

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Белгородский государственный технологический университет  
им. В.Г. Шухова

**А. В. Губарев**

# **ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ, СТРОИТЕЛЬНЫХ, ДОРОЖНЫХ МАШИН и ОБОРУДОВАНИЯ**

для студентов заочной формы обучения с  
применением дистанционных технологий

Белгород  
2015

УДК 621.43  
ББК 39.33  
Г93

**Губарев, А.В.**

**Г93** Энергетические установки подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин и оборудования: учебное пособие / А.В. Губарев. – Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2015. – 262 с.

Учебное пособие содержит информацию о двигателях внутреннего сгорания, их типах, конструкциях, теоретических и действительных циклах ДВС, топливах для поршневых ДВС. Приведена методика расчета действительного цикла двигателя внутреннего сгорания, а также справочные данные, необходимые для проведения расчетов в ходе выполнения расчетно-графической работы. Издание включает в себя методические указания к выполнению лабораторных работ, направленных на изучение конструкции и принципов расчета систем и механизмов ДВС. Приведен пример теплового расчета дизеля.

Издание содержит контрольные вопросы и тестовые задания.

Учебное пособие предназначено для студентов направления подготовки бакалавров 190100 – Наземные транспортно-технологические комплексы (профиль подготовки – Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование), обучающихся по заочной форме с применением дистанционных образовательных технологий.

УДК 621.43  
ББК 39.33

© А.В. Губарев, 2015

© Белгородский государственный  
технологический университет  
(БГТУ) им. В.Г. Шухова, 2015

## ВВЕДЕНИЕ

Целью освоения дисциплин “Энергетические установки подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин и оборудования” и “Энергетические установки подъемно-транспортных, строительных, дорожных средств и оборудования” является приобретение студентами теоретических знаний и практических навыков в области теории и конструкции двигателей внутреннего сгорания и силового оборудования подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин, средств и оборудования.

Помимо двигателей, к энергетическим установкам подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин, средств и оборудования можно отнести оборудование систем электроснабжения, а также гидравлических и пневматических систем.

*Система электроснабжения* включает в себя источники электрической энергии, предназначенные для питания потребителей, установленных на транспортной или транспортно-технологической машине. Электрическая энергия в транспортных или транспортно-технологических средствах используется для зажигания рабочей смеси в двигателях с искровым зажиганием, пуска двигателя стартером, питания приборов освещения, световой и звуковой сигнализации, контрольно-измерительных, радиоприемных и электронных устройств, а также для питания дополнительного электрооборудования.

В качестве источников энергии в системе электроснабжения используются генераторная установка и аккумуляторная батарея, которые работают параллельно в условиях взаимного дополнения в зависимости от режима работы транспортного или транспортно-технологического средства. Кроме того, в состав системы электроснабжения входят элементы коммутационной аппаратуры и соединительные провода.

При работающем двигателе основным источником питания электроэнергии является генераторная установка. Кроме питания потребителей, она при работающем двигателе производит подзарядку аккумуляторной батареи. При неработающем двигателе питание потребителей электрической энергией осуществляется от аккумуляторной батареи, которая также должна обеспечивать возможность надежного пуска двигателя стартером.

Привод генератора осуществляется от коленчатого вала посредством клиноременной передачи. В связи с этим генератор работает в условиях непрерывно изменяющейся частоты вращения ротора. Ток нагрузки генератора также может изменяться в широких пределах в зависимости от числа и мощности включенных потребителей. Для автоматического поддержания напряжения генератора на заданном уровне независимо от скоростного режима двигателя и тока нагрузки в систему генераторной установки вводится регулятор напряжения, осуществляющий функцию стаби-

лизатора напряжения бортовой сети подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин и средств. В некоторых случаях в систему вводят защитные реле, осуществляющие защиту генератора от перегрузки по току и от обратного тока при неработающем двигателе.

*Гидравлические и пневматические приводы* являются важнейшими элементами современных транспортно-технологических машин, средств и оборудования. Гидро- и пневмоприводы позволяют создавать большие усилия и крутящие моменты, облегчают работу эксплуатационного персонала, повышают производительность труда и культуру производства, создают эргономичную обстановку, благоприятно действующую на психику людей, занятых в производстве. Надежность и эффективность применения гидрофицированных транспортных и транспортно-технологических машин, средств и оборудования в значительной степени зависит от совершенства гидро- и пневмоприводов, безопасности их эксплуатации, квалификации специалистов, занятых расчетом и проектированием их элементов и узлов, квалификации обслуживающего персонала.

Под гидроприводом понимают совокупность устройств, предназначенных для передачи механической энергии, преобразования движения при помощи жидкости и приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости под давлением. По принципу действия гидромашин гидроприводы делятся на объемные и гидродинамические.

Объемным гидроприводом называется гидропривод, содержащий объемные гидромашин – поршневые, роторные (шестеренчатые, пластинчатые, винтовые), роторно-поршневые насосы. В гидродинамическом приводе используются центробежные или осевые насосы.

Пневматические приводы представляют собой устройства, в состав которых входит один или несколько объемных пневмодвигателей, источники энергии воздуха, пневмоаппаратура, кондиционеры воздуха, пневмоемкости, пневмолинии, средства измерения и прочее оборудование. Рабочим телом в пневмоприводах является сжатый воздух.

*Двигатель* – устройство, преобразующее какой-либо вид энергии в механическую работу.

Классификация двигателей весьма обширна и имеет множество категорий. Так, например, *по назначению* двигатели подразделяются на стационарные и транспортные, а в зависимости от *вида преобразуемой энергии* – на тепловые, пневматические, гидравлические, электрические и др. В тепловых двигателях в полезную работу преобразуется тепловая энергия, получаемая в основном при сжигании топлива. Пневматические и гидравлические двигатели преобразуют в работу энергию высокого давления воздуха или жидкости, а электрические, соответственно, электрическую энергию.

В свою очередь, тепловые двигатели классифицируют *по способу подвода теплоты к рабочему телу* на двигатели с внешним подводом теплоты и двигатели внутреннего сгорания.

Наиболее пригодными к использованию в качестве силовых установок подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин зарекомендовали себя двигатели внутреннего сгорания (ДВС). Этим двигателям присущ ряд недостатков, таких как сильный шум при работе, токсичные выбросы с отработавшими газами, большое количество изнашиваемых деталей, тяжелые тепловые режимы работы узлов и деталей, как следствие вызывающие необходимость использования систем смазки и охлаждения, сложность проектирования, изготовления и обслуживания, недостаточно высокий КПД и т.д. Однако, высокая степень автономности, мобильности, существенно меньшие удельные, приходящиеся на единицу производимой мощности, масса и габариты, позволяют ДВС оставаться наиболее применимыми транспортными двигателями.

При этом основными силовыми агрегатами наземных транспортных средств – автомобилей, тракторов, дорожно-транспортных, строительных, сельскохозяйственных машин – являются и, вероятно, будут являться в ближайшем будущем поршневые двигатели внутреннего сгорания, которые, вдобавок к уже перечисленным преимуществам ДВС, применительно к транспортным средствам, обладают наилучшими показателями при работе в условиях постоянно изменяющихся нагрузок и параметров внешней среды.

# Глава 1. ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ И ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЕЙ

## 1.1. Теоретические сведения

### 1.1.1. Элементы классификации двигателей внутреннего сгорания

По конструктивному оформлению способа преобразования тепловой энергии в механическую работу тепловые двигатели подразделяются следующим образом:

- поршневые ДВС с возвратно-поступательно движущимися поршнями;
- роторно-поршневые ДВС, в которых процесс сгорания топлива и преобразование тепловой энергии в механическую работу осуществляется в камере, образуемой корпусом и вращающимся ротором;
- газотурбинные, в которых процесс сгорания топлива совершается в специальной камере сгорания, а превращение тепловой энергии в механическую работу осуществляется на лопатках газовой турбины.

Специфика использования теплового двигателя на транспортном или транспортно-технологическом средстве подразумевает необходимость сохранения им работоспособности при изменении положения в пространстве, а также обеспечения эффективного функционирования при изменении в широких пределах скоростного и нагрузочного режимов работы. К нему предъявляются высокие требования по габаритным размерам и массе.

В двигателе внутреннего сгорания (ДВС) выделение теплоты и преобразование ее части в механическую работу происходит непосредственно в его расширительном устройстве, например, в цилиндре, а рабочее тело циклически обновляется.

Поршневые двигатели внутреннего сгорания можно классифицировать по следующим признакам.

#### 1. По назначению:

- двигатели стационарные, которые применяются для производства электрической энергии, привода гидравлических машин, например, насосов, и т. д.;
- двигатели транспортные, устанавливаемые на автомобилях, тракторах, дорожно-транспортных, строительных, сельскохозяйственных и других транспортных машинах.

#### 2. По способу смесеобразования:

- двигатели с внутренним смесеобразованием, когда в процессе впуска в цилиндр поступает воздух, а рабочая смесь образуется внутри цилиндра при подаче топлива через форсунки;

– двигатели с внешним смесеобразованием, когда горючая смесь образуется, в основном, вне цилиндра, и наполнение цилиндра производится уже готовой горючей смесью.

### 3. По способу воспламенения рабочей смеси:

– двигатели с воспламенением рабочей смеси от электрической искры (с искровым зажиганием – ДСИЗ);

– двигатели с воспламенением рабочей смеси от тепла, полученного рабочим телом в результате сильного сжатия (дизельные двигатели);

– двигатели с форкамерно-факельным зажиганием, в которых воспламенение небольшой части рабочей смеси осуществляется электрической искрой в специальной форкамере (предкамере) небольшого объема, с последующим зажиганием рабочей смеси в основной камере над поршнем вырывающимся из предкамеры пламенем.

### 4. По виду применяемого топлива:

– двигатели, работающие на легком жидком топливе (бензине, керосине, бензоле, спирте);

– двигатели, работающие на тяжелом жидком топливе (дизельном топливе, соляровом масле и др.);

– двигатели, работающие на газообразном топливе (природном или генераторном газе);

– двигатели многотопливные, работающие на широком ассортименте жидких топлив, от легких до тяжелых (бензине, керосине, дизельном топливе и др.).

### 5. По способу осуществления рабочего цикла:

– двигатели четырехтактные, в которых рабочий цикл совершается за четыре хода поршня или за два оборота коленчатого вала;

– двигатели двухтактные, в которых рабочий цикл совершается за два хода поршня или за один оборот коленчатого вала.

### 6. По способу наполнения цилиндра свежим зарядом:

– двигатели без наддува, в которых наполнение цилиндра осуществляется за счет разрежения, создаваемого в нем при движении поршня в направлении нижней мертвой точки в такте впуска;

– двигатели с наддувом, в которых наполнение цилиндра свежим зарядом происходит под давлением, создаваемым нагнетателем.

### 7. По способу регулирования мощности двигателя:

– двигатели с количественным регулированием мощности, когда при изменении нагрузки изменяется количество горючей смеси, поступающей в цилиндры двигателя, за счет изменения положения дроссельной заслонки (двигатели с внешним смесеобразованием);

– двигатели с качественным регулированием мощности, когда при изменении нагрузки изменяется количество топлива, вводимого в цилиндры двигателя, при неизменном количестве воздуха (дизели);

– двигатели со смешанным регулированием мощности, когда при изменении нагрузки изменяются количество и качество горючей смеси.

8. По числу цилиндров:

– двигатели одноцилиндровые;

– двигатели многоцилиндровые (двух-, четырех-, шести-, восьмицилиндровые);

9. По расположению цилиндров:

– двигатели рядные (вертикальные, горизонтальные, с наклонным расположением цилиндров);

– двигатели V-образные;

– двигатели оппозитные (ряды цилиндров расположены друг относительно друга под углом  $180^\circ$ );

– двигатели звездообразные.

10. По литражу (рабочему объему  $V_{л}$  цилиндров):

– двигатели микролитражные ( $V_{л} \leq 1$  л);

– двигатели малолитражные ( $1 < V_{л} \leq 2$  л);

– двигатели среднелитражные ( $2 < V_{л} \leq 4$  л);

– двигатели большого литража ( $V_{л} > 4$  л).

11. По способу охлаждения цилиндров:

– двигатели с жидкостным охлаждением;

– двигатели с воздушным охлаждением.

### 1.1.2. Рабочие циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания

В двухтактных двигателях рабочий цикл совершается за два хода поршня (один оборот коленчатого вала). Эти двигатели используют в основном на мотоциклах или как пусковые на тракторах. Автомобильные двигатели обычно работают по четырехтактному циклу, который совершается за четыре хода поршня (два оборота коленчатого вала) и состоит из тактов впуска, сжатия, расширения и выпуска.

Такт I (впуск) реализуется при повороте кривошипа от  $0$  до  $180^\circ$ . Поршень в начале впуска находится в верхней мертвой точке (ВМТ) и по мере вращения коленчатого вала перемещается от ВМТ к нижней мертвой точке (НМТ). В действительном цикле понятия “такт” и “процесс” не совпадают, т.к. для лучшей организации процессов газообмена клапаны открываются до начала соответствующего такта и закрываются после его завершения. При движении поршня вниз над ним создается разрежение, в результате чего цилиндр заполняется свежим зарядом. Давление в конце впуска определяется гидравлическими потерями во впускном тракте. Величина этих потерь зависит от скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя. На температуру в конце впуска влияют теплообмен свежего заряда с элементами двигателя и его охлаждение за счет затрат теплоты на испарение топлива. Совершенство организации процесса наполнения оце-



нивается коэффициентом наполнения  $\eta_v$  – отношением действительного количества свежего заряда, поступившего в цилиндр, к количеству, которое могло бы заполнить рабочий объем цилиндра при давлении и температуре окружающей среды. Чем выше  $\eta_v$ , тем больше мощность двигателя.

Такт II (сжатие) осуществляется при повороте кривошипа от 180 до 360°. При этом впускной клапан закрывается, а выпускной – закрыт. По мере сжатия заряда повышается его температура и давление. На значения этих параметров влияют значения температуры и давления в начале сжатия, а также степень сжатия. В конце такта сжатия происходит воспламенение горючей смеси от искры (в двигателях с искровым зажиганием) или впрыск в камеру сгорания под большим давлением топлива, которое, перемешиваясь с нагретым воздухом, самовоспламеняется (в дизелях). В момент прихода поршня в ВМТ давление рабочего тела из-за начавшегося процесса сгорания несколько превышает давление в конце процесса сжатия. Угловой интервал от момента воспламенения до прихода поршня в ВМТ называется углом опережения зажигания (в дизелях – впрыскивания).

Такт III (расширение) осуществляется при повороте кривошипа от 360 до 540°. Во время этого такта происходят сгорание основной доли топлива, расширение рабочего тела, и осуществляется полезная работа. В результате горения топлива происходит быстрое повышение температуры и давления до максимальных значений. Отношение максимального давления к давлению в конце сжатия называют *степенью повышения давления*  $\lambda$ .

Такт IV (выпуск) осуществляется при повороте кривошипа от 540 до 720°. При этом продукты сгорания через открытый выпускной клапан отводятся из цилиндра при давлении, немного превышающем атмосферное.

### 1.1.3. Экологические показатели двигателей внутреннего сгорания

Экологические показатели работы двигателя характеризуют наличие в отработавших газах токсичных компонентов, парниковообразующих газов, а также шум, производимый при работе двигателя. Эти показатели жестко регламентируются государственными и международными стандартами и правилами.

Токсичными компонентами в составе отработавших газов являются продукты неполного сгорания топлива, а также соединения, образующиеся в результате окисления некоторых компонентов, входящих в состав топлива, например, оксиды серы  $SO_x$ , азота  $NO_x$ , свинцовые соли.

*Продуктами неполного сгорания* топлива являются угарный газ CO, углеводороды  $C_nH_m$  (особенно токсичны полициклические ароматические углеводороды), сажа. Они образуются из-за недостатка кислорода на горение или при охлаждении не до конца окислившихся компонентов до температур, не превышающих температуру горения данных компонентов.

Весьма токсичные *оксиды азота* (преимущественно NO) при избытке воздуха образуются из азота воздуха при температуре, превышающей 1300 °С. В выпускной системе и в атмосфере монооксид азота окисляется до еще более токсичного диоксида азота NO<sub>2</sub>.

*Сера*, содержащаяся в топливе, выбрасывается в атмосферу в виде диоксида серы SO<sub>2</sub>, оказывающего негативное воздействие на окружающую среду и человека.

Образующиеся в процессе сгорания топлива *трехатомные газы*, преимущественно CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, распределяясь в верхних слоях атмосферы, препятствуют отводу теплоты с инфракрасным излучением от поверхности планеты, повышая ее температуру (обуславливают “парниковый эффект”).

Выбросы вредных веществ с отработавшими газами снижают следующими способами: ограничением содержания в топливе компонентов, образующих при сгорании токсичные вещества; переходом на альтернативные более чистые виды топлива; совершенствованием процессов смесяобразования и сгорания; нейтрализацией отработавших газов в системе выпуска; снижением удельного топливopotребления двигателем или комбинацией перечисленных мероприятий.

Под шумом двигателя внутреннего сгорания понимают акустическое излучение, производимое им при работе. Шум двигателя измеряют величиной уровня и спектром. Это характеристики шума ДВС в точке пространства. Двигатель как источник акустического излучения характеризуют значением излучаемой акустической мощности, ее спектром и диаграммой направленности излучения.

## 1.2. Практикум

### 1.2.1. Основные конструктивные параметры двигателя внутреннего сгорания

Схема поршневого двигателя внутреннего сгорания показана на рис. 1.1.

Основными частями ДВС являются кривошипно-шатунный и газораспределительный механизмы, а также системы: питания, смазки, охлаждения и зажигания.

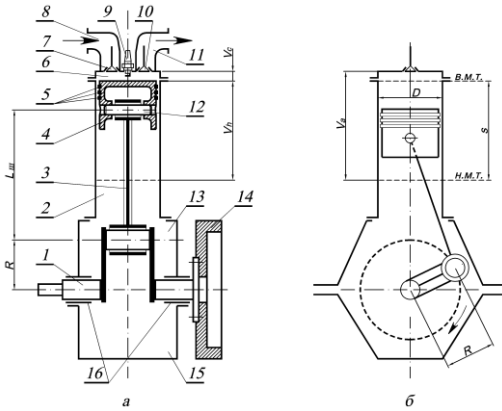


Рис. 1.1. Схема поршневого ДВС:

*a* – продольный разрез;  
*б* – поперечный разрез;  
 1 – коленчатый вал; 2 – цилиндр; 3 – шатун; 4 – поршень; 5 – кольца; 6 – камера сгорания; 7 – впускной клапан; 8 – впускной патрубков; 9 – свеча; 10 – выпускной клапан; 11 – выпускной патрубков; 12 – поршневой палец; 13 – картер; 14 – маховик; 15 – поддон; 16 – коренные подшипники

Кривошипно-шатунный механизм (КШМ) преобразует прямолинейное возвратно-поступательное движение поршня во вращательное движение коленчатого вала. Он состоит из цилиндра, поршня с кольцами и пальцем, соединяющим поршень с поршневой головкой шатуна. Кривошипная головка шатуна соединена с коленчатым валом, на заднем конце которого установлен маховик, обеспечивающий равномерность вращения коленчатого вала. Коленчатый вал вращается в коренных подшипниках, расположенных в картере двигателя, который снизу закрыт поддоном, используемым как резервуар для масла.

