</math>  <math>T_z = 2171 K, K_2 = 1,278</math>  <math>n_2 = K_2 - \Delta n_2 = K_2 - \sigma n 10^{-4} =</math>  <math>= 1,278 - 0,195 \cdot 4000 \cdot 10^{-4} = 1,2</math>  <math>p_b = 8,01 / 12,83^{1,2} = 0,3743 \text{ МПа}.</math>  <math>T_b = 2171 / 12,83^{1,2-1} = 1303 K.</math></p>
<p>Проверим правильность принятия <math>p_r</math> и <math>T_r</math> при расчете <math>\gamma_r</math></p>	
<p><math>p_r = 0,116 \text{ МПа}, T_r = 1000 K,</math>  <math>T_{rp} = T_b \sqrt[3]{p_r / p_r} =</math>  <math>= 1593 \cdot \sqrt[3]{0,1160 / 0,4330} = 1027 K.</math>  <math>\frac{T_{rp} - T_r}{T_r} = \frac{1027 - 1000}{1000} = 0,027 &lt; 0,1.</math></p> <p>Параметры <math>T_r</math> и <math>p_r</math> приняты правильно.</p>	<p><math>p_r = 0,111 \text{ МПа}, T_r = 800 K,</math>  <math>T_{rp} = T_b \sqrt[3]{p_r / p_b} =</math>  <math>= 1303 \cdot \sqrt[3]{0,111 / 0,3743} = 869 K.</math>  <math>\frac{T_{rp} - T_r}{T_r} = \frac{869 - 800}{800} = 0,089 &lt; 0,1.</math></p> <p>Параметры <math>T_r</math> и <math>p_r</math> приняты правильно.</p>
<p>Определение индикаторных показателей цикла</p> <p>Расчетное среднее индикаторное давление:</p> <p>для бензиновых двигателей</p> $p_{ip} = \frac{P_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right];$ <p>для дизельных двигателей</p> $p_{ip} = \frac{P_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right].$	

$p_{ip} = \frac{0,087 \cdot 8,8^{1,36}}{8,8-1} \cdot \left[ \frac{3,90}{1,248-1} \times \right.$ $\times \left( 1 - \frac{1}{8,8^{1,248-1}} \right) - \frac{1}{1,36-1} \times$ $\left. \times \left( 1 - \frac{1}{8,8^{1,36-1}} \right) \right] = 1,0839 \text{ МПа.}$	$p_{ip} = \frac{0,089 \cdot 16,5^{1,38}}{16,5-1} \times$ $\times \left[ 1,877(1,286-1) + \frac{1,877 \cdot 1,286}{1,2-1} \times \right.$ $\times \left( 1 - \frac{1}{12,83^{1,2-1}} \right) - \frac{1}{1,38-1} \left( 1 - \frac{1}{16,5^{1,38-1}} \right) \left. \right] =$ $= 0,9997 \text{ МПа.}$
<p>Действительное среднее индикаторное давление</p> <p><math>p_i = \phi_n p_{ip}</math>, <math>\phi_n</math> – коэффициент полноты диаграммы (прил. 8.):</p>	
$\phi_n = 0,96$ $p_i = \phi_n p_{ip} = 0,96 \cdot 1,0839 = 1,0405 \text{ МПа}$	$\phi_n = 0,94$ $p_i = \phi_n p_{ip} = 0,94 \cdot 0,9997 = 0,9397 \text{ МПа.}$
<p>Индикаторный кпд при <math>p_k = p_0</math> и <math>T_k = T_0</math></p> $\eta_i = \frac{p_i \cdot R_\mu \cdot M_1 \cdot T_k}{p_k \cdot \eta_v \cdot H_u}.$	
$\eta_i = \frac{1,0405 \cdot 8,315 \cdot 0,505 \cdot 298}{0,10 \cdot 0,819 \cdot 44000} = 0,361.$	$\eta_i = \frac{0,9397 \cdot 8,315 \cdot 0,7485 \cdot 298}{0,10 \cdot 0,864 \cdot 42500} = 0,475$
<p>Удельный индикаторный расход топлива</p> $g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i},$ <p>где <math>H_u \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}</math>.</p>	
$g_i = 3600 / (44 \cdot 0,361) = 227 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$	$g_i = 3600 / (42,5 \cdot 0,475) = 178 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$
<p>Расчет эффективных показателей</p>	
<p>С учетом заданной частоты вращения коленчатого вала, принимаем среднюю скорость поршня по прил. 12.</p> <p><math>W_{cn} = 11,8 \text{ м/с}</math>. Уточняется после определения размеров ЦПГ по формуле</p> <p><math>W_{cn} = S n / 30</math></p> <p>Условное среднее давление механических потерь</p> $p_m = A + B \cdot W_{cn} =$ $= 0,04 + 0,0135 \cdot 11,8 = 0,1993 \text{ МПа.}$ <p>Значения <math>A</math> и <math>B</math> приведены в прил. 13.</p>	<p>С учетом заданной частоты вращения коленчатого вала, принимаем среднюю скорость поршня по прил. 12.</p> <p><math>W_{cn} = 11,8 \text{ м/с}</math>. Условное среднее давление механических потерь</p> $p_m = A + B \cdot W_{cn} =$ $= 0,09 + 0,0118 \cdot 11,8 = 0,2292 \text{ МПа.}$ <p>Значения <math>A</math> и <math>B</math> приведены в прил. 13.</p>
<p>Механический кпд</p>	



$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{p_i}.$ <p>Механический кпд оценивает механические потери в двигателе.          Для бензинового двигателя <math>\eta_m = [0,75...0,92]</math>.          Для четырехтактных дизелей без наддува <math>\eta_m = [0,7...0,82]</math>.          Для четырехтактных дизелей с наддувом <math>\eta_m = [0,8...0,9]</math>.</p>	
$\eta_m = 1 - \frac{0,1993}{1,0405} = 0,808$	$\eta_m = 1 - \frac{0,2292}{0,9397} = 0,756$
<p>Средне эффективное давление</p> $p_e = p_i - p_m.$	
$p_e = 1,0405 - 0,1993 = 0,8412 \text{ МПа.}$	$p_e = 0,9397 - 0,2292 = 0,7105 \text{ МПа.}$
<p>Эффективный кпд</p> $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m.$	
$\eta_e = 0,361 \cdot 0,808 = 0,292.$	$\eta_e = 0,475 \cdot 0,756 = 0,359$
<p>Удельный расход топлива</p> $g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e}.$	
$g_e = \frac{3600}{44 \cdot 0,292} = 280 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$	$g_e = \frac{3600}{42,5 \cdot 0,359} = 236 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$
<p>Определение размеров цилиндра и показателей двигателя</p> $V_h = \frac{30 \cdot \tau_v \cdot N_{e\max}}{p_e \cdot n_N \cdot i}.$	
$V_h = \frac{30 \cdot 4 \cdot 50}{0,8412 \cdot 4000 \cdot 4} = 0,4458 \text{ дм}^3.$	$V_h = \frac{30 \cdot 4 \cdot 50}{0,7105 \cdot 4000 \cdot 4} = 0,5277 \text{ дм}^3.$
<p>Диаметр цилиндра</p> $D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi(S/D)}}, S/D \text{ выбираем по прил. 14.}$	
$S/D = 1,05.$ $D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,4458}{3,14 \cdot 1,05}} = 0,815 \text{ дм.}$	$S/D = 1,0.$ $D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,5277}{3,14 \cdot 1,0}} = 0,876 \text{ дм.}$
<p>Ход поршня</p> $S = D \cdot (S/D).$	
$S = 0,815 \cdot 1,05 = 0,856 \text{ дм.}$	$S = 0,876 \cdot 1,0 = 0,876 \text{ дм.}$
<p>Предварительно принимаем <math>D</math> мм, <math>S</math> мм.</p>	
<p>Предварительно принимаем</p>	<p>Предварительно принимаем</p>