Основными конструктивными параметрами двигателя являются диаметр цилиндра  $D$  и ход поршня  $s$ , для центрального кривошипно-шатунного механизма равный удвоенному радиусу кривошипа  $R$

$$s = 2R. \quad (1.1)$$

При этом двигатели, в которых отношение  $s/D > 1$  называют длинноходными, а в которых отношение  $s/D \leq 1$  – короткоходными.

Часто используемым в расчетах конструктивным параметром поршневого двигателя внутреннего сгорания является отношение радиуса кривошипа к длине шатуна

$$\lambda = R/L_{ш}. \quad (1.2)$$

Параметр  $\lambda$  – безразмерная величина, которая должна обеспечивать свободное движение шатуна без задевания за стенки цилиндра и свободное перемещение поршня без задевания за коренные подшипники коленчатого вала. Этот параметр является критерием кинематического подобия центрального кривошипно-шатунного механизма.

В смещенных КШМ на кинематику также оказывает влияние величина смещения оси цилиндра относительно оси коленчатого вала  $a$ . В этих механизмах в дополнение к параметру  $\lambda$  вводится еще один критерий кинематического подобия – относительное смещение  $k = a/R$ .

Крайнее верхнее положение поршня в цилиндре называется верхней мертвой точкой (ВМТ), крайнее нижнее – нижней мертвой точкой (НМТ). Расстояние между ВМТ и НМТ характеризует рабочий объем цилиндра

$$V_h = Fs = \pi \frac{D^2}{4} s, \quad (1.3)$$

где  $F$  – площадь сечения цилиндра.

Рабочий объем всех цилиндров двигателя – литраж двигателя – определяется как произведение рабочего объема одного цилиндра на число цилиндров  $i$

$$V_n = V_h i. \quad (1.4)$$

Объем, занимаемый газами при нахождении поршня в верхней мертвой точке, называется объемом камеры сгорания  $V_c$ . Суммарно рабочий объем и объем камеры сгорания составляют полный объем цилиндра, т.е. объем, занимаемый газами при нахождении поршня в нижней мертвой точке,

$$V_a = V_h + V_c. \quad (1.5)$$

Важнейшим конструктивным параметром ДВС является геометрическая степень сжатия, определяемая как отношение полного объема цилиндра к объему камеры сгорания этого цилиндра,

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}. \quad (1.6)$$

Пример № 1.1. В двигателе внутреннего сгорания с центральным кривошипно-шатунным механизмом ход поршня равен 90 мм. Определите длину шатуна, если значение параметра  $\lambda = 0,3$ .

Решение

1. Определяется радиус кривошипа. В центральном кривошипно-шатунном механизме радиус кривошипа равен половине хода поршня (см. формулу 1.1)

$$R = \frac{s}{2} = \frac{90}{2} = 45 \text{ мм.}$$

2. Из выражения (1.2) определяется длина шатуна

$$L_{ш} = \frac{R}{\lambda} = \frac{45}{0,3} = 150 \text{ мм.}$$

*Ответ:* 150 мм.

Пример № 1.2. Определите на сколько литров рабочий объем цилиндра ДВС, ход поршня которого равен 120 мм, больше рабочего объема

цилиндра ДВС, ход поршня которого равен 100 мм. Диаметры обоих цилиндров принять равным 100 мм.

Решение

1. Так как  $1 \text{ л} = 1 \text{ дм}^3$ , а геометрические характеристики приведены в миллиметрах, целесообразно произвести пересчет:

– ход поршня в первом из рассматриваемых цилиндров

$$s_1 = 120 \text{ мм} = 1,2 \text{ дм};$$

– ход поршня во втором из рассматриваемых цилиндров

$$s_2 = 100 \text{ мм} = 1,0 \text{ дм};$$

– диаметр первого и второго цилиндров

$$D_1 = D_2 = D = 100 \text{ мм} = 1,0 \text{ дм}.$$

2. С помощью формулы (1.3) определяется на сколько литров рабочий объем первого из рассматриваемых цилиндров больше рабочего объема второго

$$\begin{aligned} \Delta V_h &= V_{h1} - V_{h2} = \pi \frac{D_1^2}{4} s_1 - \pi \frac{D_2^2}{4} s_2 = \pi \frac{D^2}{4} (s_1 - s_2) = \\ &= 3,14 \cdot \frac{1^2}{4} \cdot (1,2 - 1) = 0,157 \text{ л}. \end{aligned}$$

*Ответ:* на 0,157 л.

Пример № 1.3. Литраж восьмицилиндрового ДВС составляет 4,8 л. Степень сжатия в двигателе равна 16. Определите объем камеры сгорания цилиндра этого двигателя.

Решение

1. С помощью выражения (1.4) определяется рабочий объем одного цилиндра двигателя

$$V_h = \frac{V_n}{i} = \frac{4,8}{8} = 0,6 \text{ л}.$$

2. Полный объем цилиндра определяется по формуле (1.5)

$$V_a = V_h + V_c.$$

Согласно формуле (1.6), геометрическая степень сжатия равна

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = \frac{V_h}{V_c} + 1.$$

Из полученного выражения может быть выражен объем камеры сгорания

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = \frac{0,6}{16 - 1} = 0,04 \text{ л}.$$

*Ответ:* 0,04 л.

### 1.2.2. Основные показатели работы двигателей внутреннего сгорания

Часть энергии, выделяющейся при сгорании топлива, поданного в цилиндр двигателя, за цикл его работы затрачивается на совершение полезной работы  $L_e$ , другая часть неизбежно теряется (тепловые и механические потери).

Для оценки эффективности работы двигателя служат индикаторные и эффективные показатели. Индикаторные показатели характеризуют работу, совершаемую газами в цилиндре двигателя  $L_i$ . Эффективные показатели характеризуют работу двигателя, которая “снимается” с коленчатого вала и полезно используется  $L_e$ .

Кроме того, различают мощностные показатели работы ДВС, а также показатели, характеризующие экономичность работы. К мощностным индикаторным показателям относятся индикаторная мощность  $N_i$  и среднее индикаторное давление  $p_i$ .

Среднее индикаторное давление представляет собой индикаторную работу цикла  $L_i$ , снимаемую с единицы рабочего объема  $V_h$ , Па

$$p_i = \frac{L_i}{V_h}. \quad (1.7)$$

Этот показатель оценивает степень эффективности использования рабочего объема цилиндра.

Индикаторная мощность – мощность, развиваемая газами внутри цилиндра, – определяется как индикаторная работа, получаемая за единицу времени, Вт

$$N_i = \frac{L_i}{\tau_{ц}}, \quad (1.8)$$

где  $\tau_{ц}$  – время реализации одного рабочего цикла, с.

Время реализации одного рабочего цикла может быть выражено через частоту вращения коленчатого вала двигателя. Очевидно, что время, за которое коленчатый вал совершает один полный оборот, является величиной, обратно пропорциональной частоте вращения коленчатого вала,

$$\tau_{1об.} = \frac{1}{n}, \text{ мин или } \tau_{1об.} = \frac{60}{n} \text{ с,} \quad (1.9)$$

где  $n$  – частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин ( $\text{мин}^{-1}$ ).

Так как в то время, когда коленчатый вал совершает один полный оборот, поршень совершает два хода (осуществляется два такта рабочего цикла), то время реализации одного рабочего цикла может быть выражено следующим образом

$$\tau_{ц} = \tau_{1об.} \cdot \frac{\tau}{2} = \frac{60}{n} \cdot \frac{\tau}{2} = \frac{30\tau}{n}, \quad (1.10)$$

где  $\tau$  – тактность двигателя, равная двум для двухтактных и четырем для четырехтактных двигателей.

С учетом выражений (1.7) и (1.10) формула (1.8) может быть преобразована к следующему виду, Вт

$$N_i = \frac{p_i n i V_h}{30\tau}, \quad (1.11)$$

где  $i$  – число цилиндров двигателя.

Экономичность действительного цикла оценивается индикаторным КПД, характеризующим долю теплоты, введенной в цикл, которая преобразуется в индикаторную работу,

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_1}, \quad (1.12)$$

где  $Q_1$  – количество теплоты, вносимой в цикл топливом, Дж.

Индикаторный КПД характеризует уровень тепловых потерь в двигателе. Таким образом, возрастание любой из статей потерь теплоты: от неполноты сгорания топлива, в систему охлаждения через ограждающие поверхности внутрицилиндрового пространства или с отработавшими газами вызовет уменьшение индикаторного КПД.

Большее практическое применение для оценки экономичности двигателя имеет удельный индикаторный расход топлива, показывающий, какое количество топлива расходуется в двигателе на производство единицы индикаторной работы, г/(кВт·ч)

$$g_i = \frac{G_\tau}{N_i} \cdot 10^3, \quad (1.13)$$

где  $G_\tau$  – расход топлива, кг/ч;  $N_i$  – индикаторная мощность, кВт.

Часть индикаторной работы передается на коленчатый вал и совершает полезную работу  $L_e$ , т.е. затрачивается на преодоление внешней нагрузки, а другая часть используется для компенсации механических (внутренних) потерь двигателя  $L_m$ , состоящих из потерь работы на трение в кривошипно-шатунном механизме, на реализацию процессов газообмена (впуска и выпуска) и на привод вспомогательных агрегатов и механизмов (насосов и др.). Таким образом, эффективная работа, получаемая на коленчатом валу, определяется как разность индикаторной работы и работы, затрачиваемой на компенсацию механических потерь, Дж

$$L_e = L_i - L_m. \quad (1.14)$$

Разделив обе части уравнения (1.14) на рабочий объем цилиндра, получают удельный показатель – среднее эффективное давление, Па

$$p_e = \frac{L_e}{V_h} = \frac{L_i - L_m}{V_h} = \frac{L_i}{V_h} - \frac{L_m}{V_h} = p_i - p_m, \quad (1.15)$$

где  $p_m$  – среднее давление механических потерь работы, Па.

Уровень механических потерь в двигателе оценивается механическим КПД, показывающим, какая доля индикаторной работы преобразуется в эффективную,

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i} = \frac{L_i - L_m}{L_i} = 1 - \frac{L_m}{L_i}. \quad (1.16)$$

Мощность, получаемая на коленчатом валу двигателя (эффективная мощность), определяется по формуле, Вт

$$N_e = \frac{p_e n i V_h}{30\tau}. \quad (1.17)$$

Эффективный крутящий момент двигателя, или момент силы, действующей по шатуну на радиусе кривошипа коленчатого вала, можно представить следующим образом, Н·м

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n} = 1000 \frac{p_e i V_h}{\pi \tau}. \quad (1.18)$$

Совокупные потери в двигателе оцениваются эффективным КПД, показывающим, какая доля теплоты, выделенной топливом, преобразуется в эффективную работу,

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q_1} = \frac{L_i \eta_m}{Q_1} = \eta_i \eta_m. \quad (1.19)$$

Экономичность двигателя оценивается величиной удельного эффективного расхода топлива, показывающего, какое количество топлива расходуется на производство единицы эффективной работы,

$$g_e = \frac{G_\tau}{N_e} 10^3. \quad (1.20)$$

Все одноименные индикаторные и эффективные показатели связаны между собой механическим КПД

$$\eta_m = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{L_e}{L_i} = \frac{N_e}{N_i} = \frac{p_e}{p_i} = \frac{g_i}{g_e}. \quad (1.21)$$

Пример № 1.4. Рабочий объем цилиндра 0,5 л. Определите эффективную работу, если среднее индикаторное давление равно 1 МПа, а давление механических потерь равно 0,2 МПа

Решение

1. Воспользовавшись формулой (1.15), можно определить среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m = 1,0 - 0,2 = 0,8 \text{ МПа.}$$

2. Эффективная работа, получаемая на коленчатом валу, также определяется по формуле (1.15)

$$L_e = p_e V_h = 0,8 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} = 400 \text{ Дж.}$$



Ответ: 400 Дж.

Пример № 1.5. В двигателе внутреннего сгорания с центральным кривошипно-шатунным механизмом параметр  $\lambda = 0,28$ , а длина шатуна составляет 150 мм. Диаметр цилиндра равен 80 мм. Определите эффективную работу, снимаемую с коленчатого вала, если газы в цилиндре совершают работу 504 Дж. Принять, что давление механических потерь равно 0,3 МПа.

Решение

1. Из выражения (1.2) определяется радиус кривошипа

$$R = \lambda L_{\text{ш}} = 0,28 \cdot 150 = 42 \text{ мм.}$$

2. В центральном кривошипно-шатунном механизме ход поршня равен двум радиусам кривошипа

$$s = 2R = 2 \cdot 42 = 84 \text{ мм} = 0,084 \text{ м.}$$

3. По формуле (1.3) определяется рабочий объем цилиндра

$$V_h = Fs = \pi \frac{D^2}{4} s = 3,14 \cdot \frac{0,08^2}{4} \cdot 0,084 = 0,422 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

4. С помощью выражения (1.7) определяется среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{L_i}{V_h} = \frac{504}{0,422 \cdot 10^{-3}} = 1194 \text{ кПа} \approx 1,2 \text{ МПа.}$$

5. По формуле (1.15) можно определить среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m = 1,2 - 0,3 = 0,9 \text{ МПа.}$$

6. Из соотношения (1.21) можно выразить эффективную работу, снимаемую с коленчатого вала

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i} = \frac{p_e}{p_i} \Rightarrow L_e = \frac{p_e}{p_i} \cdot L_i = \frac{0,9}{1,2} \cdot 504 = 378 \text{ Дж.}$$

Ответ: 378 Дж.

Пример № 1.6. Литраж четырехтактного шестицилиндрового двигателя внутреннего сгорания составляет 3,0 л. Определите эффективную мощность и эффективный крутящий момент этого двигателя, если газы в каждом его цилиндре совершают работу 600 Дж, среднее давление механических потерь составляет 0,3 МПа, а частота вращения коленчатого вала – 5000 мин<sup>-1</sup>.

Решение

1. Из выражения (1.4) определяется рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{V_l}{i} = \frac{3,0}{6} = 0,5 \text{ л} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

2. С помощью выражения (1.7) определяется среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{L_i}{V_h} = \frac{600}{0,5 \cdot 10^{-3}} = 1,2 \text{ МПа}.$$

3. По формуле (1.15) можно определить среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m = 1,2 - 0,3 = 0,9 \text{ МПа}.$$

4. Воспользовавшись формулой (1.17), можно определить эффективную мощность двигателя

$$N_e = \frac{p_e n i V_h}{30 \tau} = \frac{0,9 \cdot 10^6 \cdot 5000 \cdot 6 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3}}{30 \cdot 4} = 112,5 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 112,5 \text{ кВт}.$$

5. Крутящий момент двигателя может быть определен по формуле (1.18)

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n} = \frac{3 \cdot 10^4}{3,14} \cdot \frac{112,5}{5000} \approx 215 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_e = 1000 \frac{p_e i V_h}{\pi \tau} = 1000 \frac{0,9 \cdot 6 \cdot 0,5}{3,14 \cdot 4} \approx 215 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

*Ответ:*  $N_e = 112,5 \text{ кВт}$ ;  $M_e \approx 215 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

### Вопросы для самопроверки

1. Как классифицируют тепловые двигатели в зависимости от конструктивного оформления способа преобразования тепловой энергии в механическую работу?

2. В каком случае двигатель называют двигателем внутреннего сгорания?

3. По каким признакам и каким образом классифицируют двигатели внутреннего сгорания?

4. Перечислите основные механизмы и системы ДВС и укажите их назначение.

5. Перечислите основные конструктивные параметры ДВС.

6. Укажите, в чем отличие рабочего объема цилиндра от полного.

7. Каким образом определяется геометрическая степень сжатия в ДВС?

8. Как определяется литраж двигателя?

9. Охарактеризуйте первый такт четырехтактного ДВС.

10. Охарактеризуйте второй такт четырехтактного ДВС.

11. Охарактеризуйте третий такт четырехтактного ДВС.

12. Охарактеризуйте четвертый такт четырехтактного ДВС.
13. Что характеризуют индикаторные показатели рабочего цикла ДВС?
14. Что характеризуют эффективные показатели ДВС?
15. Дайте характеристику мощностным индикаторным показателям цикла.
16. Какие индикаторные показатели характеризуют экономичность цикла?
17. Как определяется и что характеризует механический КПД двигателя?
18. Что характеризуют экологические показатели работы двигателя?
19. Дайте характеристику основным токсичным компонентам в составе отработавших газов двигателя внутреннего сгорания.
20. Какие компоненты отработавших газов называют “парниково-образующими”?
21. Способы снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами.

## Глава 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

### 2.1. Теоретические сведения

#### 2.1.1. Особенности замкнутых теоретических циклов

Теория двигателей внутреннего сгорания основана на использовании термодинамических зависимостей и приближения их к действительным условиям путем учета реальных факторов. Изучение теоретических циклов является необходимым условием успешного изучения процессов, происходящих в цилиндрах реальных двигателей.

Замкнутые теоретические (термодинамические) циклы в отличие от действительных процессов, происходящих в цилиндрах двигателей, осуществляются в воображаемой тепловой машине и характеризуются следующими допущениями:

- 1) преобразование теплоты в механическую работу осуществляется в замкнутом объеме одним и тем же несменяемым рабочим телом;
- 2) состав и теплоемкость рабочего тела постоянны на всем протяжении цикла;
- 3) теплота подводится от постороннего (фиктивного) источника при постоянном объеме, при постоянном давлении или смешано (и при постоянном объеме, и при постоянном давлении);
- 4) процессы сжатия и расширения протекают по адиабатам (без теплообмена с окружающей средой) с постоянными показателями;
- 5) отсутствуют потери теплоты на трение, излучение и др., кроме отвода теплоты холодному источнику.

Замкнутые теоретические циклы в  $pV$ - и  $TV$ -координатах приведены на рис. 2.1.

Анализ теоретических циклов ДВС позволяет выявить и оценить основные факторы, влияющие на экономичность двигателя, сравнить различные теоретические циклы с точки зрения их экономичности и работоспособности при одинаковых условиях, оценить совершенство действительных процессов, происходящих в двигателе.

#### 2.1.2. Особенности разомкнутых теоретических циклов

Замкнутые теоретические циклы дают наглядное представление о протекании процессов в реальных двигателях и о характере изменения их основных показателей ( $\eta$ , и  $p_c$ ) в зависимости от различных термодинамических факторов, но количественные показатели замкнутых теоретических циклов далеки от реальных.