$D = 82 \text{ мм}, S = 86 \text{ мм}.$	$D = 88 \text{ мм}, S = 88 \text{ мм}.$
<p>Определяем среднюю скорость поршня:</p> $W_{cn} = (Sn) / 30.$	
$W_{cn} = 0,086 \cdot 4000 / 30 = 11,47 \text{ м/с};$ $\frac{11,8 - 11,47}{11,8} \cdot 100\% \approx 2,8\% < 3\%.$ <p>Отклонение скорости поршня в допустимых пределах. Окончательно принимаем <math>S = 86 \text{ мм}</math> и <math>D = 82 \text{ мм}</math>,  <math>S / D = 86 / 82 = 1,049.</math></p>	$W_{cn} = 0,088 \cdot 4000 / 30 = 11,73 \text{ м/с};$ $\frac{11,8 - 11,73}{11,8} \cdot 100\% \approx 0,6\% < 3\%.$ <p>Отклонение скорости поршня в допустимых пределах. Окончательно принимаем <math>S = 88 \text{ мм}</math>, и <math>D = 88 \text{ мм}</math> и  <math>S / D = 88 / 88 = 1,0.</math></p>
<p>Рабочий объём цилиндра</p> $V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S.$	
$V_h = \frac{3,14 \cdot 0,82^2}{4} \cdot 0,86 = 0,454 \text{ дм}^3.$	$V_h = \frac{3,14 \cdot 0,88^2}{4} \cdot 0,88 = 0,535 \text{ дм}^3.$
Литраж двигателя $iV_h$	
$iV_h = 4 \cdot 0,454 = 1,816 \text{ л}$	$iV_h = 4 \cdot 0,535 = 2,14 \text{ л}$
<p>Номинальная мощность:</p> $N_{e\max} = \frac{p_e \cdot iV_h \cdot n_N}{30 \cdot \tau_v}.$	
$N_{e\max} = \frac{0,8412 \cdot 1,816 \cdot 4000}{30 \cdot 4} = 50,9 \text{ кВт}.$	$N_{e\max} = \frac{0,7105 \cdot 2,14 \cdot 4000}{30 \cdot 4} = 50,7 \text{ кВт}.$
<p>Литровая мощность</p> $N_{ел} = N_{e\max} / iV_h.$	
$N_{ел} = 50,9 / 1,816 = 28,0 \text{ кВт} / \text{дм}^3.$	$N_{ел} = 50,7 / 2,14 = 23,7 \text{ кВт} / \text{дм}^3.$
<p>Часовой расход топлива</p> $G_T = N_{e\max} g_e / 1000.$	
$G_T = 50,9 \cdot 280 / 1000 = 14,25 \text{ кг} / \text{ч}.$	$G_T = 50,7 \cdot 236 / 1000 = 11,97 \text{ кг} / \text{ч}.$
<p>Эффективный крутящий момент</p> $M_{eN} = \frac{9550 N_{e\max}}{n_N}.$	
$M_{eN} = \frac{9550 \cdot 50,9}{4000} = 122 \text{ Н} \cdot \text{м}.$	$M_{eN} = \frac{9550 \cdot 50,7}{4000} = 121 \text{ Н} \cdot \text{м}.$
<p><b>Построение индикаторной диаграммы</b></p> <p>Индикаторная диаграмма – графическая зависимость давления газа в цилиндре от надпоршневого объема (перемещения поршня или угла поворота коленчатого вала). Индикаторная диаграмма строится с использованием</p>	

результатов теплового расчета.

Объем камеры сгорания  $V_c = V_h / (\varepsilon - 1)$ .

Полный объем цилиндра  $V_a = V_h + V_c$ .

При построении диаграммы ее масштабы рекомендуется выбирать с таким расчетом, чтобы получить высоту, равную 1,2 – 1,7 ее основания. В начале построения на оси абсцисс откладывают отрезок АВ, соответствующий рабочему объему цилиндра  $V_h$ , т.е. по величине, равной ходу поршня  $S$  в масштабе  $M_s = S / AB$ , в зависимости от  $S$  масштаб принять 1:1, 1,5:1 или 2:1. Рекомендуется при  $S \geq 80$  мм  $M_s = 1$  мм  $S$  / мм чертежа.

При этом длина отрезка  $AB = S / M_s$  должна войти в рекомендуемый диапазон 70...100 мм. Отрезок  $OA$  (мм), соответствующий объему камеры сгорания  $V_c$ , определяется из соотношения  $OA = AB / (\varepsilon - 1)$ . Отрезок  $OB$  (мм),

соответствующий полному объему цилиндра определяется по формуле:

$OB = OA + AB$ . Отрезок  $z'z$  для дизелей, работающих по циклу со смешанным подводом теплоты, определяется соотношением  $z'z = OA / (\rho - 1)$ . При

построении диаграммы используют следующий ряд масштабов давления:

$M_p = 0,02; 0,025; 0,04; 0,05; 0,07 \dots 0,10$  МПа в 1 мм. При  $p_z \leq 5$  МПа

рекомендуется выбирать  $M_p = 0,025$  МПа/мм, при  $p_z \geq 5$  МПа -  $M_p = 0,05$  МПа/мм.

По данным теплового расчета на диаграмме откладывают в выбранном масштабе величины давлений в характерных точках:  $a, c, z', z, b, r$  диаграммы, а также давление  $p_0$ .

Построение политроп сжатия и расширения можно производить графическим или аналитическим методами. Давление для построения политроп вычисляем по уравнениям в 8-10 точках по формулам:

$$\text{сжатие } P_x = P_a \left( \frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1}, \text{ расширение } P_{xp} = P_b \left( \frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2}.$$

Результаты заносим в таблицу. Строим теоретическую индикаторную диаграмму (ИД) (прил.16.) Для получения реальной ИД (прил.17.) необходимо воспользоваться диаграммой фаз газораспределения. Отношение радиуса кривошипа  $R$  к длине шатуна  $L_{ш}$   $\lambda_{ш} = R / L_{ш}$  (постоянная КШМ) следует взять из технической характеристики двигателя или прил. 15.

Для перестроения теоретической ИД в развернутую ИД воспользуемся графоаналитическим методом. Под теоретической ИД строят полуокружность радиусом  $R$ , имея в виду, что  $S = 2R$ . Затем полуокружность делят на дуги, охватывающие углы  $10^\circ, 15^\circ$  или  $20^\circ$ , и точки соединяют радиусами с центром. Затем центр смещают вправо на величину  $\lambda_{ш} \cdot R / 2$  (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