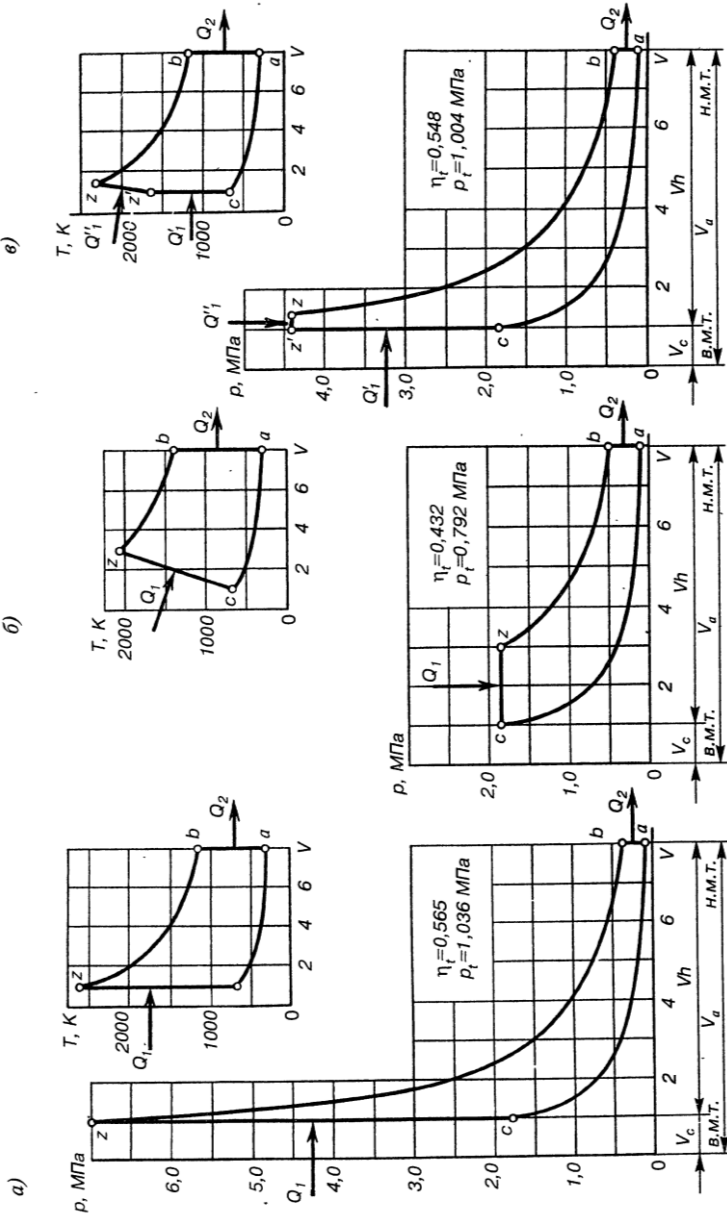


Рис. 2.1. Изображение в  $pV$ - и  $TV$ -диаграммах замкнутых теоретических циклов:

*a* – с подводом теплоты при постоянном объеме ( $V=\text{const}$ ); *b* – с подводом теплоты при постоянном давлении ( $p=\text{const}$ );

*в* – со смешанным подводом теплоты при постоянном объеме и постоянном давлении ( $V=\text{const}$ ;  $p=\text{const}$ )

В них не учитываются основные процессы, протекающие в реальных двигателях: процесс газообмена (впуска и выпуска рабочего тела); процесс сгорания топлива; дополнительные тепловые потери из-за непрерывного теплообмена между рабочим телом и окружающей средой через стенки цилиндра, головку блока, днище поршня, а также из-за утечек рабочего тела через неплотности между цилиндром и поршнем и из-за преодоления механических и гидравлических сопротивлений.

Разомкнутые теоретические циклы дополнительно учитывают:

1) процессы впуска и выпуска, но при полном отсутствии сопротивлений и без изменения температуры и давления рабочего тела, а также без учета затрат энергии на газообмен;

2) изменение качества рабочего тела на протяжении одного цикла (учитывают изменения состава рабочего тела и зависимость его теплоемкости от температуры);

3) зависимость показателей адиабат сжатия и расширения от средней теплоемкости, но без учета теплопередачи, т.е. тепловых потерь в процессах сжатия и расширения;

4) процесс сгорания топлива, т.е. подвод теплоты, который зависит от теплоты сгорания рабочей смеси и учитывает изменение количества рабочего тела при сгорании (учет коэффициента молекулярного изменения);

5) потери теплоты, связанные с подогревом остаточных газов и избыточного воздуха или с химической неполнотой сгорания топлива при недостатке воздуха.

Разомкнутые циклы точнее отражают процессы, происходящие в реальных двигателях, а количественные показатели параметров этих циклов могут служить оценочными для соответствующих параметров действительных процессов. Но количественный анализ разомкнутых циклов намного сложнее анализа замкнутых, т.к. термодинамические соотношения в них значительно усложнены, и может быть осуществлен с применением ЭВМ.

## 2.2. Практикум

### 2.2.1. Основные показатели замкнутых теоретических циклов

Основными показателями, характеризующими теоретический цикл, являются теплоиспользование и работоспособность.

*Теплоиспользование* определяется термическим КПД. *Термический КПД* – отношение количества теплоты, превращенной в полезную механическую работу, к общему количеству теплоты, подведенной к рабочему телу

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}, \quad (2.1)$$

где  $Q_1$  – количество теплоты, подведенное к рабочему телу от постороннего источника;  $Q_2$  – количество теплоты, отведенное от рабочего тела холодному источнику.

*Работоспособность* определяется удельной работой цикла. *Удельная работа цикла* – отношение количества теплоты, превращенной в механическую работу, к рабочему объему, Дж/м<sup>3</sup>

$$p_t = \frac{Q_1 - Q_2}{V_a - V_c} = \frac{L_{ц}}{V_a - V_c}, \quad (2.2)$$

где  $V_a$  – максимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце процесса расширения, м<sup>3</sup>;  $V_c$  – минимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце процесса сжатия, м<sup>3</sup>;  $L_{ц} = Q_1 - Q_2$  – работа цикла, Дж.

Как было указано выше, в зависимости от характера подвода теплоты к рабочему телу различают три замкнутых теоретических цикла ДВС: цикл с подводом теплоты при постоянном объеме, цикл с подводом теплоты при постоянном давлении, цикл со смешанным подводом теплоты (часть теплоты подводится к рабочему телу при постоянном объеме, а другая – при постоянном давлении).

Изображение замкнутого теоретического цикла с подводом теплоты при постоянном объеме (цикла Н. Отто) в  $pV$ - и  $TV$ -диаграммах приведено на рис. 2.1, а.

Для этого цикла термический КПД и удельная работа (среднее давление цикла) соответственно определяются по формулам

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}; \quad (2.3)$$

$$p_t = p_a \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \frac{\lambda - 1}{k - 1} \eta_t, \quad (2.4)$$

где  $\varepsilon$  – степень сжатия;  $k$  – показатель адиабат сжатия и расширения;  $p_a$  – начальное давление;  $\lambda$  – степень повышения давления.

Термический КПД с увеличением степени сжатия и показателя адиабаты возрастает, однако, при  $\varepsilon > 12 \dots 13$ , он растет менее интенсивно. Показатель адиабаты зависит от природы рабочего тела: для двухатомных газов (воздух)  $k = 1,4$ ; для смеси двух- и трехатомных газов (продукты сгорания)  $k = 1,3$ ; для смеси воздуха и продуктов сгорания  $k = 1,35$ . В расчетах теоретических циклов начальное давление принимается равным атмосферному  $p_a = 0,1$  МПа. Степень повышения давления в первую очередь зависит от количества подведенной к циклу теплоты  $Q_1$

$$\lambda = \frac{Q_1(k-1)}{RT_a \varepsilon^{k-1}} + 1, \quad (2.5)$$

где  $R = 8314$  Дж/(кмоль·град) – универсальная газовая постоянная;  $T_a$  – начальная температура цикла, К.

Изображение замкнутого теоретического цикла с подводом теплоты при постоянном давлении (цикла Р. Дизеля) в  $pV$ - и  $TV$ -диаграммах приведено на рис. 2.1, б.

Термический КПД и среднее давление этого цикла определяются по формулам

$$\eta_r = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}; \quad (2.6)$$

$$p_i = p_a \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \frac{k(\rho - 1)}{k - 1} \eta_r, \quad (2.7)$$

где  $\rho$  – степень предварительного расширения.

Термический КПД цикла растет с увеличением степени сжатия и показателя адиабаты. Термический КПД цикла с подводом теплоты при постоянном давлении всегда (при одинаковых значениях  $\varepsilon$ ) будет меньше термического КПД цикла с подводом теплоты при постоянном объеме, т.к. второй множитель в формуле 2.6 всегда больше 1.

Кроме того, термический КПД цикла зависит от степени предварительного расширения, т.е. от нагрузки

$$\rho = \frac{Q_1(k-1)}{RT_a \varepsilon^{k-1} k} + 1. \quad (2.8)$$

С увеличением количества подведенной теплоты, т.е. с увеличением  $\rho$ , термический КПД падает, т.к. при увеличении степени предварительного расширения возрастет количество теплоты, отведенной холодному источнику, а, следовательно, уменьшится количество теплоты, превращенной в полезную механическую работу. Термический КПД максимален при минимальном количестве подведенной теплоты (холостой ход).

Среднее давление цикла при увеличении степени сжатия, показателя адиабаты и количества подводимой теплоты растет.

Использование цикла с подводом теплоты при постоянном давлении в качестве прототипа рабочих процессов в реальных двигателях целесообразно только при больших значениях степени сжатия ( $\varepsilon > 10$ ), при работе с неполной нагрузкой (уменьшение  $\rho$ ) и при значительно обедненной смеси (приближение  $k$  к значению  $k$  воздушного цикла).

В цикле со смешанным подводом теплоты (цикле Г. Тринклера) подвод теплоты осуществляется как при постоянном объеме ( $V = \text{const}$ ), так и при постоянном давлении ( $p = \text{const}$ )

$$Q_1 = Q'_1 + Q''_1 = \frac{R}{k-1} T_a \varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)], \quad (2.9)$$



где  $Q_1' = \frac{R}{k-1} T_a \varepsilon^{k-1} (\lambda - 1)$  – теплота, подведенная при постоянном объеме;

$Q_1'' = \frac{R}{k-1} T_a \varepsilon^{k-1} k \lambda (\rho - 1)$  – теплота, подведенная при постоянном давлении.

Изображение этого цикла в  $pV$ - и  $TV$ -диаграммах приведено на рис. 2.1, в. Термический КПД и среднее давление цикла со смешанным подводом теплоты определяются по формулам

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1)}; \quad (2.10)$$

$$p_t = p_a \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \frac{\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1)}{k - 1} \eta_t. \quad (2.11)$$

При одинаковых начальных условиях и одинаковом количестве подведенной теплоты значения термического КПД и среднего давления цикла со смешанным подводом теплоты находятся между значениями этих показателей цикла с подводом теплоты при постоянном объеме и цикла с подводом теплоты при постоянном давлении. Вообще циклы с подводом теплоты при постоянном объеме и с подводом теплоты при постоянном давлении являются предельными случаями смешанного цикла. То есть, когда  $Q_1 = Q_1'$ , а  $Q_1'' = 0$  будет иметь место цикл с подводом теплоты при постоянном объеме, а при  $Q_1 = Q_1''$  и  $Q_1' = 0$  – цикл с подводом теплоты при постоянном давлении. При осуществлении этих предельных циклов получаются максимальные и минимальные значения термического КПД и среднего давления цикла, а также максимальных температур и давлений цикла.

Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме ( $V = \text{const}$ ) используется в качестве прототипа для организации рабочего цикла двигателей с искровым зажиганием; цикл со смешанным подводом теплоты – быстроходных дизелей без наддува; цикл с подводом теплоты при постоянном давлении ( $p = \text{const}$ ) в качестве прототипа действительных циклов не используется.

КПД цикла со смешанным подводом теплоты может превышать КПД двигателей с искровым зажиганием за счет возможного использования более высоких значений степени сжатия.

*Пример № 2.1.* В замкнутом теоретическом цикле со смешанным подводом теплоты (цикл Г. Тринклера) при постоянном объеме к рабочему телу в цилиндре подведено 500 Дж теплоты, а при постоянном давлении – 250 Дж теплоты. При этом известно, что холодному источнику отведено 450 Дж теплоты. Определите термический КПД и удельную работу цикла, если максимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце

процесса расширения составляет 0,35 л, а минимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце процесса сжатия, составляет 0,05 л.

Решение

1. Определяется суммарное количество теплоты, подведенной в цилиндр,

$$Q_1 = Q_1' + Q_1'' = 500 + 250 = 750 \text{ Дж.}$$

2. Термический КПД теоретического цикла ДВС в общем случае определяется по формуле (2.1)

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{750 - 450}{750} = 0,4 .$$

3. Удельная работа замкнутого теоретического цикла двигателя внутреннего сгорания в общем случае определяется по формуле (2.2)

$$p_t = \frac{Q_1 - Q_2}{V_a - V_c} = \frac{750 - 450}{0,35 - 0,05} = 1000 \text{ Дж/л} = 1 \text{ МПа.}$$

Ответ:  $\eta_t = 0,4$ ;  $p_t = 1000$  кДж/л.

Пример № 2.2. Произведите сравнение основных показателей циклов с подводом теплоты при постоянном объеме (цикла Н. Отто), с подводом теплоты при постоянном давлении (цикла Р. Дизеля) и со смешанным подводом теплоты (цикла Г. Тринклера) в цилиндре двигателя, если к рабочему телу, обладающему свойствами продуктов сгорания ( $k = 1,3$ ), подводится 60 МДж/кмоль теплоты (в цикле со смешанным подводом теплоты при постоянном объеме подводится  $Q_1' = 40$  МДж/кмоль, а при постоянном давлении –  $Q_1'' = 20$  МДж/кмоль). Начальные параметры цикла принять равными: температура 127 °С, давление 0,1 МПа. В указанном цилиндре рабочее тело в конце процесса сжатия занимает объем 0,04 л, а в конце процесса расширения – 0,56 л.

Решение

1. По формуле (1.6) определяется геометрическая степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{0,56}{0,04} = 14 .$$

2. Определяются основные показатели цикла с подводом теплоты при постоянном объеме.

2.1. По формуле (2.5) определяется степень повышения давления

$$\lambda = \frac{Q_1(k-1)}{RT_a \varepsilon^{k-1}} + 1 = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot (1,3-1)}{8314 \cdot 400 \cdot 14^{1,3-1}} + 1 = 3,45 .$$

2.2. Термический КПД цикла определяется по формуле (2.3)

$$\eta_t^{V=const} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{14^{1,3-1}} = 0,547 .$$

2.3. Среднее давление цикла определяется по формуле (2.4)

$$p_t^{V=const} = p_a \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \frac{\lambda - 1}{k - 1} \eta_t = 0,1 \cdot \frac{14^{1,3}}{14 - 1} \cdot \frac{3,45 - 1}{1,3 - 1} \cdot 0,547 = 1,062 \text{ МПа.}$$

3. Определяются основные показатели цикла с подводом теплоты при постоянном давлении.

3.1. По формуле (2.8) определяется степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{Q_1(k-1)}{RT_a \varepsilon^{k-1} k} + 1 = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot (1,3 - 1)}{8314 \cdot 400 \cdot 14^{1,3-1} \cdot 1,3} + 1 = 2,886.$$

3.2. Термический КПД цикла определяется по формуле (2.6)

$$\eta_t^{p=const} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)} = 1 - \frac{1}{14^{1,3-1}} \cdot \frac{2,886^{1,3} - 1}{1,3 \cdot (2,886 - 1)} = 0,452.$$

3.3. Среднее давление цикла определяется по формуле (2.7)

$$p_t^{p=const} = p_a \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \frac{k(\rho - 1)}{k - 1} \eta_t = 0,1 \frac{14^{1,3}}{14 - 1} \cdot \frac{1,3(2,886 - 1)}{1,3 - 1} \cdot 0,452 = 0,878 \text{ МПа.}$$

4. Определяются основные показатели цикла со смешанным подводом теплоты.

4.1. Исходя из того, что количество теплоты, подведенной при постоянном объеме, равно

$$Q_1' = \frac{R}{k-1} T_a \varepsilon^{k-1} (\lambda - 1),$$

можно выразить степень повышения давления

$$\lambda = \frac{Q_1'(k-1)}{RT_a \varepsilon^{k-1}} + 1 = \frac{40 \cdot 10^6 \cdot (1,3 - 1)}{8314 \cdot 400 \cdot 14^{1,3-1}} + 1 = 2,63.$$

4.2. Исходя из того, что количество теплоты, подведенной при постоянном давлении, равно

$$Q_1'' = \frac{R}{k-1} T_a \varepsilon^{k-1} k \lambda (\rho - 1),$$

можно выразить степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{Q_1''(k-1)}{RT_a \varepsilon^{k-1} k \lambda} + 1 = \frac{20 \cdot 10^6 \cdot (1,3 - 1)}{8314 \cdot 400 \cdot 14^{1,3-1} \cdot 1,3 \cdot 2,63} + 1 = 1,239.$$

4.3. Термический КПД цикла определяется по формуле (2.10)

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1)} = 1 - \frac{1}{14^{1,3-1}} \frac{2,63 \cdot 1,239^{1,3} - 1}{2,63 - 1 + 1,3 \cdot 2,63(1,239 - 1)} = 0,542.$$

4.4. Среднее давление цикла определяется по формуле (2.11)

$$p_t = p_a \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \frac{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}{k - 1} \eta_t = 0,1 \cdot \frac{14^{1,3}}{14 - 1} \times \\ \times \frac{2,63 - 1 + 1,3 \cdot 2,63 \cdot (1,239 - 1)}{1,3 - 1} \cdot 0,542 = 1,051 \text{ МПа.}$$

*Ответ:*  $\eta_t^{V=const} = 0,547$ ;  $\eta_t^{p=const} = 0,452$ ;  $\eta_t = 0,542$ ;

$p_t^{V=const} = 1,062 \text{ МПа}$ ;  $p_t^{p=const} = 0,878 \text{ МПа}$ ;  $p_t = 1,051 \text{ МПа}$ .

### Вопросы для самопроверки

1. Какие условия характерны для замкнутых теоретических циклов ДВС?
2. Какой показатель замкнутого теоретического цикла ДВС характеризует и как определяется термический КПД цикла?
3. Какой показатель замкнутого теоретического цикла ДВС характеризует и как определяется удельная работа цикла?
4. С какой целью производится анализ замкнутых теоретических циклов?
5. Дайте характеристику цикла Н. Отто.
6. Дайте характеристику цикла Р. Дизеля.
7. Дайте характеристику цикла Г. Тринклера.
8. Термический КПД и среднее давление каких замкнутых теоретических циклов ДВС при одинаковых начальных условиях и одинаковом количестве подведенной теплоты будут иметь максимальное и минимальное значения?
9. В качестве прототипов для организации действительных циклов двигателей каких типов используются замкнутые теоретические циклы?
10. Может ли КПД цикла со смешанным подводом теплоты превышать КПД цикла с подводом теплоты при постоянном объеме и, если да, то за счет чего?
11. Может ли КПД цикла со смешанным подводом теплоты превышать КПД цикла с подводом теплоты при постоянном давлении и, если да, то за счет чего?
12. Протекание каких процессов и какие условия дополнительно по сравнению с замкнутыми теоретическими циклами учитывают разомкнутые теоретические циклы?
13. Могут ли количественные показатели разомкнутых теоретических циклов служить оценочными для соответствующих параметров действительных процессов?