<p>пересечения дают значения давления газов <math>p_z</math> при этих углах поворота кривошипа. Для построения развернутой ИД линию <math>p_0</math> свернутой диаграммы продолжают вправо, обозначая на ней значения углов поворота кривошипа в масштабе <math>1 \text{ мм} = 2^\circ</math>. Значения <math>\Delta p_z</math> (МПа) берут от линии <math>p_0</math> и откладывают на развертке. Полученные точки соединяют плавной кривой.</p>	
<p><math>V_c = 0,454 / (8,8 - 1) = 0,058 \text{ дм}^3</math>.  <math>V_a = 0,454 + 0,058 = 0,512 \text{ дм}^3</math>.          Принимаем высоту диаграммы <math>H=120</math> мм, ширину <math>B=60</math> мм, масштабный коэффициент  <math>m_p = \frac{p_{zp}}{H} = \frac{6,5349}{120} = 0,0545 \text{ МПа} / \text{мм}</math>.          Ближайший кратный масштаб <math>m_p = 0,05</math>.          Масштаб объемов  <math>m_v = \frac{V_a}{H} = \frac{0,512}{90} = 0,0057 \text{ дм}^3 / \text{мм}</math>.          Ближайший кратный масштаб <math>m_v = 0,005</math>.</p>	<p><math>V_c = 0,535 / (16,5 - 1) = 0,035 \text{ дм}^3</math>.  <math>V_a = 0,535 + 0,035 = 0,570 \text{ дм}^3</math>.          Принимаем высоту диаграммы <math>H=140</math> мм, ширину <math>B=100</math> мм, масштабный коэффициент  <math>m_p = \frac{p_{zp}}{H} = \frac{8}{140} = 0,057 \text{ МПа} / \text{мм}</math>.          Ближайший кратный масштаб <math>m_p = 0,05</math>.          Масштаб объемов  <math>m_v = \frac{V_a}{H} = \frac{0,57}{100} = 0,0057 \text{ дм}^3 / \text{мм}</math>.          Ближайший кратный масштаб <math>m_v = 0,005</math>.</p>
<p>Тепловой баланс          Теплота, выделившаяся при сгорании топлива  <math>Q_0 = H_u G_T / 3,6</math></p>	
<p><math>G_T = 14,25 \text{ кг/ч}</math>;  <math>Q_0 = 14,25 \cdot 12222,22 = 174167 \text{ Дж/с}</math>.</p>	<p><math>G_T = 11,97 \text{ кг/ч}</math>;  <math>Q_0 = 11,97 \cdot 11805,556 = 141312,5 \text{ Дж/с}</math>.</p>
<p>Теплота , эквивалентная эффективной работе за 1с:  <math>Q_e = 1000 N_e</math></p>	
<p><math>Q_e = 1000 \cdot 50,9 = 50900 \text{ Дж/с}</math>.</p>	<p><math>Q_e = 1000 \cdot 50,7 = 50700 \text{ Дж/с}</math>.</p>
<p>Теплота, передаваемая окружающей среде <math>Q_{охл} = \frac{CiD^{1+2m}n^m(H_u - \Delta H_u)}{\alpha H_u}</math>          Для четырехтактных двигателей без масляного радиатора <math>C = 0,45 \dots 0,53</math>;          с радиатором <math>C = 0,41 \dots 0,47</math>; <math>i</math> – число цилиндров; <math>D</math> – диаметр цилиндра, см;  <math>n</math> – частота вращения коленчатого вала, мин<sup>-1</sup>; <math>m = 0,6 \dots 0,7</math> – показатель степени для четырехтактных двигателей.</p>	
<p>Принимаем <math>C = 0,49</math>;</p>	<p>Принимаем <math>C = 0,47</math>;</p>

$m = 0,65;$ $Q_{oxl} = \frac{0,494 \cdot 8,2^{1+2 \cdot 0,65} \cdot 4000^{0,65} (44000 - 2358)}{0,96 \cdot 44000} =$ $= 53601 \text{ Дж} / \text{с}.$	$m = 0,65;$ $Q_{oxl} = \frac{0,47 \cdot 48,8^{1+2 \cdot 0,65} \cdot 4000^{0,65} (42500 - 0)}{1,5 \cdot 42500} =$ $= 40899 \text{ Дж} / \text{с}.$
<p>Теплота, унесённая отработавшими газами:</p> $Q_e = \frac{G_T}{3,6} [M_2 (\mu c_p)_{t_r} t_r - M_1 (\mu c_p)_{t_0} t_0].$	
$\mu c_p = \mu c_v + 8,315, t_r = 1000 - 273 = 727^\circ \text{C}.$ Мольную теплоемкость остаточных газов при $t_r = 727^\circ \text{C}$ определим интерполированием по температуре и коэффициенту избытка воздуха (прил. 4.) При $\alpha = 0,95$ : $(\mu c_v)_{727} = (\mu c_v)_{700} + \frac{(\mu c_v)_{800} - (\mu c_v)_{700}}{800 - 700} \times$ $\times (727 - 700) = 24,868 + \frac{25,280 - 24,868}{100} \cdot 27 =$ $= 24,979 \frac{\text{кДж}}{(\text{кмоль}^\circ \text{C})}.$ При $\alpha = 1$ : $(\mu c_v)_{727} = 25,021 + \frac{25,441 - 25,021}{100} \cdot 27 =$ $= 25,2134 \frac{\text{кДж}}{(\text{кмоль}^\circ \text{C})}$ При $\alpha = 0,96$ : $(\mu c_v)_{727} = 24,979 + \frac{25,134 - 24,979}{100} \cdot 0,01 =$ $= 25,010 \frac{\text{кДж}}{(\text{кмоль}^\circ \text{C})}.$ $(\mu c_p)_{727} = (\mu c_v)_{727} + 8,315 =$ $= 25,010 + 8,315 = 33,325 \frac{\text{кДж}}{(\text{кмоль} \cdot \text{град})}$ Теплоемкость свежего заряда (воздуха) (прил. 3.) $(\mu c_v)_{250} = 20,759 + \frac{20,839 - 20,759}{100} \cdot 25 =$ $= 20,779 \frac{\text{кДж}}{(\text{кмоль}^\circ \text{C})}.$ $(\mu c_p)_{250} = 20,779 + 8,315 = 29,094 \frac{\text{кДж}}{(\text{кмоль} \cdot \text{град})}$	$\mu c_p = \mu c_v + 8,315, t_r = 800 - 273 = 527^\circ \text{C}.$ Мольную теплоемкость остаточных газов при $t_r = 527^\circ \text{C}$ определим интерполированием по температуре и коэффициенту избытка воздуха (прил. 5.) При $\alpha = 1,5$ : $(\mu c_v)_{527} = (\mu c_v)_{500} + \frac{(\mu c_v)_{600} - (\mu c_v)_{500}}{600 - 500} \times$ $\times (527 - 500) = 23,421 + \frac{23,819 - 23,421}{100} \cdot 27 =$ $= 23,528 \frac{\text{кДж}}{(\text{кмоль}^\circ \text{C})}.$ $(\mu c_p)_{527} = (\mu c_v)_{527} + 8,315 =$ $= 23,528 + 8,315 = 31,843 \frac{\text{кДж}}{(\text{кмоль} \cdot \text{град})}$ Теплоемкость свежего заряда (воздуха) (прил. 3.) $(\mu c_v)_{200} = 20,759 + \frac{20,839 - 20,759}{100} \cdot 20 =$ $= 20,775 \frac{\text{кДж}}{(\text{кмоль}^\circ \text{C})}.$ $(\mu c_p)_{250} = 20,775 + 8,315 = 29,09 \frac{\text{кДж}}{(\text{кмоль} \cdot \text{град})}$ $Q_e = \frac{11,97}{3,6} (0,7802 \cdot 31,846 \cdot 527 -$ $- 0,7485 \cdot 29,09 \cdot 20) = 42089,5 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}.$

$Q_z = \frac{14,25}{3,6} (0,53684 \cdot 33,325 \cdot 727 - 0,505 \cdot 29,094 \cdot 25) = 50029 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}.$	
<p>Теплота, потерянная из-за неполноты сгорания топлива: <math>Q_{н.с.} = \Delta H_u G_T / 3,6</math></p> <p>При наличии масляного радиатора <math>Q_M = G_M (t_{M2} - t_{M1}) c_M</math>.</p> <p>где <math>G_M</math> – расход масла через радиатор, кг/с; <math>t_{M1}, t_{M2}</math> – температура масла на входе и выходе из радиатора, °С; <math>c_M</math> – изобарная массовая теплоемкость масла, Дж/(кг·град). При отсутствии радиатора или данных <math>G_M, t_{M1}, t_{M2}</math> значение <math>Q_M</math> включается в остаточный член уравнения баланса теплоты.</p> $Q_{ост} = Q_0 - Q_e - Q_{охл} - Q_z - Q_M - Q_{н.с.}$	
$Q_{н.с.} = \Delta H_u G_T / 3,6 = 2358 \cdot 14,25 / 3,6 = 9334 \text{ Дж/с};$ $Q_{ост} = Q_0 - Q_e - Q_{охл} - Q_z - Q_{н.с.} = 174167 - 50900 - 53601 - 50029 - 9334 = 10303 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}.$	$Q_{н.с.} = \Delta H_u G_T / 3,6 = 0;$ $Q_{ост} = Q_0 - Q_e - Q_{охл} - Q_z - Q_{н.с.} = 141312,5 - 50700 - 40899 - 42089,5 = 7624 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}.$
<p>Заполняем таблицу с тепловым балансом <math>q_i = (Q_i / Q_0) 100</math>.</p>	

## 2.4. Анализ вычисленных параметров

Необходимо проанализировать значения выбранных и рассчитанных параметров, сравнить их с допустимыми, а также с основными параметрами современных двигателей (прил. 20) и оценить их влияние на качество рабочих процессов в двигателе.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Дизели и бензиновые двигатели с искровым зажиганием производятся в достаточно больших объемах. Лидирующее положение в производстве ДВС занимают немецкие и японские производители. При этом рынок двигателей весьма консервативен. Это связано с тем, что они выступают в качестве комплектующего элемента для автомобилей, строительной и дорожной техники различного применения. Проблемы загрязнения окружающей среды и непрекращающийся рост цен на нефть и природный газ ставят перед двигателестроителями задачи поиска принципиально новых решений обеспечения энергией установок, традиционно ориентирующихся на поршневые двигатели внутреннего сгорания. Прежде всего, следует обратить внимание на энергоустановки легковых автомобилей, эксплуатируемых в крупных городах и особенно сильно влияющих на загрязнение окружающей среды.

Тепловой расчет ДВС является начальным этапом ознакомления студентов с рабочими процессами, происходящими в двигателе. Выполнение курсовой работы - фактически начало самостоятельной работы студента. Данное пособие должно помочь студенту в работе над курсовой работой, а также систематизировать и закрепить знания по изучаемому курсу, понять, какие факторы и каким образом 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.

Приводятся примеры расчета ДВС с искровым зажиганием и дизеля. Тепловой расчет на номинальном режиме завершается построением индикаторной диаграммы в координатах  $p$ - $V$ , которая может быть использована студентом для выполнения в дальнейшем динамического расчета ДВС и прочностных расчетов его элементов.



## Библиографический список

1. Студенческие работы: общие требования к оформлению [Электронный ресурс]. Стандарт организации. СТО-13-2011. – Режим доступа: [WWW.URL: http://www.stu.lipetsk.ru](http://www.stu.lipetsk.ru).
2. Студенческие работы: виды, требования к структуре и содержанию [Электронный ресурс]. Стандарт организации. СТО-12-2012. – Режим доступа: [WWW.URL: http://www.stu.lipetsk.ru](http://www.stu.lipetsk.ru).
3. Дьяченко, В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания. [Текст]: учебник: пер. с украинского / В.Г. Дьяченко – Харьков: ХНАДУ, 2009. – 500 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания [Текст] : В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов / под ред. В.Н. Луканина, М.Г. Шатрова .– Москва: Высшая школа, 2005. – 479 с.
5. Автомобильные двигатели: курсовое проектирование [Текст] : учеб. пособие / М.Г. Шатров [и др.]; под ред. М.Г.Шатрова. – Москва: Академия , 2011. – 256 с.
6. Гаврилов, А.А. Расчет циклов поршневых двигателей [Текст] : учеб. пособие / А.А. Гаврилов, М.С. Игнатов, В.В. Эфрос – Владимир: Владимирский государственный университет, 2003. – 124 с.
7. Учебное пособие по курсовому проектированию двигателей внутреннего сгорания [Текст]. В 3 Ч.1. Методика выполнения теплового расчета И.В. Алексеев [и др.] – Москва: МАДИ (ГТУ), 2004. – 85 с.
8. Лиханов, В.А. Расчет двигателей внутреннего сгорания [Текст] : учеб. пособие / В.А. Лиханов, Р.Р. Деветьяров. – 3-е изд., испр. и доп. – Киров: Вятская ГСХА, 2008. – 69 с.
9. Якунин, Н.Н. Расчет автомобильных двигателей [Текст]: метод. указ. к курсовому проекту. В 2 Ч. 1. Тепловой расчет рабочего цикла двигателя/ Н.Н. Якунин, Р.Ф. Калимуллин, С.В. Горбачев. – Оренбург: ОГУ, 2003. – 50с.

Приложение 1

Коэффициенты аэродинамического сопротивления и  
лобовая площадь некоторых автомобилей

№	Автомобиль	$k_w,$ $H \cdot c^2 / m^4$	$F,$ $m^2$
1.	ВАЗ-2108	0,25	1,87
2.	ВАЗ-2110	0,208	2,04
3.	ВАЗ-2121	0,35	1,8
4.	М-2141	0,24	1,89
5.	ГАЗ-2410	0,3	2,28
6.	ГАЗ-3105	0,22	2,1
7.	ГАЗ-3110	0,348	2,28
8.	ГАЗ-3111	0,282	2,3
9.	«Ока»	0,255	1,69
10.	УАЗ-3160 (jeep)	0,328	3,31
11.	ГАЗ-3302 бортовой	0,37	3,6
12.	ГАЗ-3302 фургон	0,34	5,0
13.	ЗИЛ-130 бортовой	0,54	5,05
14.	КамАЗ-5320 бортовой	0,453	6,0
15.	КамАЗ-5320 тентовый	0,43	7,6
16.	МАЗ-500А тентовый	0,45	8,5
17.	МАЗ-5336 тентовый	0,52	8,3
18.	ЗИЛ-4331 тентовый	0,41	7,5
19.	ЗИЛ-5301	0,34	5,8
20.	Урал-4320 (military)	0,52	5,6
21.	КрАЗ (military)	0,343	8,5
22.	ЛиАЗ bus (city)	0,508	7,3
23.	ПАЗ-3205 bus (city)	0,436	6,8
24.	Ikarus bus (city)	0,494	7,5
25.	Mercedes-E	0,2	2,28
26.	Mercedes-A (kombi)	0,206	2,31
27.	Mercedes -ML (jeep)	0,27	2,77
28.	Audi A-2	0,195	2,21
29.	Audi A-3	0,205	2,12
30.	Audi S 3	0,209	2,12
31.	Audi A-4	0,199	2,1
32.	BMW 525i	0,18	2,1
33.	BMW- 3	0,182	2,19

34.	Citroen X sara	0,207	2,02
35.	DAF 95 trailer	0,39	8,5
36.	Ferrari 360	0,227	1,99
37.	Ferrari 550	0,195	2,11
38.	Fiat Punto 60	0,21	2,09
39.	Ford Escort	0,225	2,11
40.	Ford Mondeo	0,219	2,66
41.	Honda Civic	0,221	2,16
42.	Jaguar S	0,24	2,24
43.	Jaguar XK	0,26	2,01
44.	Jeep Cherokees	0,296	2,48
45.	McLaren F1 Sport	0,198	1,80
46.	Mazda 626	0,20	2,08
47.	Mitsubishi Colt	0,21	2,02
48.	Mitsubishi Space Star	0,212	2,28
49.	Nissan Almera	0,236	1,99
50.	Nissan Maxima	0,218	2,18
51.	Opel Astra	0,21	2,06
52.	Peugeot 206	0,21	2,01
53.	Peugeot 307	0,203	2,22
54.	Peugeot 607	0,19	2,28
55.	Porsche 911	0,206	1,95
56.	Renault Clio	0,217	1,98
57.	Renault Laguna	0,198	2,14
58.	Skoda Felicia	0,21	2,1
59.	Subaru Impreza	0,23	2,12
60.	Suzuki Alto	0,239	1,8
61.	Toyota Corolla	0,20	2,08
62.	Toyota Avensis	0,203	2,08
63.	VW Lupo	0,197	2,02
64.	VW Beetl	0,24	2,2
65.	VW Bora	0,204	2,14
66.	Volvo S 40	0,217	2,06
67.	Volvo S 60	0,20	2,19
68.	Volvo S 80	0,203	2,26
69.	Volvo B12 bus (tourist)	0,307	8,2
70.	MAN FRH422 bus (city)	0,318	8,0
71.	Mercedes 0404(inter city)	0,311	10,0