## Глава 3. ТОПЛИВО, РАБОЧИЕ ТЕЛА И ИХ СВОЙСТВА

### 3.1. Теоретические сведения

#### 3.1.1. Рабочие тела в двигателях внутреннего сгорания

В качестве рабочих тел в двигателях внутреннего сгорания используются топливо и продукты его сгорания, воздух, масло, охлаждающая жидкость.

Химическая энергия *топлива* в процессе горения преобразуется в теплоту, которая при осуществлении рабочего цикла двигателя затрачивается на производство механической работы.

*Воздух* включает в свой состав кислород, который является окислителем при горении топлива. Важным показателем воздуха, направляемого в цилиндры двигателя, является степень его очистки от механических примесей. Величина этого показателя во многом влияет на износ поршневой группы и цилиндра. Кроме того, воздух используется в качестве холодного теплоносителя в системе охлаждения. Также важными показателями при использовании воздуха, как в качестве окислителя, так и в качестве холодного теплоносителя являются его температура и давление.

*Масло* используется в системе смазки двигателя для снижения механических потерь, уменьшения износа, а также для охлаждения элементов ДВС. Кроме того, масло используется в качестве рабочего тела в гидромуфтах привода вентиляторов, гидравлических толкателях, гидрокомпенсаторах, сервомоторах систем регулирования, гидравлических устройствах изменения фаз газораспределения.

*Охлаждающая жидкость* применяется в системе охлаждения в качестве теплоносителя для отвода теплоты от нагретых элементов двигателя. В качестве охлаждающей жидкости используются антифризы (тосолы), представляющие собой смесь воды с веществами, задающими определенные эксплуатационные свойства смеси, обеспечивающие работу двигателя в условиях низких температур.

В рабочем цикле двигателя в качестве рабочего тела изначально используются топливо, в котором происходят физико-химические изменения и превращения, и воздух. В цилиндр поступает *свежий заряд*, который в дизеле представляет собой воздух, а в двигателе с искровым зажиганием – топливовоздушную смесь. В цилиндре свежий заряд смешивается с оставшимися в камере сгорания остаточными газами, образуя *рабочую смесь*. В процессе сгорания рабочая смесь превращается в продукты сгорания и далее в *отработавшие газы*.

### 3.1.2. Состав и свойства топлив для поршневых двигателей внутреннего сгорания

Топливами для поршневых двигателей внутреннего сгорания являются бензины, дизельные топлива, сжатые и сжиженные газы. Перспективными видами топлив являются синтетические (получаемые переработкой угля, сланцев), газоконденсатные топлива, спирты, эфиры, водород. Бензины и дизельные топлива получают путем переработки нефти. Они представляют собой смеси насыщенных парафиновых углеводородов ( $C_nH_{2n+2}$ ), нафтенов ( $C_nH_{2n}$ ), ароматических углеводородов ( $C_nH_{2n-6}$ ,  $C_nH_{2n-12}$ ).

Для обеспечения высоких мощностных и экономических показателей и минимального образования токсичных продуктов в отходящих газах топлива должны:

- обладать высокой теплотой сгорания;
- иметь свойства, обеспечивающие надежную подачу топлива и высококачественное смесеобразование на всех режимах работы и в широком диапазоне внешних условий (плотность, вязкость, сжимаемость, прокачиваемость при низких температурах и др.);
- обладать высокими экологическими качествами;
- обеспечивать надежный пуск и полноту сгорания;
- иметь минимальную склонность к образованию нагара и коррозионно-агрессивных продуктов сгорания;
- сохранять свои свойства при хранении и транспортировке;
- не содержать механических примесей и воды;
- обладать возможно меньшей пожарной и токсикологической опасностью;
- быть недорогими, обеспечивать возможность массового производства.

Свойства топлив можно разделить на *физико-химические*, характеризующие состояние и состав топлива (плотность, вязкость, поверхностное натяжение, химический и фракционный состав и т.д.), и *эксплуатационные*, обеспечивающие надежность работы и необходимые энергетические, экономические и экологические показатели двигателей (испаряемость, пусковые, антидетонационные и низкотемпературные свойства, воспламеняемость и др.).

**Бензины** предназначены для двигателей внутреннего сгорания с принудительным воспламенением от искры. Государственными стандартами Российской Федерации регламентируется выпуск следующих марок бензинов:

- в соответствии с ГОСТ 2084-77 – А-72, А-76, АИ-91, АИ-93, АИ-95 (бензины марок А-72 и А-76 в настоящее время не выпускаются);
- в соответствии с ГОСТ Р 51105-97 – Нормаль-80, Регуляр-91, Регуляр-92, Премиум-95, Супер-98;

– в соответствии с ГОСТ Р 51866-2002 – Премиум Евро-95, Супер Евро-98;

– в соответствии с ТУ 38.001165-97 – А-92; А-96 (являются экспортными).

ГОСТ 2084-77 предусматривал выпуск как этилированных, так и неэтилированных бензинов (этилированный – только А-76, в настоящее время не выпускающийся, остальные марки – только неэтилированный бензин), ГОСТ Р 51105-97 – только неэтилированных, но при этом не отменяет ГОСТ 2084-77. По ГОСТ 2084-77 бензины подразделяются на:

– летние – предназначены для применения во всех районах страны, кроме северных и северо-восточных, в период с 1 апреля по 1 октября, а в южных районах допускается применение в течение всего года;

– зимние – предназначены для применения в течение всего года в северных и северо-восточных районах страны, в остальных районах – с 1 октября по 1 апреля.

В соответствии ГОСТ Р 51105-97 для бензинов введено пять классов испаряемости для применения в различных климатических районах. Бензины, выпускаемые по ТУ 38.001165-97 являются всесезонными.

Основная характеристика бензинов – октановое число (ОЧ). *Октановое число* характеризует способность топлива противостоять детонации – самовоспламенению бензовоздушной смеси при сжатии, сопровождающемуся возникновением ударных волн. Октановое число численно равно процентному содержанию (по объему) изооктана ( $ОЧ=100$ ) в смеси с н-гептаном ( $ОЧ=0$ ), которая эквивалентна по детонационным свойствам бензину при испытаниях на специальном одноцилиндровом двигателе. Повышение октанового числа соответствует большей детонационной стойкости топлива. Октановое число может определяться моторным (ОЧМ) или исследовательским (ОЧИ) методом. Первое в большей степени характеризует детонационную стойкость топлива при работе двигателя в условиях повышенного теплового режима, а второе больше характеризует бензин при работе на частичных нагрузках ( $ОЧМ < ОЧИ$ ). В маркировке бензина для А-76 указывается ОЧМ, а для остальных – ОЧИ.

Наибольшей детонационной стойкостью обладают ароматические углеводороды, наименьшей – парафиновые углеводороды нормального строения.

Для повышения октанового числа в топливо добавляют антидетонационные присадки: металлокарбонаты, алкилгалогениды, низкокипящие высокооктановые углеводороды, кислородсодержащие вещества, например, метиловый спирт. Использование для повышения октанового числа соединений на основе свинца (этиловой жидкости) в настоящее время в Российской Федерации запрещено.

**Дизельное топливо** включает следующие группы углеводородов, % об.: нормальные парафиновые – 5...30; изопарафиновые – 18...46; нафтеновые – 23...60; ароматические – 14...35.

По ГОСТ 305-82 вырабатывается дизельное топливо марок:

- Л (летнее) – для эксплуатации при температуре окружающего воздуха 0 °С и выше;
- З (зимнее) – для эксплуатации при температуре до –20 °С если температура застывания  $t_{заст} < -35$  °С, а температура помутнения  $t_{п} < -25$  °С и при температуре до –30 °С если  $t_{заст} < -45$  °С,  $t_{п} < -35$  °С (при температуре помутнения из топлива начинают выпадать твердые углеводороды);
- А (арктическое) – для эксплуатации при температуре до – 50 °С.

Техническими условиями ТУ 38.1011348-90 предусмотрена выработка экологически чистого дизельного топлива ДЛЭч-В; ДЛЭч; ДЗЭч с меньшим содержанием серы и ароматических углеводородов.

Основной показатель дизельного топлива – *цетановое число* (ЦЧ), определяющее способность топлива к самовоспламенению, т.е. чем выше цетановое число топлива, тем легче оно воспламеняется. Цетановое число топлива равно содержанию (% об.) цетана  $C_{16}H_{34}$  (ЦЧ=100) в смеси с  $\alpha$ -метилнафталином  $C_{11}H_{10}$  (ЦЧ=0), имеющей такой же период задержки воспламенения. Оптимальные значения цетанового числа дизелей от 40 до 50. Европейскими стандартами установлен нижний предел ЦЧ=48.

Повышение цетанового числа достигается добавкой в топливо специальных присадок (нитраты, перекиси), понижение – увеличением доли ароматических углеводородов.

**Синтетические топлива** – жидкие (синтетические бензины и дизельные топлива) или газообразные (метанол, этанол и др.) – получают переработкой каменного угля. Они применяются, в основном, в виде добавок к углеводородным топливам. Недостатками этих топлив являются малая теплота сгорания (по сравнению с продуктами переработки нефти), повышенное содержание серы и соединений азота, пониженное содержание водорода и т.д.

В ДВС также применяют **газообразные топлива**, преимуществами которых являются экологическая чистота, ввиду отсутствия оксидов металлов, свинца, ароматических углеводородов, низкого содержания серы, и более высокие значения октанового числа, что позволяет повысить КПД двигателя за счет увеличения степени сжатия при бездетонационной работе. Газообразные топлива транспортируются в баллонах в сжатом или сжиженном состоянии и подаются непосредственно в цилиндры двигателя через подогреватель (или испаритель), редуктор и смеситель.

### 3.1.3. Детонационное сгорание

Часть рабочей смеси, до которой фронт пламени доходит в последнюю очередь, в результате увеличения давления от сгорания нагревается до температуры, превышающей температуру самовоспламенения. При нормальном сгорании из-за местного недостатка кислорода и недостаточ-



ного времени самовоспламенение этой части смеси не происходит. Если период задержки самовоспламенения по сравнению со временем распространения пламени окажется настолько коротким, что в последней порции заряда возникнут очаги воспламенения из-за увеличения давления, то воспламенение может приобрести взрывной характер. Ударные волны со стороны таких очагов вызывают самовоспламенение хорошо подготовленной смеси. Сгорание в цилиндре двигателя с искровым зажиганием последних порций заряда после его объемного самовоспламенения, сопровождающееся возникновением ударных волн, называют **детонационным**.

Внешним проявлением детонации является звонкий металлический стук, возникающий при отражении ударных волн от стенок камеры сгорания. На индикаторных диаграммах на возникновение детонации указывает колебание давления. При сильной детонации падает мощность двигателя, растет расход топлива, в отработавших газах появляется черный дым. Детонационное сгорание приводит к износу деталей кривошипно-шатунного механизма.

Вероятность возникновения детонации уменьшается с повышением октанового числа топлива, частоты вращения коленчатого вала, а также при уменьшении нагрузки и угла опережения зажигания. Также уменьшению вероятности детонации способствуют конструктивные мероприятия: снижение степени сжатия, уменьшение диаметра цилиндра, усиление турбулизации заряда, улучшение охлаждения последних порций заряда, уменьшение пути, проходимого фронтом пламени от свечи до наиболее удаленных частей камеры сгорания (например, при зажигании от двух свечей).

### **3.1.4. Калильное зажигание**

Калильное зажигание – самовоспламенение, происходящее во время сжатия (до появления искры) из-за разогрева топливоздушная смеси от горячей поверхности центрального электрода свечи зажигания, головки выпускного клапана, тлеющих частиц нагара. Смесь затем сгорает с нормальной скоростью, но момент воспламенения будет наступать все раньше и раньше. В этом случае уменьшается мощность двигателя и имеет место его перегрев. Для устранения этого процесса в двигателях с впрыскиванием бензина можно выключить зажигание, так как при этом выключится и подача топлива, а в карбюраторных двигателях необходимо быстро закрыть дроссельную заслонку, иначе возможен выход двигателя из строя в течение нескольких секунд из-за прогара поршня.

### 3.2. Практикум

#### 3.2.1. Определение основных характеристик топлив для двигателей внутреннего сгорания

Горение топлива – экзотермическая (протекающая с выделением теплоты) реакция. Количество теплоты, выделяющееся при полном сгорании 1 кг жидкого или 1 м<sup>3</sup> газообразного топлива, называется *теплотой сгорания*. Различают высшую и низшую теплоту сгорания. Высшая учитывает теплоту конденсации водяного пара и используется, если происходит охлаждение продуктов горения ниже температуры точки росы, т.е. когда имеет место конденсация водяных паров из газов. В поршневых двигателях не происходит охлаждения продуктов сгорания до температуры точки росы, поэтому при расчетах этих двигателей используют низшую теплоту сгорания, которая не учитывает теплоту конденсации водяного пара.

Низшая теплота сгорания может быть приближенно определена по формулам:

– для жидкого топлива, МДж/кг

$$H_u = 33,91C + 125,60H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W), \quad (3.1)$$

– для газообразного топлива, МДж/м<sup>3</sup>

$$H_u = 12,8CO + 10,8H_2 + 35,88CH_4 + 56,05C_2H_2 + 59,06C_2H_4 + 64,36C_2H_6 + 86,00C_3H_6 + 93,18C_3H_8 + 113,51C_4H_8 + 123,15C_4H_{10} + 156,63C_5H_{12} + 140,38C_6H_6 + 23,37H_2S, \quad (3.2)$$

где  $W$  – влага, содержащаяся в 1 кг топлива, кг/кг; компоненты топлива подставляются в массовых (для жидкого) или объемных (для газообразного) долях, кг/кг (м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>); цифры – теплота сгорания компонентов топлива.

Средний состав жидких моторных топлив приведен в табл. 3.1.

Таблица 3.1

**Состав жидких автомобильных топлив**

Компонент топлива	Обозначение	Содержание в топливе, %	
		бензин	дизельное топливо
Углерод	C	85,5	87,0
Водород	H	14,5	12,6
Кислород	O	–	0,4
Сера	S	–	–
Влага	W	–	–

Как уже было указано, октановое число моторного топлива, характеризующее его способность противостоять детонации, может быть опре-

делено моторным (ОЧМ) или исследовательским (ОЧИ) методом. Разницу между ОЧИ и ОЧМ, составляющую, как правило, 8...12 единиц, называют чувствительностью бензина

$$\text{ОЧИ} - \text{ОЧМ} = 8 \dots 12.$$

Требования к детонационной стойкости бензинов зависят от конструктивных параметров двигателя: степени сжатия  $\varepsilon$  и диаметра цилиндра  $D$  (эмпирическая формула)

$$\text{ОЧИ} = 125,4 - \frac{413}{\varepsilon} + 0,183D. \quad (3.3)$$

Пример № 3.1. Определите низшую теплоту сгорания дизельного топлива, состав которого следующий: углерод  $C = 87,0 \%$ ; водород  $H = 12,6 \%$ ; кислород  $O = 0,4 \%$ .

Решение

1. Низшая теплота сгорания жидкого топлива определяется по формуле (3.1)

$$H_u = 33,91C + 125,60H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W) = 33,91 \cdot 0,87 + 125,6 \cdot 0,126 - 10,89 \cdot (0,004 - 0) - 2,51 \cdot (9 \cdot 0,126 + 0) = 42,44 \text{ МДж/кг.}$$

Ответ: 42,44 МДж/кг.

Пример № 3.2. Степень сжатия в цилиндре двигателя внутреннего сгорания равна 8, а диаметр цилиндра – 75 мм. Вычислите минимальное значение октанового числа (ОЧМ) бензина, который может использоваться в указанном двигателе, если чувствительность бензина составляет 10 единиц.

Решение

1. По эмпирической формуле (3.3) определяется минимальное значение октанового числа (ОЧИ) бензина, который может использоваться в цилиндре с заданными конструктивными характеристиками без детонации,

$$\text{ОЧИ} = 125,4 - \frac{413}{\varepsilon} + 0,183D = 125,4 - \frac{413}{8} + 0,183 \cdot 75 = 87,5.$$

2. При чувствительности бензина, равной 10 единиц, его октановое число (ОЧМ) составит

$$\text{ОЧМ} = \text{ОЧИ} - 10 = 87,5 - 10 = 77,5.$$

Ответ: 77,5.

Пример № 3.3. Литраж четырехцилиндрового двигателя внутреннего сгорания составляет 1,4 л, а объем камеры сгорания в каждом из цилиндров двигателя – 0,05 л. Определите, может ли быть использован в

этом двигателе бензин марки АИ-92 без угрозы возникновения детонации, если ход поршня в указанном двигателе 79,6 мм. Ответ обоснуйте.

Решение

1. Рабочий объем одного цилиндра двигателя при известном литраже может быть определен с использованием формулы (1.4)

$$V_h = \frac{V_d}{i} = \frac{1,4}{4} = 0,35 \text{ л.}$$

2. По формуле (1.6) с учетом формулы (1.5) можно определить геометрическую степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = \frac{0,35 + 0,05}{0,05} = 8.$$

3. Воспользовавшись формулой (1.3), можно определить диаметр цилиндра

$$V_h = \pi \frac{D^2}{4} s \Rightarrow D = \sqrt{\frac{4V_h}{\pi s}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,35 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,0796}} \approx 0,0748 \text{ м} = 74,8 \text{ мм.}$$

4. По эмпирической формуле (3.3) определяется минимальное значение октанового числа (ОЧИ) бензина, который может использоваться в цилиндре с заданными конструктивными характеристиками без угрозы возникновения детонации,

$$\text{ОЧИ} = 125,4 - \frac{413}{\varepsilon} + 0,183D = 125,4 - \frac{413}{8} + 0,183 \cdot 74,8 = 87,5.$$

Таким образом, бензин марки АИ-92 (ОЧИ = 92) может быть использован в рассматриваемом двигателе без угрозы возникновения детонации.

*Ответ:* может.

### 3.2.2. Определение количества воздуха, подаваемого на горение

Необходимым условием для протекания реакции горения является смешение топлива с окислителем – кислородом, содержащимся в воздухе. Теоретически необходимое, т.е. стехиометрически (минимально) необходимое для полного сгорания 1 кг жидкого топлива, количество воздуха может быть определено по одной из формул:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \text{ кмоль возд./кг топл.}; \quad (3.4)$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} C + 8H - O \right), \text{ кг возд./кг топл.} \quad (3.5)$$

При использовании в двигателе газообразного топлива количество воздуха, теоретически необходимое для полного окисления  $1 \text{ м}^3$  газа, определяется по формуле, кмоль возд./кмоль топл. ( $\text{м}^3 \text{ возд./м}^3 \text{ топл.}$ )

$$L'_0 = \frac{1}{0,208} \sum \left( n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_n H_m O_r. \quad (3.6)$$

В камере сгорания теплового двигателя весьма затруднительно достичь настолько идеального перемешивания топлива с воздухом, чтобы к каждой частице топлива было подведено стехиометрическое количество окислителя. Поэтому при подводе к топливу теоретически необходимого количества воздуха практически всегда будет иметь место неполное сгорание топлива.