## Приложение 2

## Шины, применяемые на отечественных автомобилях

Марка автомобиля	Обозначение шин	гСТ, мм по ГОСТ
<b>ГРУЗОВЫЕ АВТОМОБИЛИ</b>		
ГАЗ-3307	240-508 (8.25-20)	465±5
ЗИЛ-431410, КамАЗ-5320, ЗИЛ-43151	260-508Р (10.00R20)	488±5
МАЗ-5432, МАЗ-6422	300-508Р (11.00R20)	505±5
КрАЗ-256В1	320-508 (12.00-20)	527±5
КрАЗ-256В1	320-508Р (12.00R20)	525±5
<b>Шины с регулируемым давлением</b>		
ГАЗ-66-01	12.00-18 (320-457)	505±5
ЗИЛ-131	12.00-20 (320-508)	530±5
Урал-4320	14.00-20 (370-508)	583±5
<b>Широкопрофильные шины</b>		
КрАЗ-260	1300х530-533	585±10
<b>ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ</b>		
ВАЗ-1111	135 / 80R12	241±1
Калина	175/65 R14	271±1
Приора, Ларгус	185/65 R14	276±1
ВАЗ-21011	155-330 (6.15-13)	278±1
ВАЗ-2106	175/70R-13	265±1
ВАЗ-2105, 2107	175/70R-13	265±1
ВАЗ-2108, 09	165/70R-13	265±1
ВАЗ-2121	195/70 R15	302±1
ЗАЗ-1102	155/70R-13	265±1
ГАЗ-24	7.35-14 (185-355)	310±1
ГАЗ-3102, 24-10	205/70R-14	295±1
УАЗ-469Б	215-380 (8.40-15)	370±1
УАЗ-31512	185 / 80R15	310±1
УАЗ-3303	8,40 - 15	370±1
РАФ-2203	185/80R-15	310±1

\*Справочные данные по шинам, устанавливаемым на иномарки можно посмотреть на сайте [http://www.auto-legion.ru/avto\\_podbor.html](http://www.auto-legion.ru/avto_podbor.html)

**Теплоемкости газов**

Темпера- тура $t, ^\circ\text{C}$	Средняя молярная теплоемкость газов при постоянном объеме, кДж/(кмоль-град)						
	Воздух	$O_2$	$N_2$	$H_2$	$CO$	$CO_2$	$H_2O$
0	20,759	20,960	20,705	20,303	20,809	27,546	25,185
100	20,839	21,224	20,734	20,621	20,864	29,799	25,428
200	20,985	21,617	20,801	20,759	20,989	31,746	25,804
300	21,207	22,086	20,973	20,809	21,203	33,442	26,261
400	21,475	22,564	21,186	20,872	21,475	34,936	26,776
500	21,781	23,020	21,450	20,935	21,785	36,259	27,316
600	22,091	23,447	21,731	21,002	22,112	37,440	27,881
700	22,409	23,837	22,028	21,094	22,438	38,499	28,476
800	22,714	24,188	22,321	21,203	22,756	39,450	29,079
900	23,008	24,511	22,160	21,333	23,062	40,304	29,694
1000	23,284	24,804	22,882	21,475	23,351	41,079	30,306
1100	23,548	25,072	23,142	21,630	23,623	41,786	30,913
1200	23,795	25,319	23,393	21,793	23,878	42,427	31,511
1300	24,029	25,549	23,627	21,973	24,113	43,009	32,093
1400	24,251	25,763	23,849	22,153	24,339	43,545	32,663
1500	24,460	25,968	24,059	22,333	24,544	44,035	33,211
1600	24,653	26,160	24,251	22,518	24,737	44,487	33,743
1700	24,837	26,345	24,435	22,698	24,917	44,906	34,262
1800	25,005	26,520	24,603	22,878	25,089	45,291	34,756
1900	25,168	26,692	24,766	23,058	25,248	45,647	35,225
2000	25,327	26,855	24,917	23,234	25,394	45,977	35,682
2100	25,474	27,015	25,063	23,410	25,537	46,283	36,121
2200	25,612	27,169	25,202	23,577	25,666	46,568	36,540
2300	25,746	27,320	25,327	23,744	25,792	46,832	36,942
2400	25,871	27,471	25,449	23,908	25,909	47,079	37,331
2500	25,993	27,613	25,562	24,071	26,022	47,305	37,704
2600	26,120	27,753	25,672	24,234	26,120	47,515	38,060
2700	26,250	27,890	25,780	24,395	26,212	47,710	38,395
2800	26,370	28,020	25,885	24,550	26,300	47,890	38,705

Темпера тура $t, ^\circ\text{C}$	СРЕДНЯЯ ТЕПЛОЕМКОСТЬ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ БЕНЗИНА $\mu_{c_v}''$ кДж / (кмоль $^\circ\text{C}$ ) ПРИ КОЭФФИЦИЕНТЕ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА $\alpha$											
	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
100	21,902	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	2,523
300	22,445	22,618	22,776	22,921	23,055	23,973	23,293	23,200	23,115	23,036	22,964	2,898
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	28,863	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	28,978	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

Температура $t, ^\circ\text{C}$	СРЕДНЯЯ ТЕПЛОЕМКОСТЬ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА $\mu_{\text{с}} \text{ кДж} / (\text{кмоль}^\circ\text{C})$ ПРИ КОЭФФИЦИЕНТЕ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА $\alpha$											
	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
100	22,545	22,398	22,275	22,169	22,078	21,999	21,929	21,812	21,717	21,640	21,574	21,519
200	22,908	22,742	22,602	22,482	22,379	22,289	22,210	22,077	21,970	21,882	21,808	21,745
300	23,324	23,142	22,989	22,858	22,745	22,647	22,560	22,415	22,300	22,202	22,121	22,052
400	23,750	23,554	23,390	23,249	23,128	23,022	22,930	22,774	22,648	22,544	22,457	22,384
500	24,192	23,985	23,811	23,662	23,533	23,421	23,322	23,157	23,023	22,914	22,822	22,743
600	24,631	24,413	24,229	24,073	23,937	23,819	23,716	23,541	23,401	23,285	23,188	23,106
700	25,069	24,840	24,648	24,484	24,342	24,218	24,109	23,927	23,780	23,659	23,557	23,471
800	25,490	25,251	25,050	24,879	24,731	24,602	24,488	24,298	24,144	24,018	23,912	23,822
900	25,896	25,648	25,439	25,261	25,107	24,973	24,855	24,657	24,487	24,366	24,256	24,162
1000	26,278	26,021	25,804	25,620	25,460	25,321	25,199	24,993	24,828	24,692	24,578	24,481
1100	26,641	26,375	26,151	25,960	25,795	25,652	25,525	25,313	25,142	25,001	24,883	24,783
1200	26,987	26,713	26,482	26,286	26,116	25,967	25,837	25,618	25,442	25,296	25,175	25,071
1300	27,311	27,029	26,792	26,589	26,415	26,262	26,128	25,903	25,722	25,572	25,447	25,341
1400	27,618	27,328	27,085	26,877	26,698	26,541	26,404	26,173	25,986	25,833	25,705	25,596
1500	27,907	27,610	27,361	27,148	26,965	26,805	26,664	26,427	26,237	26,080	25,948	25,836
1600	28,175	27,873	27,618	27,400	27,212	27,049	26,905	26,663	26,468	26,308	26,173	26,059
1700	28,432	28,123	27,863	27,641	27,449	27,282	27,135	26,888	26,690	26,526	26,389	26,272
1800	28,669	28,354	28,089	27,863	27,668	27,497	27,348	27,096	26,894	26,727	26,587	26,469
1900	28,895	28,575	28,305	28,076	27,877	27,704	27,552	27,296	27,090	26,921	26,781	26,658
2000	29,107	28,782	28,508	28,275	28,073	27,898	27,743	27,483	27,274	27,102	26,958	26,835
2100	29,310	28,980	28,703	28,466	28,262	28,083	27,926	27,663	27,451	27,276	27,130	27,005
2200	29,503	29,169	28,888	28,648	28,441	28,260	28,101	27,834	27,619	27,442	27,294	27,168
2300	29,680	29,342	29,057	28,815	28,605	28,422	28,261	27,991	27,774	27,595	27,444	27,317
2400	29,851	29,510	29,222	28,976	28,764	28,580	28,417	28,144	27,924	27,743	27,591	27,462
2500	30,011	29,666	29,375	29,127	28,913	28,726	28,562	28,286	28,064	27,881	27,728	27,598
2600	30,164	29,816	29,523	29,272	29,056	28,868	28,702	28,424	28,199	28,015	27,860	27,729
2700	30,311	29,960	29,664	29,412	29,194	29,004	28,837	28,557	28,331	28,144	27,988	27,856
2800	30,451	30,097	29,799	29,546	29,326	29,135	28,966	28,684	28,456	28,269	28,111	27,978

Приложение 6

Теплоемкости воздуха и продуктов сгорания

Газ	0...1500 Температура газа °С 1501...2800	
Воздух	$\mu c_v = 26,6 + 0,002638t$	$\mu c_v = 22,387 + 0,001449t$
Кислород $O_2$	$\mu c_{vO_2} = 20,930 + 0,004641t - 0,00000084t^2$	$\mu c_{vO_2} = 23,723 + 0,00155t$
Азот $N_2$	$\mu c_{vN_2} = 20,398 + 0,0025t$	$\mu c_{vN_2} = 21,951 + 0,001457t$
Водород $H_2$	$\mu c_{vH_2} = 20,684 + 0,000206t + 0,000000588t^2$	$\mu c_{vH_2} = 19,678 + 0,001758t$
Окись углерода $CO$	$\mu c_{vCO} = 20,597 + 0,002670t$	$\mu c_{vCO} = 22,49 + 0,00143t$
Углекислый газ $CO_2$	$\mu c_{vCO_2} = 27,941 + 0,019t - 0,000005487t^2$	$\mu c_{vCO_2} = 39,123 + 0,003349t$
Водяной пар $H_2O$	$\mu c_{vH_2O} = 24,953 + 0,005359t$	$\mu c_{vH_2O} = 26,67 + 0,004438t$

Приложение 7

Показатели процесса сгорания

Тип двигателя	$\lambda$	$p_z$ , МПа	$T_z$ , К
Дизель с неразделенной камерой сгорания	1,6...2,1	7,0... 12,0	1750...2300
Дизель с разделенной камерой сгорания	1,2... 1,8	5,5...7,5	1700...2000
Бензиновый	3,8...4,2	3,0...6,5	2500... 2900
Газовый	3,5... 4,0	2,5...5,5	2200... 2500



## Приложение 8

### Показатели процесса расширения

Тип двигателя	$n_2$	$p_b$ , МПа	$T_b$ , К
Бензиновый	1,20... 1,30	0,35... 0,60	1200...1700
Дизель	1,15... 1,30	0,20... 0,60	1000...1300
Газовый	1,25... 1,35	0,20... 0,55	1100...1500

## Приложение 9

### Коэффициент полноты диаграммы

Тип двигателя	Коэффициент $\phi_n$
Бензиновый и газовый	0,94... 0,97
Дизель	0,92... 0,95

## Приложение 10

### Индикаторные показатели двигателей

Тип двигателя	$p_i$ , МПа	$\eta_i$	$g_i$ , г/(кВт·ч)	$q_i$ , кДж/(кВт·ч)
Бензиновый: без наддува с наддувом	0,4... 1,4 0,9... 1,9	0,25... 0,40 0,30... 0,40	205...300	—
Дизель: без наддува с наддувом	0,7... 1,2 1,4... 2,5	0,38...0,50 0,39... 0,53	169...223 160...217	—
Газовый:	0,6... 0,9	0,28... 0,38	—	8600...13400

## Приложение 11

### Эффективные показатели двигателей

Тип двигателя	$\eta_m$	$p_e$ , МПа	$\eta_e$	$g_e$ , г/(кВт·ч)
Дизель: без наддува с наддувом	0,70...0,82 0,80...0,9	0,60...0,80 0,8...1,8	0,30...0,40 0,35...0,45	210...280 230...280* 190...245
Бензиновый	0,75...0,92	0,6...1,2	0,25...0,33	260...340
Газовый	0,75...0,85	0,50...0,75	0,23...0,30	12...17**

\* для дизелей с разделенными камерами сгорания;

\*\* удельный расход теплоты, МДж/(кВт·ч).

Средние скорости поршня

Тип двигателя	$W_{п}$ , м/с
Бензиновый:	
легковых автомобилей	12...18
грузовых	9... 12
Дизель:	
автомобильные	6,5... 12
тракторные	5,5... 10,5
Газовый	7... 12