Одним из самых распространенных способов предотвращения так называемой химической неполноты сгорания является подача в реакционную камеру количества воздуха, несколько превышающего теоретически необходимое его количество. Показатель, численно равный отношению действительного количества воздуха, подаваемого на горение единицы массы жидкого топлива или единицы объема газообразного топлива, к теоретически необходимому количеству воздуха для сгорания топлива, получил название *коэффициент расхода* (в частных случаях – избытка) воздуха

$$\alpha = \frac{L}{L_0} = \frac{l}{l_0}, \quad (3.7)$$

где  $L$ ,  $l$  – действительное количество воздуха, подаваемое на горение, кмоль возд./кг топл. (кг возд./кг топл.).

Коэффициент расхода воздуха характеризует соотношение топлива и воздуха в свежем заряде: если  $\alpha < 1$ , то смесь называется богатой (топливом), если  $\alpha = 1$ , смесь является стехиометрической, а если  $\alpha > 1$ , то смесь бедная (топливом).

Необходимо отметить, что в случае неполного сгорания топлива в отработавших газах содержатся такие токсичные продукты неполного окисления, как сажа С, угарный газ СО, углеводороды.

С другой стороны, увеличение количества воздуха, подаваемого на горение, вызывает увеличение количества рабочего тела, что при одном и том же значении теплоты сгорания топлива приводит к понижению температуры горения, а также к увеличению потерь теплоты с отработавшими газами. Перечисленные факторы приводят к снижению теплового КПД двигателя. Кроме того, при увеличении количества рабочего тела часто требуется и некоторое увеличение размеров цилиндра, что, в свою очередь, приводит к увеличению габаритов и массы ДВС. Также важным является тот факт, что при избытке окислителя и температуре в камере сгорания, превышающей  $1300 \text{ }^\circ\text{C}$ , интенсифицируется образование термических оксидов азота, весьма вредных для окружающей среды.

Таким образом, при выборе значения коэффициента расхода воздуха необходимо руководствоваться стремлением получить достаточно экономичную работу двигателя при допустимых его экологических показателях.

Многокамерные карбюраторы, устанавливаемые на современных двигателях, обеспечивают получение почти идеального состава смеси. Наилучший баланс между экономичностью работы двигателя и токсичностью продуктов сгорания в карбюраторных двигателях соблюдается при значениях коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  в пределах  $\alpha = 0,95 \dots 0,98$ . Двигатели с впрыском топлива и электронным управлением могут обеспечить еще более экономичный состав смеси с меньшей токсичностью продуктов сгорания. Это позволяет на основных режимах работы использовать стехиометрическую топливоздушную смесь ( $\alpha \approx 1$ ).

Лучшие образцы современных дизелей без наддува с объемным смесеобразованием устойчиво работают на номинальном режиме без существенного перегрева при  $\alpha = 1,4 \dots 1,5$ , а с наддувом при  $\alpha = 1,6 \dots 1,8$ .

Количество горючей смеси для двигателей с воспламенением от искры определяется по формуле, кмоль гор. см./кг топл.

$$M_1 = \alpha L_0 + 1/m_T, \quad (3.8)$$

где  $m_T$  – молекулярная масса паров топлива, кг/кмоль.

Молекулярная масса паров топлива для автомобильных бензинов принимается в пределах  $m_T = 110 \dots 120$  кг/кмоль.

Для двигателей с воспламенением от сжатия определяют количество свежего заряда, кмоль св. зар./кг топл.

$$M_1 = \alpha L_0. \quad (3.9)$$

Пример № 3.4. В качестве топлива для реализации рабочего цикла в двигателе внутреннего сгорания используется бензин следующего состава: углерод С = 85,5 %; водород Н = 14,5 %. Определите коэффициент расхода воздуха, подаваемого на горение бензина, если количество горючей смеси, образующейся в системе питания двигателя, составляет 0,5 кмоль гор. см./кг топл. Молекулярную массу паров бензина принять равной 120 кг/кмоль.

#### Решение

1. Теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг бензина определяется по формуле (3.4)

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left( \frac{С}{12} + \frac{Н}{4} - \frac{О}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left( \frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,5168 \frac{\text{кмоль возд.}}{\text{кг топл.}}$$

2. Из формулы (3.8) с учетом формулы (3.7) можно определить действительное количество воздуха, подаваемого на горение,

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T} = L + \frac{1}{m_T} \Rightarrow L = M_1 - \frac{1}{m_T} = 0,5 - \frac{1}{120} = 0,4917 \frac{\text{кмоль возд.}}{\text{кг топл.}}$$

3. Коэффициент расхода воздуха определяется по формуле (3.7)

$$\alpha = \frac{L}{L_0} = \frac{0,4917}{0,5168} = 0,951.$$

Ответ: 0,951.

### 3.2.3. Определение состава и количества продуктов сгорания

При полном сгорании жидкого топлива ( $\alpha > 1$ ) продукты сгорания состоят из углекислого газа  $\text{CO}_2$ , водяного пара  $\text{H}_2\text{O}$ , избыточного кислорода  $\text{O}_2$  и азота  $\text{N}_2$ . Компонентный состав продуктов горения в этом случае определяется следующим образом:

– количество углекислого газа, кмоль  $\text{CO}_2/\text{кг}$  топл.

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12}; \quad (3.10)$$

– количество водяного пара, кмоль  $\text{H}_2\text{O}/\text{кг}$  топл.

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2}; \quad (3.11)$$

– количество кислорода, кмоль  $\text{O}_2/\text{кг}$  топл.

$$M_{\text{O}_2} = 0,208(\alpha - 1)L_0; \quad (3.12)$$

– количество азота, кмоль  $\text{N}_2/\text{кг}$  топл.

$$M_{\text{N}_2} = 0,792\alpha L_0. \quad (3.13)$$

При неполном сгорании топлива ( $\alpha < 1$ ) продукты сгорания представляют собой смесь угарного газа  $\text{CO}$ , углекислого газа  $\text{CO}_2$ , водяного пара  $\text{H}_2\text{O}$ , свободного водорода  $\text{H}_2$  и азота  $\text{N}_2$ . В таком случае для определения компонентного состава продуктов сгорания используются следующие зависимости:

– количество угарного газа, кмоль  $\text{CO}/\text{кг}$  топл.

$$M_{\text{CO}} = 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0; \quad (3.14)$$

– количество углекислого газа, кмоль  $\text{CO}_2/\text{кг}$  топл.

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0; \quad (3.15)$$

– количество свободного водорода, кмоль  $\text{H}_2/\text{кг}$  топл.

$$M_{\text{H}_2} = 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0; \quad (3.16)$$

– количество водяного пара, кмоль  $\text{H}_2\text{O}/\text{кг}$  топл.

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} - 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0; \quad (3.17)$$

– количество азота, кмоль  $N_2$ /кг топл.

$$M_{N_2} = 0,792\alpha L_0, \quad (3.18)$$

где  $K$  – постоянная величина, зависящая от отношения количества водорода к оксиду углерода в составе продуктов сгорания.

Для бензина значение постоянной  $K$  находится в пределах  $K = 0,45 \dots 0,5$ .

Общее количество продуктов сгорания топлива определяется суммированием количеств компонентов, входящих в их состав:

– при полном сгорании жидкого топлива, кмоль пр.сг./кг топл.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{N_2}; \quad (3.19)$$

– при неполном сгорании жидкого топлива, кмоль пр.сг./кг топл.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{CO}} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{H}_2} + M_{N_2}. \quad (3.20)$$

Пример № 3.5. В качестве топлива для реализации рабочего цикла в двигателе внутреннего сгорания используется бензин следующего состава: углерод  $C = 85,5 \%$ ; водород  $H = 14,5 \%$ . Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания этого топлива  $0,517$  кмоль возд./кг топл. Определите общее количество продуктов сгорания  $1$  кг этого бензина, если действительно на горение подано  $0,504$  кмоль возд./кг топл. Показатель, зависящий от отношения количества водорода к количеству оксида углерода в составе продуктов сгорания, принять равным  $0,45$ .

#### Решение

1. По формуле (3.7) определяется коэффициент расхода воздуха

$$\alpha = \frac{L}{L_0} = \frac{0,504}{0,517} = 0,975.$$

Так как коэффициент расхода воздуха  $\alpha < 1$ , то будет иметь место неполное сгорание топлива.

2. Количество оксида углерода в продуктах сгорания определяется по формуле (3.14)

$$M_{\text{CO}} = 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0 = 2 \cdot \frac{1-0,975}{1+0,45} \cdot 0,208 \cdot 0,517 = 0,0037 \frac{\text{кмоль CO}}{\text{кг топл.}}$$

3. Количество диоксида углерода в продуктах сгорания определяется по формуле (3.15)

$$\begin{aligned} M_{\text{CO}_2} &= \frac{C}{12} - 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0 = \frac{0,855}{12} - 2 \cdot \frac{1-0,975}{1+0,45} \cdot 0,208 \cdot 0,517 = \\ &= 0,0675 \frac{\text{кмоль CO}_2}{\text{кг топл.}} \end{aligned}$$



4. Количество свободного водорода в продуктах сгорания определяется по формуле (3.16)

$$M_{H_2} = 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0 = 2 \cdot 0,45 \cdot \frac{1-0,975}{1+0,45} \cdot 0,208 \cdot 0,517 =$$

$$= 0,0017 \frac{\text{кмоль } H_2}{\text{кг топл.}}$$

5. Количество водяного пара в продуктах сгорания определяется по формуле (3.17)

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0 = \frac{0,145}{2} - 2 \cdot 0,45 \cdot \frac{1-0,975}{1+0,45} \cdot 0,208 \cdot 0,517 =$$

$$= 0,0708 \frac{\text{кмоль } H_2O}{\text{кг топл.}}$$

6. Количество азота в продуктах сгорания определяется по формуле (3.18)

$$M_{N_2} = 0,792\alpha L_0 = 0,792 \cdot 0,975 \cdot 0,517 = 0,3992 \frac{\text{кмоль } N_2}{\text{кг топл.}}$$

7. Общее количество продуктов сгорания при неполном горении жидкого топлива определяется по формуле (3.20)

$$M_2 = M_{CO} + M_{CO_2} + M_{H_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} =$$

$$= 0,0037 + 0,0675 + 0,0017 + 0,0708 + 0,3992 = 0,5429 \frac{\text{кмоль пр. сг.}}{\text{кг топл.}}$$

*Ответ:* 0,5429 кг пр. сг./кг топл.

### 3.2.4. Понятие средней теплоемкости рабочего тела

Важной характеристикой рабочего тела, используемой при расчете действительного цикла двигателя внутреннего сгорания, является его средняя теплоемкость. Средняя теплоемкость рабочего тела – отношение количества теплоты, подведенного к единице количества этого рабочего тела при определенном термодинамическом процессе  $Q_1$ , к изменению его температуры в интервале от  $T_1$  до  $T_2$

$$c = \frac{Q_1}{T_2 - T_1}. \quad (3.21)$$

Различают удельную (тепло подводится к 1 кг рабочего тела), объемную (тепло подводится к 1 м<sup>3</sup> рабочего тела) и мольную (тепло подводится к 1 моль рабочего тела) теплоемкости. При расчетах рабочих процессов ДВС используют средние мольные изохорные ( $mc_V$ ) или изобарные ( $mc_p$ ) теплоемкости. Между мольной изобарной и изохорной теплоемкостями существуют следующие зависимости:

$$mc_p - mc_V = R; \quad (3.22)$$

$$\frac{mc_p}{mc_v} = k, \quad (3.23)$$

где  $R = 8,314$  Дж/(моль·град) – универсальная газовая постоянная;  $k$  – показатель адиабаты процесса.

Значения мольных теплоемкостей определяются в зависимости от температуры по эмпирическим формулам (полиномам), а, кроме того, для определения мольных теплоемкостей существуют справочные таблицы (например, табл. 3.2) и графики.

Таблица 3.2

**Средняя мольная изохорная теплоемкость газов**

Температура, °С	Средняя мольная изохорная теплоемкость отдельных газов, кДж/(кмоль·град)						
	Воздух	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	H <sub>2</sub>	CO	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O
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	22,610	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

Теплоемкость свежего заряда в бензиновых двигателях и дизелях принимают равной теплоемкости воздуха, т.е. пренебрегают теплоемкостью паров топлива.

Средняя молярная теплоемкость свежей смеси в конце сжатия также принимается равной теплоемкости воздуха и может быть определена из табл. 3.2 или по одной из формул, кДж/(кмоль·град):

– в интервале температур 0...1500 °С

$$(mc_V)_{t_0}^c = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} t_c; \quad (3.24)$$

– в интервале температур 1501...2800 °С

$$(mc_V)_{t_0}^c = 22,387 + 1,449 \cdot 10^{-3} t_c. \quad (3.25)$$

Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания определяется как теплоемкость смеси газов

$$(mc_V^n)_{t_0}^x = \sum_{i=1}^{i=n} r_i (mc_{Vi}^n)_{t_0}^x, \quad (3.26)$$

где  $r_i = M_i/M_2$  – доля  $i$ -го компонента продуктов сгорания;  $(mc_{Vi}^n)_{t_0}^x$  – средняя молярная теплоемкость  $i$ -го компонента продуктов сгорания при температуре  $t_x$ , кДж/(кмоль·град);  $M_i$  – количество  $i$ -го компонента продуктов сгорания, кмоль  $i$ -го комп./кг топл.;  $M_2$  – общее количество продуктов сгорания, кмоль пр.сг./кг топл.

Для определения средней молярной теплоемкости остаточных газов (продуктов сгорания топлива) в конце сжатия составлены справочные таблицы: табл. 3.3 для бензина и табл. 3.4 для дизельного топлива

Средняя молярная теплоемкость рабочей смеси, в состав которой входят свежая смесь и остаточные газы, может быть определена по формуле 3.26, преобразованной к следующему виду, кДж/(кмоль·град)

$$(mc_V')_{t_0}^c = \frac{1}{1 + \gamma_r} \left[ (mc_V)_{t_0}^c + \gamma_r (mc_V^n)_{t_0}^c \right], \quad (3.27)$$

где  $\gamma_r$  – коэффициент остаточных газов (отношение количества остаточных газов к количеству свежего заряда, заполнившего цилиндр после окончания процесса впуска);  $(mc_V^n)_{t_0}^c$  – средняя молярная теплоемкость остаточных газов при температуре в конце сжатия, кДж/(кмоль·град).

Пример № 3.6. В изохорном процессе к 1 кмоль рабочего тела с температурой 0 °С подвели 6,99 МДж теплоты, в результате чего температура рабочего тела повысилась до 300 °С. Определите среднюю молярную изобарную теплоемкость этого рабочего тела при конечной температуре.

Решение

1. По формуле (3.21) определяется средняя молярная изохорная теплоемкость рабочего тела

$$(mc_v)_0^{300} = \frac{Q_1}{T_2 - T_1} = \frac{6,99 \cdot 10^6}{573 - 273} = 23,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}.$$

2. Средняя молярная изобарная теплоемкость рабочего тела определяется по формуле (4.22)

$$(mc_p)_0^{300} = (mc_v)_0^{300} + R = 23,3 + 8,314 = 31,614 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}.$$

Ответ: 31,614 кДж/(кмоль град.).

Таблица 3.3

### Теплоемкость продуктов сгорания бензина

Температура, °C	Средняя молярная изохорная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град), бензина при $\alpha$									
	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
0	21,880	21,966	22,046	22,119	22,187	22,123	22,065	22,011	21,962	21,916
100	22,149	22,257	22,356	22,448	22,533	22,457	22,388	22,325	22,266	22,216
200	22,431	22,559	22,676	22,784	22,885	22,796	22,722	22,650	22,584	22,523
300	22,776	22,921	23,055	23,173	23,293	23,200	23,115	23,036	22,964	22,898
400	23,143	23,303	23,450	23,586	23,712	23,613	23,521	23,437	23,360	23,289
500	23,534	23,707	23,867	24,014	24,150	24,045	23,948	23,859	23,777	23,702
600	23,929	24,113	24,284	24,440	24,586	24,475	24,373	24,280	24,193	24,114
700	24,328	24,523	24,702	24,868	25,021	24,905	24,798	24,700	24,610	24,527
800	24,715	24,919	24,107	25,280	25,441	25,319	25,208	25,106	25,012	24,925
900	25,092	25,304	25,500	25,680	25,847	25,720	25,604	25,498	25,400	25,309
1000	25,449	25,668	25,870	26,056	26,229	26,098	25,977	25,867	25,766	25,672
1100	25,791	26,016	26,224	26,415	26,593	26,457	26,333	26,219	26,114	26,016
1200	26,118	26,349	26,562	26,758	26,940	26,800	26,672	26,554	26,446	26,345
1300	26,426	26,662	26,879	27,080	27,265	27,121	26,989	26,868	26,757	26,653
1400	26,719	26,959	27,180	27,385	27,574	27,426	27,291	27,166	27,051	26,945
1500	26,995	27,240	27,465	27,673	27,866	27,714	27,575	27,447	27,330	27,221
1600	27,253	27,501	27,729	27,941	28,136	27,981	27,836	27,708	27,588	27,477
1700	27,499	27,751	27,983	28,197	28,395	28,236	28,091	27,958	27,835	27,722
1800	27,728	27,983	28,218	28,434	28,634	28,473	28,324	28,188	28,063	27,948
1900	27,948	28,205	28,442	28,661	28,863	28,698	28,548	28,409	28,282	28,164
2000	28,153	28,413	28,652	28,873	29,078	28,910	28,757	28,616	28,487	28,367
2100	28,351	28,613	28,854	29,077	29,283	29,113	28,958	28,815	28,684	28,562
2200	28,539	28,803	29,046	29,270	29,478	29,306	29,148	29,004	28,870	28,747
2300	28,712	28,978	29,223	29,449	29,658	29,484	29,324	29,177	29,042	28,917
2400	28,879	29,147	29,394	29,621	29,832	29,655	29,494	29,345	29,209	29,082
2500	29,037	29,305	29,553	29,782	29,993	29,815	29,652	29,502	29,364	29,236
2600	29,187	29,458	29,706	29,936	30,149	29,969	29,804	29,653	29,513	29,384
2700	29,332	29,604	29,854	30,085	30,298	30,116	29,950	29,797	29,657	29,527
2800	29,470	29,743	29,994	30,226	30,440	30,257	30,090	29,936	29,794	29,663