Значения коэффициентов  $A$  и  $B$

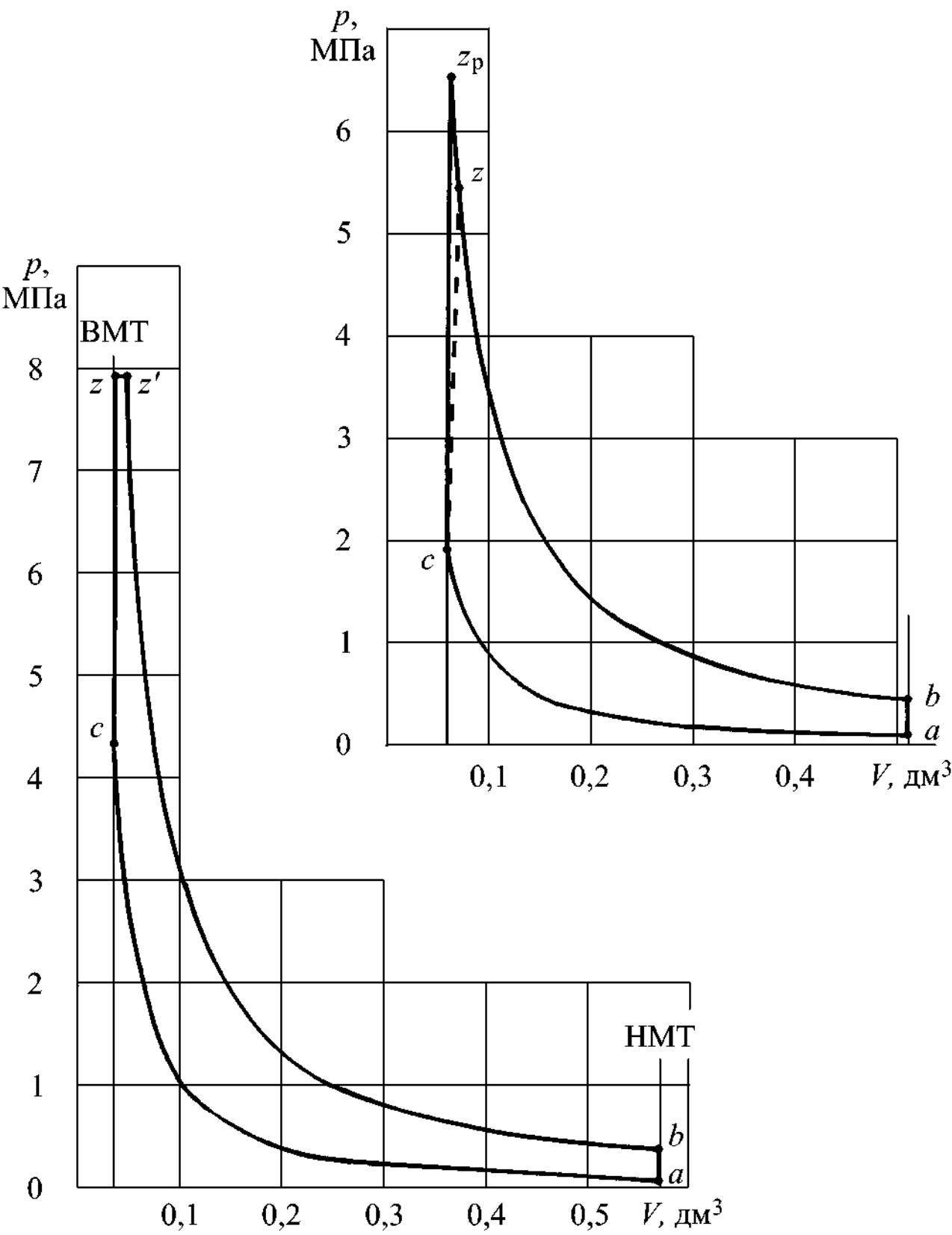
Тип двигателя		$A$	$B$
Бензиновый	$S/D > 1$	0,049	0,0155
	$S/D < 1$	0,040	0,0135
Дизель с камерой сгорания	Нераздельной	0,090	0,0118
	Вихревой	0,095	0,0135
	Предкамерной	0,103	0,0153

Пределы отношения  $S/D$

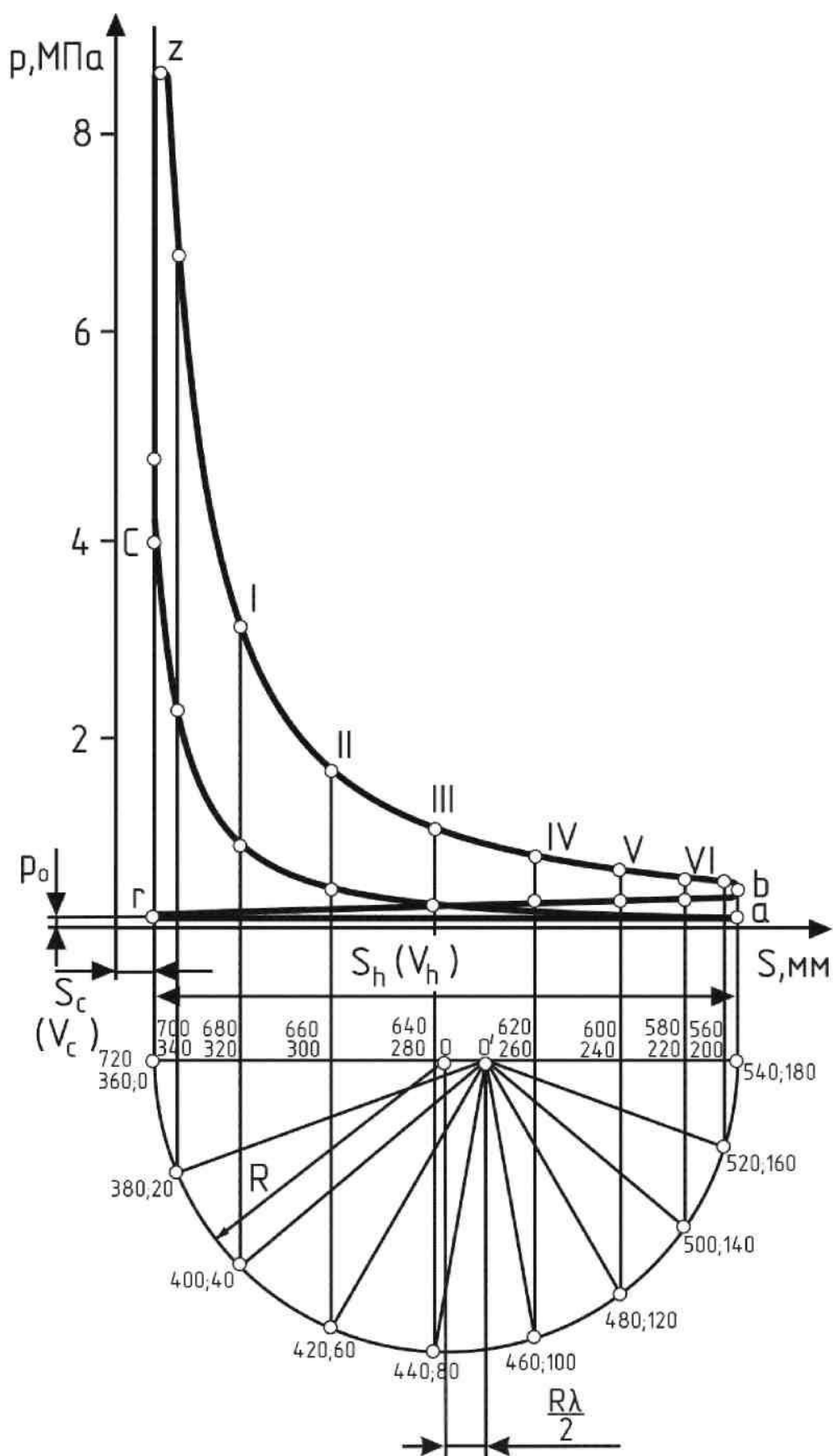
Тип двигателя	$S/D$
Бензиновые и газовые	0,7... 1,05
Дизели: автомобильные	0,9... 1,2
тракторные	1,1... 1,3