Таблица 3.4

## Теплоемкость продуктов сгорания дизельного топлива

Температура, °С	Средняя мольная изохорная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град), дизельного топлива при $\alpha$							
	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2
0	21,958	21,870	21,794	21,728	21,670	21,572	21,493	21,428
100	22,275	22,169	22,078	21,999	21,929	21,812	21,717	21,640
200	22,602	22,482	22,379	22,289	22,210	22,077	21,970	21,882
300	22,989	22,858	22,745	22,647	22,560	22,415	22,300	22,202
400	23,390	23,249	23,128	23,022	22,930	22,774	22,648	22,544
500	23,811	23,662	23,533	23,421	23,322	23,157	23,023	22,914
600	24,229	24,073	23,937	23,819	23,716	23,541	23,401	23,258
700	24,648	24,484	24,342	24,218	24,109	23,927	23,780	23,659
800	25,050	24,879	24,731	24,602	24,488	24,298	24,144	24,018
900	25,439	25,261	25,107	24,973	24,855	24,657	24,487	24,366
1000	25,804	25,620	25,460	25,321	25,199	24,993	24,828	24,692
1100	26,151	25,960	25,795	25,652	25,525	25,313	25,142	25,001
1200	26,482	26,286	26,116	25,967	25,837	25,618	25,442	25,296
1300	26,792	26,589	26,415	26,262	26,128	25,903	25,722	25,572
1400	27,085	26,877	26,698	26,541	26,404	26,173	25,986	25,833
1500	27,361	27,148	26,965	26,805	26,664	26,427	26,237	26,080
1600	27,618	27,400	27,212	27,049	26,905	26,663	26,468	26,308
1700	27,863	27,641	27,449	27,282	27,135	26,888	26,690	26,526
1800	28,089	27,863	27,668	27,497	27,348	27,096	26,894	26,727
1900	28,305	28,076	27,877	27,704	27,552	27,296	27,090	26,921
2000	28,508	28,275	28,073	27,898	27,743	27,483	27,274	27,102
2100	28,703	28,466	28,262	28,083	27,926	27,663	27,451	27,276
2200	28,888	28,648	28,441	28,260	28,101	27,834	27,619	27,442
2300	29,057	28,815	28,605	28,422	28,261	27,991	27,774	27,595
2400	29,222	28,976	28,764	28,580	28,471	28,144	27,924	27,743
2500	29,375	29,127	28,913	28,726	28,562	28,286	28,064	27,881
2600	29,523	29,272	29,056	28,868	28,702	28,424	28,199	28,015
2700	29,664	29,412	29,194	29,004	28,837	28,557	28,331	28,144
2800	29,799	29,546	29,326	29,135	28,966	28,684	28,456	28,269

*Пример № 3.7.* Продукты сгорания топлива имеют следующий компонентный состав:  $M_{N_2} = 0,38$  кмоль/кг;  $M_{CO_2} = 0,05$  кмоль/кг;  $M_{H_2O} = 0,07$  кмоль/кг. Определите среднюю мольную изохорную теплоемкость продуктов сгорания, приняв средние мольные изохорные теплоемкости компонентов продуктов сгорания равными:

$$mc_{V N_2} = 21 \quad \text{кДж/(кмоль} \cdot \text{град)}; \quad mc_{V CO_2} = 30 \quad \text{кДж/(кмоль} \cdot \text{град)};$$

$$mc_{V H_2O} = 25 \quad \text{кДж/(кмоль} \cdot \text{град)}.$$

### Решение

1. Определяется количество продуктов сгорания

$$M_2 = M_{N_2} + M_{CO_2} + M_{H_2O} = 0,38 + 0,05 + 0,07 = 0,5 \quad \text{кмоль/кг}.$$

2. Средняя мольная изохорная теплоемкость продуктов сгорания, представляющих собой смесь азота, углекислого газа и водяного пара, определяется по формуле (3.26)

$$mc_V = \sum_{i=1}^{i=n} r_i mc_{Vi} = \frac{M_{N_2}}{M_2} mc_{V N_2} + \frac{M_{CO_2}}{M_2} mc_{V CO_2} + \frac{M_{H_2O}}{M_2} mc_{V H_2O} =$$

$$= \frac{1}{M_2} (M_{N_2} \cdot mc_{V N_2} + M_{CO_2} \cdot mc_{V CO_2} + M_{H_2O} \cdot mc_{V H_2O}) =$$

$$= \frac{1}{0,5} (0,38 \cdot 21 + 0,05 \cdot 30 + 0,07 \cdot 25) = 22,46 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}.$$

*Ответ:* 22,46 кДж/(кмоль град.).

### **Вопросы для самопроверки**

1. Какие вещества используются в качестве рабочих тел в ДВС?
2. Каким образом используется топливо в ДВС?
3. Каким образом используется воздух в ДВС?
4. Каким образом используется масло в ДВС?
5. Каким образом используется охлаждающая жидкость в ДВС?
6. Перечислите основные компоненты, входящие в состав жидких топлив для ДВС, получаемых путем переработки нефти.
7. Основные требования, предъявляемые к топливам для автотракторных ДВС.
8. Перечислите основные физико-химические свойства топлив для ДВС.
9. Перечислите основные эксплуатационные свойства топлив для ДВС.
10. Что называют теплотой сгорания топлива?
11. Что характеризует и как определяется октановое число бензина?
12. Какими способами можно повысить октановое число топлива?
13. Что характеризует и как определяется цетановое число дизельного топлива?
14. Каким образом можно повысить и понизить цетановое число топлива?
15. Дайте краткую характеристику синтетических топлив для автотракторных ДВС.

16. Дайте краткую характеристику газообразных топлив для авто-тракторных ДВС.
17. Что называют детонационным сгоранием?
18. Каковы внешние проявления детонационного сгорания?
19. Какими способами уменьшают вероятность возникновения детонации?
20. Что называют калильным зажиганием?

## Глава 4. РАСЧЕТ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

### 4.1. Теоретические сведения

#### 4.1.1. Исходные данные для проведения поверочного теплового расчета

Тепловой поверочный расчет двигателя внутреннего сгорания позволяет с достаточной степенью точности проверить степень совершенства действительного цикла реально работающего двигателя.

Тепловой поверочный расчет выполняется для режима номинальной мощности двигателя внутреннего сгорания. Для двигателей с искровым зажиганием возможен расчет на режиме максимального крутящего момента.

В качестве исходных данных для выполнения теплового расчета задаются необходимые конструктивные и регулировочные параметры двигателя, а также указываются некоторые конструктивные особенности, наличие которых может повлиять либо на выбор первичных параметров, либо на показатели, получаемые на различных этапах расчета.

Ниже приводятся исходные данные, необходимые для теплового поверочного расчета.

1. Тип двигателя (нижеследующая информация указывается в разделе расчетно-пояснительной записки “Характеристика двигателя”):

- двигатель с искровым зажиганием или дизель;
- тип системы питания;
- наличие наддува (если имеется): указываются тип привода, нагнетателя, наличие или отсутствие промежуточного охлаждения, примерное значение степени повышения давления при наддуве –  $\pi_k$ ;
- тип камеры сгорания для двигателей с искровым зажиганием или тип камеры сгорания и способ смесеобразования для дизелей;
- тип системы охлаждения: жидкостная или воздушная;
- число и расположение цилиндров.

2. Номинальная мощность двигателя  $N_{e \text{ ном}}$ , кВт. Номинальная мощность – эффективная мощность, гарантируемая заводом-изготовителем для определенных условий работы. В автомобильных и тракторных двигателях этот показатель равен максимальной мощности при номинальной частоте вращения коленчатого вала.

3. Номинальная частота вращения коленчатого вала  $n_N$  (если осуществляется расчет на режиме максимального крутящего момента необходимо указывать также частоту вращения коленчатого вала на режиме максимального крутящего момента  $n_M$ ),  $\text{мин}^{-1}$ .



4. Степень сжатия двигателя  $\epsilon$ .

5. Размеры цилиндра: диаметр цилиндра и ход поршня.

Студент производит выбор прототипа двигателя для расчета, указанных выше исходных данных и согласовывает их с преподавателем.

#### **4.1.2. Порядок и основы расчета действительного рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания**

Расчет действительного цикла двигателя внутреннего сгорания начинается с определения характеристик рабочего тела. Основные расчетные зависимости, необходимые для этого, приведены в гл. 3.

При расчете процессов газообмена определяются параметры окружающей среды и остаточных газов. При расчете процесса впуска определяются изменение температуры и плотность свежего заряда на впуске, потери давления из-за сопротивления впускной системы и затухания скорости движения заряда в цилиндре и, как результат, давление в конце впуска. Кроме того, определяются параметры, характеризующие качество очистки цилиндра от продуктов сгорания и совершенство организации процесса наполнения.

Качество очистки цилиндра от продуктов сгорания характеризуется отношением количества остаточных газов к количеству свежего заряда, заполнившего цилиндр после окончания процесса впуска. Это отношение называется коэффициентом остаточных газов. С увеличением коэффициента остаточных газов уменьшается количество свежего заряда, поступающего в цилиндр в процессе впуска.

Совершенство организации процесса наполнения оценивается коэффициентом наполнения, представляющим собой отношение действительного количества свежего заряда, поступившего в цилиндр, к тому количеству, которое могло бы поместиться в рабочем объеме цилиндра при условии, что температура и давление в нем равны температуре и давлению среды, из которой поступает свежий заряд.

Расчет процесса впуска завершается определением температуры рабочего тела внутри цилиндра в конце впуска.

Расчет процесса сжатия сводится к определению среднего показателя политропы сжатия  $n_1$ , параметров конца сжатия (давления  $p_c$  и температуры  $T_c$ ) и теплоемкости рабочего тела в конце сжатия  $(mc'_V)_{t_0}^c$ .

Процесс сгорания – основной процесс рабочего цикла двигателя, в течение которого теплота, выделяющаяся вследствие сгорания топлива, идет на повышение внутренней энергии рабочего тела и на совершение механической работы.

Целью расчета процесса сгорания является определение температуры и давления в конце видимого сгорания.

Расчет процесса расширения сводится к определению среднего показателя политропы расширения  $n_2$  и параметров рабочего тела (давления  $p_b$  и температуры  $T_b$ ) в конце процесса расширения.

В расчете процесса выпуска проверяется точность выбора величин температуры и давления остаточных газов и вычисляется погрешность расчета.

Затем определяются индикаторные параметры рабочего цикла, эффективные показатели двигателя и основные параметры цилиндра и двигателя.

Расчет действительного рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания завершается построением индикаторной диаграммы в координатах  $p$ – $V$ , иллюстрирующей зависимость давления рабочего тела от объема надпоршневого пространства для различных процессов, протекающих в цилиндре двигателя во время реализации действительного цикла.

## 4.2. Практикум

### 4.2.1. Расчет параметров окружающей среды и остаточных газов

1. Определяются параметры окружающей среды.

При работе двигателя без наддува в цилиндр поступает воздух из атмосферы. В этом случае при расчете рабочего цикла двигателя давление и температура окружающей среды равны соответственно  $p_k = p_0 = 0,1$  МПа и  $T_k = 293$  К.

При работе двигателя с наддувом воздух поступает в цилиндр из компрессора, где он предварительно сжимается, или из промежуточного холодильника (если он имеется). Значения давления наддувочного воздуха  $p_k$  в зависимости от степени наддува принимаются, согласно табл. 4.1.

Таблица 4.1

Значения давления наддувочного воздуха

Степень наддува	$p_k$
Низкий наддув	$1,5p_0$
Средний наддув	$(1,5 \dots 2,2)p_0$
Высокий наддув	$(2,2 \dots 2,5)p_0$

Температура воздуха за компрессором, К

$$T_k = T_0 \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \quad (4.1)$$

где  $n_k$  – показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре (в зависимости от типа наддувочного агрегата  $n_k=1,4-2,0$ ).

Температура наддувочного воздуха зависит от степени повышения давления в нагнетателе и показателя политропы сжатия.

По опытным данным в зависимости от типа наддувочного агрегата и степени охлаждения величину  $n_k$  принимают в соответствии с рекомендациями табл. 4.2.

Таблица 4.2

**Показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре двигателя внутреннего сгорания**

Тип нагнетателя	$n_k$
Поршневые нагнетатели	1,40...1,60
Объемные нагнетатели (кроме поршневых: роторные винтовые, шестеренчатые)	1,55...1,75
Динамические нагнетатели (центробежные, осевые)	1,40...2,00

2. Принимается температура остаточных газов.

В цилиндре двигателя перед началом процесса наполнения всегда содержится некоторое количество остаточных газов, находящихся в объеме камеры сгорания  $V_c$ .

Значение температуры остаточных газов  $T_r$  в зависимости от типа двигателя принимается согласно табл. 4.3. Кроме того, значение  $T_r$  зависит от коэффициента расхода воздуха  $\alpha$ , степени сжатия и скоростного режима двигателя. Значение температуры остаточных газов для двигателя с искровым зажиганием может быть определено по рис. 4.1.

Таблица 4.3

**Температура остаточных газов в двигателе внутреннего сгорания**

Тип двигателя	$T_r$ , К
Двигатель с воспламенением от искры	900...1100
Дизель	600...900
Газовый двигатель	750...1000

При увеличении степени сжатия и обогащении рабочей смеси температура остаточных газов снижается, а при увеличении частоты вращения возрастает.

3. Определяется давление остаточных газов.

Для автомобильных и тракторных двигателей без наддува, а также с наддувом и выпуском в атмосферу давление остаточных газов, МПа

$$p_r = (1,05...1,25)p_0. \quad (4.2)$$

Большие значения принимаются для двигателей с высокой частотой вращения коленчатого вала. Меньшие значения характерны для двигателей с непосредственным впрыском и электронным управлением системой питания.

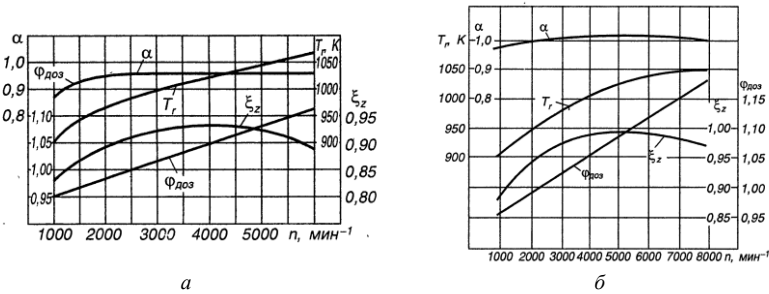


Рис. 4.1. Исходные параметры для теплового расчета двигателя:  
а – карбюраторного; б – с впрыском топлива

Для двигателей с наддувом и наличием газовой турбины на выпуске, МПа

$$p_r = (0,75..0,98)p_k \quad (4.3)$$

Давление остаточных газов заметно снижается с уменьшением частоты вращения коленчатого вала. При необходимости определения  $p_r$  на скоростном режиме, отличающемся от номинального, для пересчета используется приближенная формула

$$p_r = p_0 (1,035 + A_p 10^{-8} n^2), \quad (4.4)$$

где  $A_p = \frac{(p_{rN} - p_0 \cdot 1,035) \cdot 10^8}{n_N^2 p_0}$  – коэффициент пересчета;  $p_{rN}$  – давление

остаточных газов на режиме номинальной мощности, МПа;  $n_N$ ,  $n$  – частота вращения коленчатого вала на режиме номинальной мощности и на расчетном режиме соответственно,  $\text{мин}^{-1}$ .

Пример № 4.1. Давление воздуха на входе в компрессор 0,1 МПа, а на выходе из компрессора 0,2 МПа. Показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре равен 2. Определите температуру воздуха за компрессором, если температура воздуха, поступающего в компрессор, равна 27 °С.

Решение

1. Определяется абсолютное значение температуры воздуха на входе в компрессор

$$T_0 = t_0 + 273 = 27 + 273 = 300 \text{ К.}$$

2. Температура воздуха за компрессором может быть определена по формуле (4.1)

$$T_k = T_0 \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 300 \cdot \left( \frac{0,2}{0,1} \right)^{\frac{2-1}{2}} \approx 424 \text{ К.}$$

Ответ: 424 К.

Пример № 4.2. Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания равна  $5000 \text{ мин}^{-1}$ . Определите давление остаточных газов на режиме, которому соответствует частота вращения коленчатого вала  $3000 \text{ мин}^{-1}$ , если на номинальном режиме давление остаточных газов составляет  $0,12 \text{ МПа}$ .

Решение

1. Определяется коэффициент пересчета

$$A_p = \frac{(p_{nN} - p_0 \cdot 1,035) \cdot 10^8}{n_N^2 p_0} = \frac{(0,12 - 0,1 \cdot 1,035) \cdot 10^8}{5000^2 \cdot 0,1} = 0,66.$$

2. Давление остаточных газов на расчетном режиме определяется по формуле (4.4)

$$p_r = p_0 (1,035 + A_p \cdot 10^{-8} n^2) = 0,1 \cdot (1,035 + 0,66 \cdot 10^{-8} \cdot 3000^2) \approx 0,109 \text{ МПа.}$$

Ответ:  $0,109 \text{ МПа}$ .

#### 4.2.2. Расчет процесса впуска

1. Определяется изменение температуры свежего заряда на впуске.

В процессе наполнения температура свежего заряда несколько увеличивается благодаря подогреву от нагретых деталей двигателя. Величина подогрева заряда  $\Delta T$  зависит от расположения и конструкции впускного трубопровода, системы охлаждения, наличия специального устройства для подогрева и от быстроходности двигателя. В зависимости от типа двигателя значения  $\Delta T$  принимаются согласно рекомендациям табл. 4.4.

Таблица 4.4

#### Подогрев свежего заряда в двигателе внутреннего сгорания

Тип двигателя	$\Delta T$ , К
Двигатель с воспламенением от искры	0...20
Дизель без наддува	10...40
Дизель с наддувом	(-5)...(+10)

В двигателях с наддувом величина подогрева свежего заряда снижается из-за уменьшения температурного перепада между деталями двигателя и температурой наддувочного воздуха. При повышении температуры наддувочного воздуха возможны и отрицательные значения  $\Delta T$ .

Для определения изменения величины подогрева заряда на скоростном режиме, отличающемся от номинального, в ориентировочных расчетах можно использовать формулу, К

$$\Delta T = A_T(110 - 0,0125n), \quad (4.5)$$

где  $A_T = \frac{\Delta T_N}{110 - 0,0125n_N}$  – коэффициент пересчета;  $\Delta T_N$  – величина подогрева свежего заряда на режиме номинальной мощности, К.

2. Определяется плотность заряда на впуске, кг/м<sup>3</sup>

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_b T_k}, \quad (4.6)$$

где  $R_b$  – удельная газовая постоянная для воздуха, Дж/(кг·град).

Для воздуха значение удельной газовой постоянной определяется по формуле, Дж/(кг·град)

$$R_b = R/\mu_b, \quad (4.7)$$

где  $R$  – универсальная газовая постоянная, Дж/(кмоль·град);  $\mu_b$  – масса 1 кмоль воздуха кг/кмоль.

Универсальная газовая постоянная равна  $R = 8314$  Дж/(кмоль·град), а молярная масса воздуха  $\mu_b = 28,96$  кг/кмоль.

Таким образом, удельная газовая постоянная воздуха составит

$$R_b = R/\mu_b = 8314/28,96 = 287 \text{ Дж/(кг·град)}.$$

3. Определяются потери давления на впуске за счет сопротивления впускной системы и затухания скорости движения заряда в цилиндре, МПа

$$\Delta p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{вп}) A_n^2 n^2 \rho_k \cdot 10^{-6}}{2}, \quad (4.8)$$

где  $\beta$  – коэффициент затухания скорости движения заряда в цилиндре;  $\xi_{вп}$  – коэффициент сопротивления впускной системы, отнесенный к наиболее узкому ее сечению;  $A_n$  – параметр;  $n$  – частота вращения коленчатого вала в расчетном режиме, об/мин.

Параметр  $A_n$

$$A_n = \omega_{вп}/n_N, \quad (4.9)$$

где  $\omega_{вп}$  – средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы, м/с.

По опытным данным в современных автомобильных двигателях на номинальном режиме  $(\beta^2 + \xi_{вп}) = 2,5-4,0$  и  $\omega_{вп} = 50 \dots 130$  м/с.

4. Определяется давление в конце впуска, МПа

$$p_a = p_k - \Delta p_a. \quad (4.10)$$

5. Определяется коэффициент остаточных газов  $\gamma_r$ , равный отношению количества остаточных газов  $M_r$  к количеству свежего заряда  $M_1$ , заполнившего цилиндр после окончания процесса впуска

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1}. \quad (4.11)$$

Коэффициент остаточных газов для четырехтактных двигателей с учетом продувки и дозарядки цилиндра определяется по формуле

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \frac{\varphi_{оч} p_r}{\varepsilon \varphi_{доз} p_a - \varphi_{оч} p_r}, \quad (4.12)$$

а без учета продувки и дозарядки (для дизелей) по формуле

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r}, \quad (4.13)$$

где  $\varphi_{оч}$  – коэффициент очистки;  $\varphi_{доз}$  – коэффициент дозарядки;  $\varepsilon$  – степень сжатия.

Для двигателей с искровым зажиганием без наддува принимается коэффициент очистки  $\varphi_{оч} = 1$ . Коэффициент дозарядки может быть определен по рис. 4.1.

6. Температура в конце впуска при допущении, что теплоемкости свежего заряда, остаточных газов и смеси свежего заряда с остаточными газами равны, с достаточной степенью точности определяется из уравнения баланса теплосодержаний газов, К

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}. \quad (4.14)$$

7. Определяется коэффициент наполнения.

Для четырехтактных двигателей с учетом продувки и дозарядки цилиндра коэффициент наполнения может быть определен по формуле

$$\eta_v = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{1}{p_k} (\varphi_{доз} \varepsilon p_a - \varphi_{оч} p_r), \quad (4.15)$$

а для четырехтактных двигателей без учета продувки и дозарядки (например, дизелей)

$$\eta_v = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{1}{p_k} (\varepsilon p_a - p_r). \quad (4.16)$$

*Пример № 4.3.* Литраж четырехцилиндрового карбюраторного двигателя составляет 1,8 л, а объем камеры сгорания каждого из его цилиндров равен 0,05 л. Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя составляет 5000 мин<sup>-1</sup>. Определите коэффициент остаточных газов в указанном двигателе на скоростном режиме, которому соответствует частота вращения коленчатого вала 2500 мин<sup>-1</sup>, если на номинальном режиме

давление остаточных газов составляет 0,115 МПа, а температура 1052,5 К. Принять, что температура окружающей среды равна 293 К, изменение температуры свежего заряда на впуске при номинальной частоте вращения коленчатого вала составляет 10 К, а давление в конце впуска 0,096 МПа.

### Решение

1. Воспользовавшись формулой (1.4), можно определить рабочий объем каждого цилиндра двигателя

$$V_h = \frac{V_n}{i} = \frac{1,8}{4} = 0,45 \text{ л.}$$

2. По формуле (1.6) с учетом формулы (1.5) можно определить геометрическую степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = \frac{0,45 + 0,05}{0,05} = 10.$$

3. Определяется коэффициент пересчета давления остаточных газов

$$A_p = \frac{(p_{rN} - p_0 \cdot 1,035) \cdot 10^8}{n_N^2 p_0} = \frac{(0,115 - 0,1 \cdot 1,035) \cdot 10^8}{5000^2 \cdot 0,1} = 0,46.$$

4. Давление остаточных газов на расчетном режиме определяется по формуле (4.4)

$$p_r = p_0 (1,035 + A_p 10^{-8} n^2) = 0,1 \cdot (1,035 + 0,46 \cdot 10^{-8} \cdot 2500^2) \approx 0,106 \text{ МПа.}$$

5. Определяется коэффициент пересчета величины подогрева заряда

$$A_T = \frac{\Delta T_N}{110 - 0,0125 n_N} = \frac{10}{110 - 0,0125 \cdot 5000} = 0,2105.$$

6. Величина подогрева свежего заряда на впуске на расчетном режиме определяется по формуле (4.5)

$$\Delta T = A_T (110 - 0,0125 n) = 0,2105 \cdot (110 - 0,0125 \cdot 2500) \approx 16,6 \text{ К.}$$

7. Коэффициент дозарядки для расчетного скоростного режима определяется по рис. 4.1, а

$$\varphi_{\text{доз}} \approx 1,00.$$

8. Для двигателей с искровым зажиганием без наддува коэффициент очистки равен

$$\varphi_{\text{оч}} = 1.$$

9. Коэффициент остаточных газов в карбюраторном двигателе определяется по формуле (4.12)

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \frac{\varphi_{\text{оч}} p_r}{\varepsilon \varphi_{\text{доз}} p_a - \varphi_{\text{оч}} p_r} = \frac{293 + 16,6}{1052,5} \frac{1 \cdot 0,106}{10 \cdot 1 \cdot 0,096 - 1 \cdot 0,106} = 0,0367.$$

Ответ: 0,0367.



**Пример № 4.4.** Дизельный двигатель внутреннего сгорания работает с наддувом. Степень наддува 1,5. Определите коэффициент наполнения этого двигателя, если степень сжатия в нем равна 16, температура окружающей среды 335 К, температура подогрева свежего заряда 5 К, давление остаточных газов 0,144 МПа, давление в конце впуска 0,134 МПа.

**Решение**

1. Определяется давление надувочного воздуха

$$p_k = \pi_k \cdot p_0 = 1,5 \cdot 0,1 = 0,15 \text{ МПа.}$$

2. Коэффициент наполнения в дизеле определяется по формуле (4.16)

$$\eta_v = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{1}{p_k} (\varepsilon p_a - p_r) = \frac{335}{335 + 5} \frac{1}{16 - 1} \frac{16 \cdot 0,134 - 0,144}{0,15} = 0,876.$$

Ответ: 0,876.

### 4.2.3. Расчет процесса сжатия

1. Величина политропы сжатия устанавливается в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя, степени сжатия, размеров цилиндра, материала поршня и цилиндра, теплообмена и других факторов.

Учитывая, что процесс сжатия протекает достаточно быстро (0,015...0,005 с на номинальном режиме), суммарный теплообмен между рабочим телом и стенками цилиндра за процесс сжатия получается незначительным и величину  $n_1$  можно оценить по среднему показателю адиабаты  $k_1$ . При известных значениях степени сжатия  $\varepsilon$  и температуры в конце процесса впуска  $T_a$  величину показателя адиабаты можно определить по номограмме, показанной на рис. 4.2.

Значения показателей политропы сжатия  $n_1$  в зависимости от показателя адиабаты  $k_1$  устанавливаются в пределах, указанных в табл. 4.5.

При одинаковых значениях  $\varepsilon$  и  $T_a$  значение  $n_1$  для бензиновых двигателей обычно ниже, чем для дизелей, т.к. в процессе сжатия топливовоздушной смеси происходит испарение топлива с поглощением теплоты. Кроме того, наличие паров топлива повышает теплоемкость смеси, что также снижает величину  $n_1$ .

Таблица 4.5

#### Соотношения значений политроп и адиабат сжатия для различных типов двигателей внутреннего сгорания

Тип двигателя	$n_1$
Бензиновый	$(k_1 - 0,00) \dots (k_1 - 0,04)$
Дизель	$(k_1 + 0,02) \dots (k_1 - 0,02)$

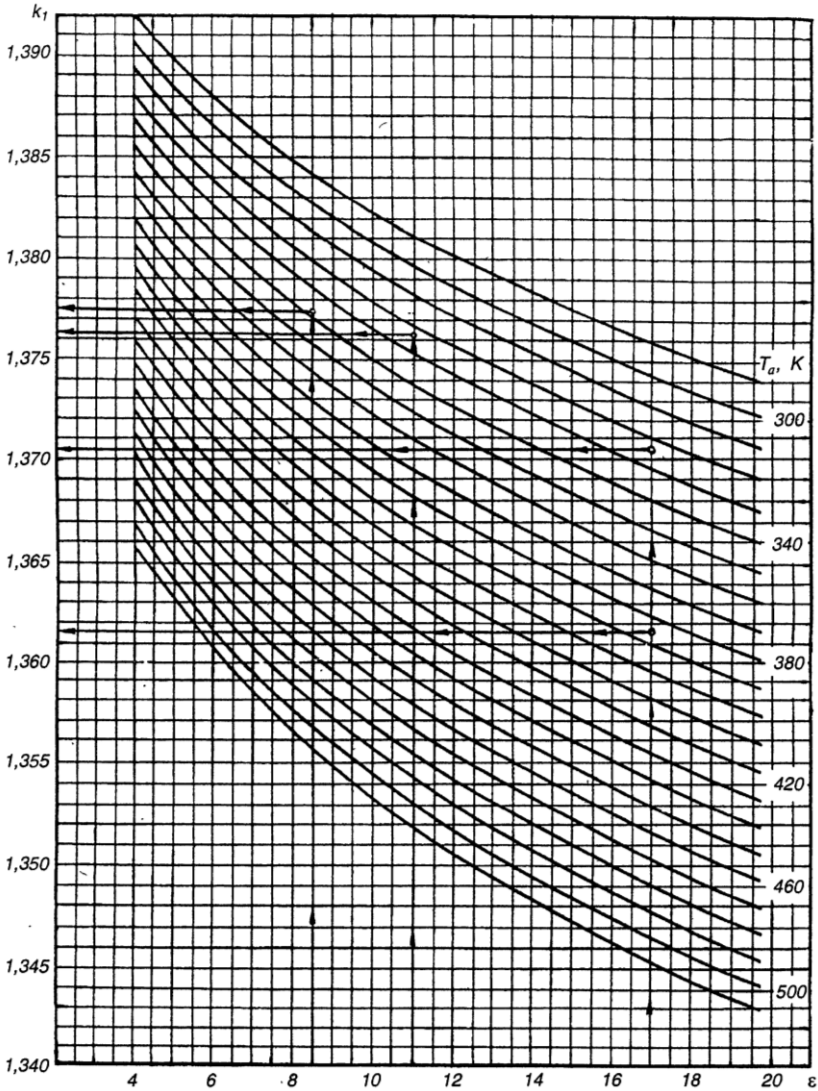


Рис. 4.2. Номограмма для определения показателя адиабаты сжатия

Средний показатель политропы сжатия также может быть определен по эмпирической формуле в зависимости от частоты вращения коленчатого вала  $n$

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{n} . \quad (4.17)$$

2. Определяется давление в конце процесса сжатия, МПа

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} . \quad (4.18)$$

3. Определяется температура в конце сжатия, К

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} . \quad (4.19)$$

В современных двигателях давление и температура в конце процесса сжатия изменяются в пределах, указанных в табл. 4.6. Для дизелей с наддувом значения  $p_c$  и  $T_c$  повышаются в зависимости от степени наддува.

Таблица 4.6

**Давление и температура в конце процесса сжатия в двигателях внутреннего сгорания**

Тип двигателя	Давление, МПа	Температура, К
С электронным впрыском	1,0...2,5	650...850
Карбюраторный	0,9...2,0	600...800
Дизель без наддува	3,5...5,5	700...900

4. Определяется средняя мольная теплоемкость в конце сжатия. Используемые для этого расчетные зависимости и справочные данные приводятся в подглаве 3.2.4 настоящей книги.

Пример № 4.5. Степень сжатия в двигателе внутреннего сгорания составляет 8,5. Определите значение адиабаты сжатия графическим способом, если температура в конце процесса впуска составляет 344 К.

Решение

По номограмме, приведенной на рис. 4.2 определяется изотерма  $T_a = 338$  К. На пересечении этой изотермы с вертикалью, соответствующей степени сжатия  $\varepsilon = 8,5$ , отмечается точка. Из этой точки строится проекция на ось ординат и по градуировке этой оси определяется значение адиабаты сжатия

$$k_1 \approx 1,3775 .$$

Ответ: 1,3775.

Пример № 4.6. Частота вращения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания на расчетном режиме составляет  $2950 \text{ мин}^{-1}$ . Определите значения температуры и давления в конце процесса сжатия в указанном двигателе, если в конце процесса впуска температура составляет 344 К, а давление – 0,085 МПа. Степень сжатия в указанном двигателе принять равной 8,5.

Решение

1. По формуле (4.17) определяется значение политропы сжатия на расчетном режиме

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{n} = 1,41 - \frac{100}{2950} \approx 1,376.$$

2. Давление в конце сжатия определяется по формуле (4.18)

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 0,085 \cdot 8,5^{1,376} = 1,615 \text{ МПа.}$$

3. Температура в конце сжатия определяется по формуле (4.19)

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 344 \cdot 8,5^{1,376 - 1} = 769 \text{ К.}$$

*Ответ:*  $p_c = 1,615 \text{ МПа}$ ;  $T_c = 769 \text{ К}$ .

#### 4.2.4. Расчет процесса сгорания

1. Определяется химический коэффициент молекулярного изменения горючей смеси, характеризующий относительное изменение объема при сгорании,

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}, \quad (4.20)$$

где  $M_1$  – количество молей горючей смеси, кмоль гор.см./кг топл.;  $M_2$  – количество молей продуктов сгорания, кмоль пр. сг./кг топл.

2. В цилиндре реального двигателя в сгорании участвует не горючая смесь, а так называемая рабочая смесь, которая состоит из свежего заряда (горючей смеси)  $M_1$  и остаточных газов  $M_r$ , т.е. части продуктов сгорания, не удаленной из цилиндра в процессе выпуска. Изменение объема при сгорании рабочей смеси учитывает действительный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси, который представляет собой отношение общего количества молей газов после сгорания ( $M_2 + M_r$ ) к числу молей до сгорания ( $M_1 + M_r$ ),

$$\mu = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}, \quad (4.21)$$

где  $\gamma_r$  – коэффициент остаточных газов (определяется в расчете процесса выпуска).

3. Для двигателей, работающих при  $\alpha < 1$ , определяется количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания, кДж/кг

$$\Delta H_u = 119950(1 - \alpha)L_0. \quad (4.22)$$

4. Так как в процессе сгорания участвует не горючая смесь, а рабочая, то целесообразно теплоту сгорания топлива отнести к общему количеству рабочей смеси. Теплота сгорания рабочей смеси, кДж/кмоль раб.см.:

– при  $\alpha \geq 1$

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u}{M_1(1 + \gamma_r)}; \quad (4.23)$$

– при  $\alpha < 1$

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1(1 + \gamma_r)}. \quad (4.24)$$

5. Средняя мольная *изохорная* теплоемкость продуктов сгорания для интервала температур от 1501 до 2800 °С определяется по формуле, кДж/(кмоль·град)

$$\begin{aligned} (mc_V'' )_{t_0}^z &= \frac{1}{M_2} [M_{\text{CO}_2} (mc_{V\text{CO}_2}'' )_{t_0}^z + M_{\text{CO}} (mc_{V\text{CO}}'' )_{t_0}^z + M_{\text{H}_2\text{O}} (mc_{V\text{H}_2\text{O}}'' )_{t_0}^z + \\ &+ M_{\text{H}_2} (mc_{V\text{H}_2}'' )_{t_0}^z + M_{\text{N}_2} (mc_{V\text{N}_2}'' )_{t_0}^z + M_{\text{O}_2} (mc_{V\text{O}_2}'' )_{t_0}^z] = \\ &= \frac{1}{M_2} [M_{\text{CO}_2} (39,123 + 0,003349t_z) + M_{\text{CO}} (22,49 + 0,00143t_z) + \\ &+ M_{\text{H}_2\text{O}} (26,67 + 0,004438t_z) + M_{\text{H}_2} (19,678 + 0,001758t_z) + \\ &+ M_{\text{N}_2} (21,951 + 0,001457t_z) + M_{\text{O}_2} (23,723 + 0,00155t_z)], \end{aligned} \quad (4.25)$$

где  $t_z$  – температура газов в конце видимого процесса сгорания (на момент выполнения данного расчета не известна), °С.

При расчете двигателей, работающих по циклу со смешанным подводом теплоты, необходимо определить среднюю мольную *изобарную* теплоемкость продуктов сгорания, которая может быть вычислена по формуле, кДж/(кмоль·град)

$$(mc_p'' )_{t_0}^z = (mc_V'' )_{t_0}^z + R = (mc_V'' )_{t_0}^z + 8,314. \quad (4.26)$$

6. Определяется коэффициент использования теплоты на участке видимого сгорания  $\xi_z$ . Этот коэффициент выражает долю низшей теплоты сгорания топлива, используемую на повышение внутренней энергии газа и на совершение полезной работы.

Величина коэффициента использования теплоты принимается на основе экспериментальных данных в зависимости от конструкции двигателя, режима его работы, системы охлаждения, формы камеры сгорания, способа смесеобразования, коэффициента избытка воздуха и частоты вращения коленчатого вала.

По опытным данным величина  $\xi_z$  при работе двигателя с полной нагрузкой принимается согласно данным, содержащимся в табл. 4.7.

Таблица 4.7

**Значения коэффициента использования теплоты**

Тип двигателя	$\xi_z$
двигатели с электронным впрыском	0,90...0,96
карбюраторные двигатели	0,80...0,95
быстроходные дизели с неразделенными камерами сгорания	0,70...0,88
дизели с разделенными камерами сгорания	0,65...0,80
газовые двигатели	0,80...0,85

Меньшие значения коэффициента использования теплоты характерны для двигателей с несовершенным смесеобразованием. Величина  $\xi_z$  повышается за счет сокращения потерь теплоты от газов через стенки, выбора рациональной формы камеры сгорания, уменьшения догорания в процессе расширения и выбора коэффициента избытка воздуха, обеспечивающего увеличение скорости сгорания рабочей смеси. Величина коэффициента использования теплоты зависит также от скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя и, как правило, уменьшается при снижении нагрузки и частоты вращения коленчатого вала.

Величина коэффициента использования теплоты для двигателей с искровым зажиганием, в зависимости от частоты вращения коленчатого вала, может быть определена по рис. 4.1.