Величина параметра  $\lambda_{ш}$  различных двигателей

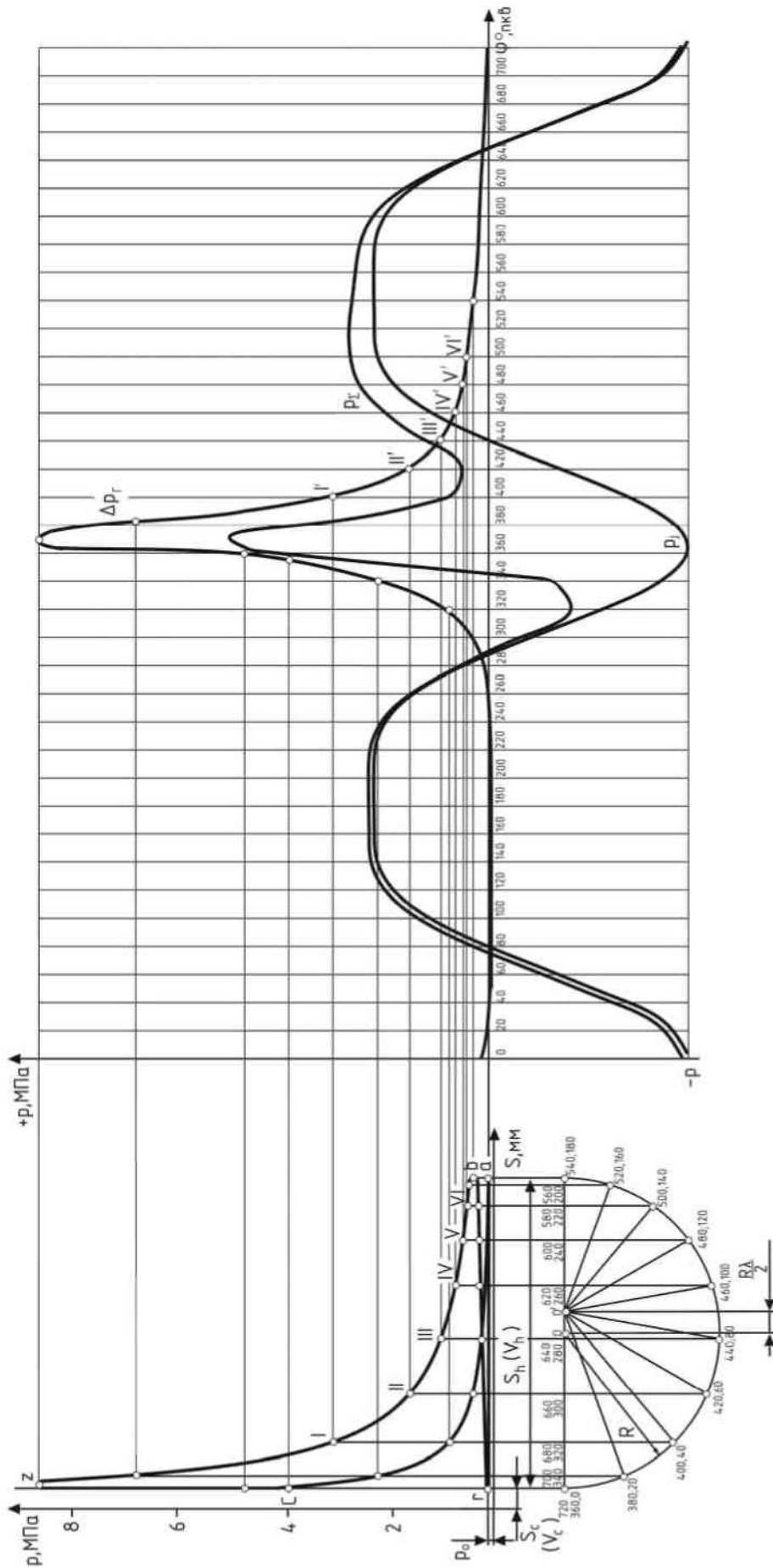
Двигатель	$\lambda_{ш}$
ВАЗ-2106	0,296
ЗМЗ-53-11	0,256
ЗИЛ-508.10	0,257
ЯМЗ-236М	0,264
КАМАЗ-740	0,270
Существующие	0,24...0,31



Индикаторные диаграммы теоретических циклов: а – бензинового двигателя; б – дизель



Подготовка к перестроению теоретической ИД в реальную ИД



Построение развернутой индикаторной диаграммы

Приложение 19

Фазы газораспределения различных двигателей

Тип двигателя	Впускной клапан		Выпускной клапан	
	начало открытия до ВМТ $\alpha_{овп}$ , град.	полное закрытие после НМТ $\alpha_{зеп}$ , град.	начало открытия до НМТ $\alpha_{овып}$ , град.	полное закрытие после ВМТ $\alpha_{звып}$ , град.
Карбюраторный	10...35	40...85	40...70	10...50
Дизельный без наддува	15...20	30...50	40...60	15...45
Дизельный с наддувом	50...80	40...50	40...60	40...60
ВАЗ-2106	12	40	42	10
ЗМЗ-53-11	36	52	70	18
ЗИЛ-508.10	31	83	67	47
ЯМЗ-236М	20	46	66	20
КАМАЗ-740	13	49	66	10

Основные параметры современных двигателей

Показатель	Дизель		Бензиновый	Газовый
	без наддува	с наддувом		
Коэффициент остаточных газов	0,03...0,06	0,02...0,04	0,04...0,12	0,04...0,10
Коэффициент наполнения при номинальной мощности	0,80...0,94	0,90...0,98	0,70...0,90	0,70...0,90
Давление в конце сжатия, МПа	3,5...6,0	до 8,0	0,9...1,9	1,0...2,0
Температура в конце сжатия, К	800...1000	до 1100	600...800	650...800
Показатели политроп:				
– сжатия	1,35...1,39	1,32...1,37	1,34...1,37	1,36...1,39
– расширения	1,15...1,28	1,15...1,30	1,20...1,30	1,25...1,35
Максимальная температура сгорания, К	1700...2300	1800...2500	2500...2900	2200...2500
Индикаторный КПД	0,38...0,50	0,39...0,53	0,25...0,4	0,28...0,38
Среднее индикаторное давление, МПа:	0,7...1,2	до 2,5	0,4...1,9	0,6...0,9
Удельный индикаторный расход:				
– топлива, г/(кВт·ч)	169...223	160...217	205...300	–
– теплоты, МДж/( кВт·ч)				8,6...13,4
Эффективный КПД	0,3...0,4	0,35...0,45	0,25...0,33	0,23...0,30
Среднее эффективное давление, МПа:	0,6...0,8	0,8...1,8	0,6...1,2	0,50...0,75
Удельный эффективный расход:				
– топлива, г/(кВт·ч)	210...280	190...245	250...325	–
– теплоты, МДж/( кВт·ч)	–	–	–	12...17
Максимальная температура газов перед турбиной, °С	–	650...800	–	–

Геометрические параметры КШМ двигателей

Марка двигателя	Геометрические параметры КШМ			
	$R$ , мм	$L$ , мм	$\lambda_\phi$	$1/\lambda_\phi$
Бензиновые двигатели				
МеМЗ-245	33,5	122	0,275	3,64
ВАЗ-2112,-1111	35,5	120	0,296	3,38
ЗМЗ-402	46,0	168	0,274	3,65
МеМЗ-968,УД-15	33,0	141	0,234	4,27
АЗЛК-412,2140, 331.10	35,0	134	0,261	3,38
ЗИЛ-130	47,6	185	0,254	3,94
ЗМЗ-53	40,0	156	0,256	3,91
ЗМЗ-66	40,0	156	0,256	3,91
ВАЗ-2103,-2130	40,0	134	0,299	3,34
ПА-15	29,0	112	0,259	3,86
ПА-10УД	42,5	160	0,266	3,76
ММВЗ-3.115	29,0	125	0,232	4,31
Дизельные двигатели				
СН-6Д	37,5	112,6	0,333	3,00
Д-50,Д-240	62,5	230	0,272	3,68
Д-144, Д-37,Д-21	60,0	215	0,279	3,58
КамАЗ-740	60,0	210	0,286	3,50
ЯМЗ-842	70,0	270	0,259	3,86
ЯМЗ-238	70,0	265	0,264	3,79
ЯАЗ-204/206	63,75	257	0,248	4,03



# ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
I. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ АВТОМОБИЛЕЙ .....	4
1.1. Характеристики и принципы работы поршневых двигателей внутреннего сгорания.....	4
1.2. Принципы работы роторно-поршневых двигателей.....	10
1.2.1. Преимущества и недостатки роторно-поршневых двигателей	16
1.3. Принципы работы газотурбинных двигателей.....	19
1.4. Термодинамические циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания.....	25
II. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.....	35
2.1. Цель, задачи и этапы выполнения курсовой работы.....	35
2.2. Выбор исходных данных.....	36
2.3. Пример теплового расчета поршневого двигателей внутреннего сгорания.....	47
2.4. Анализ вычисленных параметров.....	63
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	63
Библиографический список.....	64
Приложения.....	65
.....	