7. Температура газов в конце видимого процесса сгорания определяется на основании первого закона термодинамики, согласно которому теплота, подведенная к термодинамической системе, идет на повышение внутренней энергии системы и на совершение системой полезной работы.

Для двигателей, работающих по циклу с подводом теплоты при  $V=\text{const}$ , температура в конце видимого процесса сгорания определяется из выражения

$$\xi_z H_{\text{раб.см}} + (mc'_V)_{t_0}^c t_c = \mu (mc''_V)_{t_0}^z t_z. \quad (4.27)$$

Для двигателей, работающих по циклу с подводом теплоты при  $V=\text{const}$  и  $p=\text{const}$ , температура в конце видимого процесса сгорания определяется из выражения

$$\xi_z H_{\text{раб.см}} + \left[ (mc'_V)_{t_0}^c + 8,315\lambda \right] t_c + 2270(\lambda - \mu) = \mu (mc''_p)_{t_0}^z t_z, \quad (4.28)$$

где  $\lambda = p_z/p_c$  – степень повышения давления;  $2270=8,314 \cdot 273$ .

Величина степени повышения давления для дизелей устанавливается по опытным данным в основном в зависимости от количества топлива, подаваемого в цилиндр, формы камеры сгорания и способа смесеобразования. Кроме того, на величину  $\lambda$  оказывает влияние период задержки воспламенения топлива, с увеличением которого степень повышения давления растет:

- для дизелей с неразделенными камерами сгорания и объемным смесеобразованием  $\lambda=1,6 \dots 2,5$ ;
- для вихрекамерных и предкамерных дизелей, а также для дизелей с неразделенными камерами и пленочным смесеобразованием  $\lambda=1,2 \dots 1,8$ ;
- для дизелей с наддувом величина  $\lambda$  определяется допустимыми значениями температуры и давления в конце видимого процесса сгорания.

В том случае, когда для определения теплоемкостей при температуре в конце видимого сгорания используются приближенные формулы (см. формулу (4.25)), уравнение для определения температуры в конце видимого процесса сгорания после подстановки в него числовых значений

всех известных параметров и последующих преобразований принимает вид уравнения второго порядка

$$At_z^2 + Bt_z - C = 0,$$

где  $A, B, C$  – числовые значения известных величин.

Откуда

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}.$$

Абсолютное значение температуры в конце видимого процесса сгорания, К

$$T_z = t_z + 273. \quad (4.29)$$

8. Определяется максимальное давление сгорания теоретическое, МПа:

– для двигателей с подводом теплоты при  $V=\text{const}$  (двигатели с воспламенением от искры)

$$p_z = p_c \mu \frac{T_z}{T_c}; \quad (4.30)$$

– для двигателей с подводом теплоты при  $V=\text{const}$  и  $p=\text{const}$  (дизели)

$$p_z = \lambda p_c. \quad (4.31)$$

9. Определяется максимальное давление сгорания действительное, МПа:

– для двигателей с подводом теплоты при  $V=\text{const}$

$$p_{z_d} = 0,85 p_z. \quad (4.32)$$

– для двигателей с подводом теплоты при  $V=\text{const}$  и  $p=\text{const}$

$$p_{z_d} = p_z. \quad (4.33)$$

10. Для двигателей с подводом теплоты при  $V=\text{const}$  определяется степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c}. \quad (4.34)$$

Для двигателей с подводом теплоты при  $V=\text{const}$  и  $p=\text{const}$  определяется степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\mu}{p_z/p_c} \frac{T_z}{T_c} = \frac{\mu}{\lambda} \frac{T_z}{T_c} \quad (4.35)$$

и степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}. \quad (4.36)$$

Значения температуры и давления конца сгорания для современных автомобильных и тракторных двигателей при работе с полной нагрузкой изменяются в пределах, указанных в табл. 4.8.

**Давление и температура в конце процесса сгорания в двигателях  
внутреннего сгорания**

Тип двигателя	$T_{гв}$ , К	$p_{гв}$ , МПа	$p_{гд}$ , МПа
бензиновый двигатель	2400...3100	3,5...7,5	3,0...6,5
дизель	1800...2300	5,0...12,0	
газовый двигатель	2200...2500	3,0...5,0	2,5...4,5

*Пример № 4.7.* Количество горючей смеси, поступающей в цилиндры ДВС, составляет 0,5 кмоль гор. см. / кг топл., а общее количество продуктов сгорания 0,54 кмоль пр. сг. / кг топл. Определите коэффициент остаточных газов, химический коэффициент молекулярного изменения горючей смеси и действительный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси, если количество остаточных газов в цилиндре двигателя равно 0,025 кмоль пр. сг. / кг топл.

**Решение**

1. По формуле (4.11) определяется коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1} = \frac{0,025}{0,5} = 0,05 .$$

2. Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси определяется по формуле (4.20)

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,54}{0,5} = 1,08 .$$

3. Действительный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси определяется по формуле (4.21)

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,08 + 0,05}{1 + 0,05} \approx 1,076 .$$

*Ответ:*  $\gamma_r = 0,05$ ;  $\mu_0 = 1,08$ ;  $\mu = 1,076$ .

*Пример № 4.8.* Количество горючей смеси, поступающей в цилиндры бензинового ДВС, составляет 0,5 кмоль гор. см. / кг топл., а общее количество продуктов сгорания 0,55 кмоль пр. сг. / кг топл. Количество остаточных газов в цилиндре двигателя равно 0,025 кмоль пр. сг. / кг топл. Определите максимальное давление сгорания действительное и степень повышения давления, если температура в конце видимого процесса сгорания 2400 К, температура в конце сжатия 600 К, а давление в конце сжатия 1,2 МПа.



Решение

1. По формуле (4.21) определяется действительный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{0,55 + 0,025}{0,5 + 0,025} = 1,095.$$

2. Максимальное давление сгорания теоретическое определяется по формуле (4.30)

$$p_z = p_c \mu \frac{T_z}{T_c} = 1,2 \cdot 1,095 \cdot \frac{2400}{600} = 5,256 \text{ МПа.}$$

3. Максимальное давление сгорания действительное определяется по формуле (4.32)

$$p_{z_d} = 0,85 p_z = 0,85 \cdot 5,256 = 4,47 \text{ МПа.}$$

4. Степень повышения давления определяется по формуле (4.34)

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{5,256}{1,2} = 4,38.$$

*Ответ:*  $p_{z_d} = 4,47 \text{ МПа}$ ;  $\lambda = 4,38$ .

**4.2.5. Расчет процесса расширения**

1. Определяется средний показатель политропы расширения.

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

Условно считается, что процесс расширения в действительном цикле протекает по политропе с переменным показателем, который в начальный период изменяется от 0 до 1 (идет настолько интенсивное догорание топлива, что температура газов повышается, несмотря на расширение), затем увеличивается и достигает значения показателя адиабаты (выделение теплоты вследствие догорания топлива и восстановления продуктов диссоциации уменьшается и становится равным отводу теплоты за счет теплообмена и утечки газов через неплотности) и, наконец, превышает показатель адиабаты (выделение теплоты меньше отвода теплоты).

Для упрощения расчетов кривая процесса расширения обычно принимается за политропу с постоянным показателем  $n_2$ . Величина среднего показателя политропы расширения  $n_2$  устанавливается по опытным данным в зависимости от ряда факторов. Значение  $n_2$  возрастает с увеличени-

ем коэффициента использования теплоты, отношения хода поршня  $s$  к диаметру  $D$  цилиндра и интенсивности охлаждения. С ростом нагрузки и увеличением линейных размеров цилиндра (при  $s/D = \text{const}$ ) средний показатель политропы расширения  $n_2$  уменьшается. При увеличении быстроходности двигателя величина  $n_2$ , как правило, снижается, но не для всех типов двигателей и не на всех скоростных режимах.

Учитывая, что по опытным данным величина среднего показателя политропы расширения  $n_2$  незначительно отличается от показателя адиабаты  $k_2$  и, как правило, в меньшую сторону, при предварительных расчетах двигателей величину  $n_2$  можно оценить по величине  $k_2$  для соответствующих значений степени сжатия  $\epsilon$  или – для дизеля – степени последующего расширения  $\delta$ , коэффициента расхода воздуха и температуры в конце процесса сгорания  $T_z$ .

Для упрощения расчетов по определению  $k_2$  построены номограммы (рис. 4.3 и 4.4).

Определение показателя адиабаты расширения  $k_2$  по номограммам производится следующим образом: по имеющимся значениям степени сжатия  $\epsilon$  (или – для дизеля – степени последующего расширения  $\delta$ ) и температуры в конце процесса сгорания  $T_z$  определяют точку, которой соответствует значение  $k_2$  при  $\alpha = 1$ . Для нахождения значения  $k_2$  при заданном коэффициенте расхода воздуха  $\alpha$  необходимо полученную точку перенести по горизонтали на вертикаль, соответствующую  $\alpha = 1$ , и далее параллельно вспомогательным кривым до вертикали, соответствующей заданному значению  $\alpha$ .

Средний показатель политропы расширения также может быть рассчитан по эмпирической формуле в зависимости от частоты вращения коленчатого вала  $n$

$$n_2 = 1,22 + \frac{130}{n}. \quad (4.37)$$

Средние значения величины  $n_2$ , полученные из анализа индикаторных диаграмм, для различных современных автомобильных и тракторных двигателей изменяются в пределах (для номинальной нагрузки), указанных в табл. 4.9.

Таблица 4.9

**Значения политропы расширения для различных двигателей**

Тип двигателя	$n_2$
Бензиновые двигатели	1,23...1,30
Дизели	1,18...1,28
Газовые двигатели	1,25...1,35

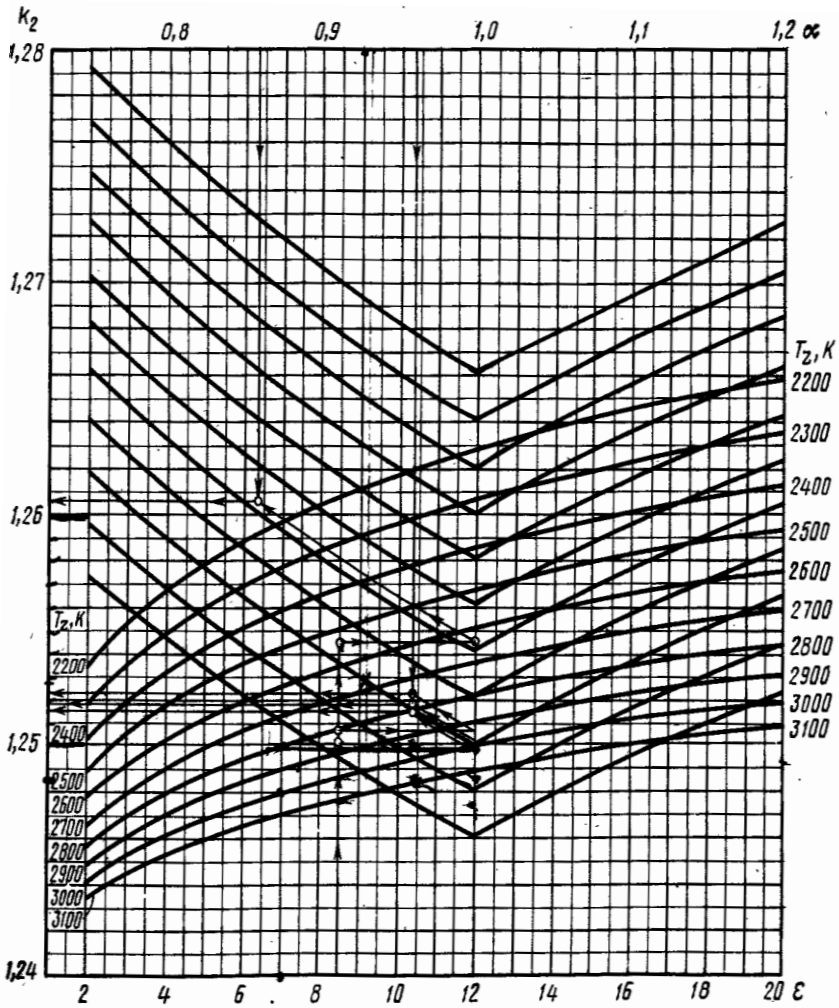


Рис. 4.3. Номограмма для определения показателя адиабаты расширения  $k_2$  для бензинового двигателя

2. Определяется давление в конце процесса расширения, МПа:

– для двигателей, работающих по циклу с подводом теплоты при постоянном объеме,

$$p_b = \frac{p_z}{\epsilon^{n_2}}; \quad (4.38)$$

– для двигателей, работающих по циклу со смешанным подводом теплоты,

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} \quad (4.39)$$

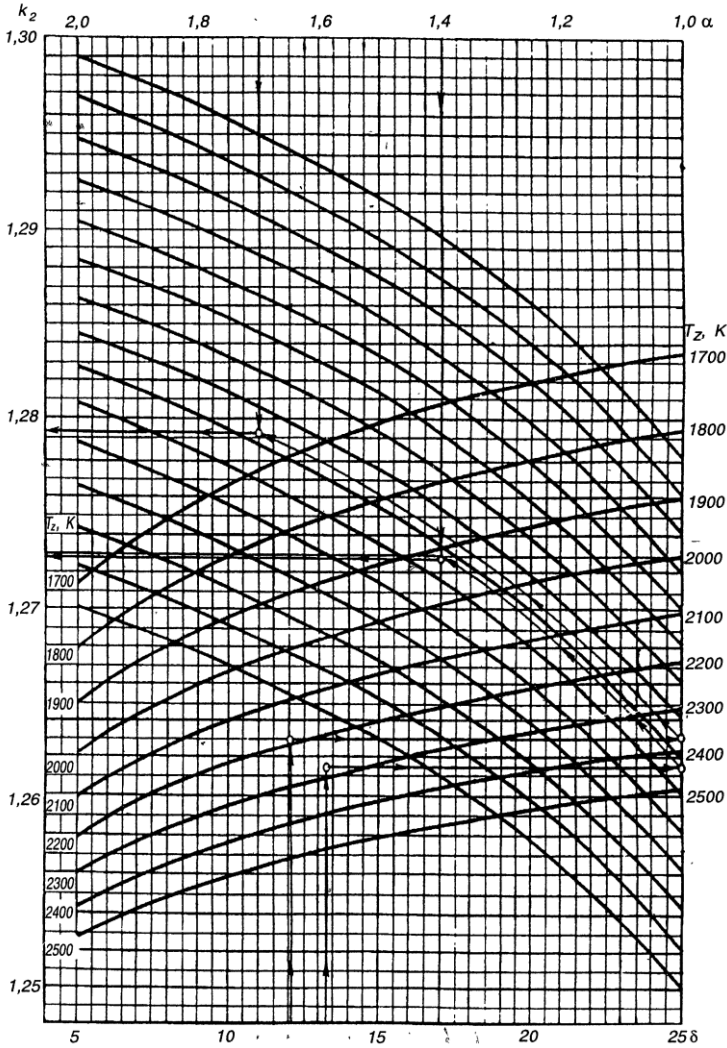


Рис. 4.4. Номограмма для определения показателя адиабаты расширения  $k_2$  для дизеля

3. Определяется температура в конце процесса расширения, К:

– для двигателей, работающих по циклу с подводом теплоты при постоянном объеме,

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}; \quad (4.40)$$

– для двигателей, работающих по циклу со смешанным подводом теплоты,

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}. \quad (4.41)$$

Пример № 4.9. Степень сжатия в карбюраторном двигателе внутреннего сгорания равна 8,5, коэффициент расхода воздуха 0,86. Определите значение адиабаты расширения графическим способом, если температура в конце видимого процесса сгорания 2540 К.

Решение

1. По номограмме, приведенной на рис. 4.3, определяется изотерма  $T_z = 2540$  К. На пересечении этой изотермы с вертикалью, соответствующей степени сжатия  $\varepsilon = 8,5$ , отмечается точка. Из этой точки строится проекция на вертикаль, соответствующую значению коэффициента расхода воздуха  $\alpha = 1$ . Из полученной точки параллельно вспомогательным кривым проводится линия до пересечения с вертикалью, соответствующей заданному значению  $\alpha = 0,86$ , а из этой точки пересечения строится проекция на ось ординат и по градуировке этой оси определяется значение адиабаты расширения

$$k_2 \approx 1,2606.$$

*Ответ:* 1,2606.

Пример № 4.10. Степень сжатия в дизеле равна 17, степень предварительного расширения 1,41, коэффициент расхода воздуха 1,7. Определите значение адиабаты расширения графическим способом, если температура в конце видимого процесса сгорания 2190 К.

Решение

1. По формуле (4.36) определяется степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17}{1,41} = 12,06.$$

2. По номограмме, приведенной на рис. 4.4, определяется изотерма  $T_z = 2190$  К. На пересечении этой изотермы с вертикалью, соответствующей степени последующего расширения  $\delta = 12,06$ , отмечается точка. Из этой точки строится проекция на вертикаль, соответствующую значению коэффициента расхода воздуха  $\alpha = 1$ . Из полученной точки парал-

лельно вспомогательным кривым проводится линия до пересечения с вертикалью, соответствующей заданному значению  $\alpha = 1,7$ , а из этой точки пересечения строится проекция на ось ординат и по градуировке этой оси определяется значение адиабаты расширения

$$k_2 \approx 1,2792.$$

*Ответ:* 1,2792.

**Пример № 4.11.** Частота вращения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания на расчетном режиме равна  $4200 \text{ мин}^{-1}$ . Определите значения температуры и давления в конце процесса расширения в указанном двигателе, если в конце видимого процесса сгорания температура составляет  $2854 \text{ К}$ , а давление –  $6,355 \text{ МПа}$ . Степень сжатия в указанном двигателе принять равной  $8,5$ .

**Решение**

1. По формуле (4.37) определяется средний показатель политропы расширения

$$n_2 = 1,22 + \frac{130}{n} = 1,22 + \frac{130}{4200} \approx 1,251.$$

2. Давление в конце процесса расширения определяется по формуле (4.38)

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} = \frac{6,355}{8,5^{1,251}} = 0,437 \text{ МПа}.$$

3. Температура в конце процесса расширения определяется по формуле (4.40)

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} = \frac{2854}{8,5^{1,251-1}} = 1668 \text{ К}.$$

*Ответ:*  $p_b = 0,437 \text{ МПа}$ ;  $T_b = 1668 \text{ К}$ .

#### 4.2.6. Расчет процесса выпуска

За период выпуска из цилиндра двигателя удаляются отработавшие газы.

1. Проверяется точность выбора величин давления  $p_r$  и температуры  $T_r$  остаточных газов, осуществление которого производилось в начале расчета процесса впуска, К

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b/p_r}}. \quad (4.42)$$

При проектировании двигателя стремятся уменьшить величину  $p_r$ , чтобы избежать возрастания потерь и коэффициента остаточных газов. Кроме того, увеличение давления выпуска уменьшает коэффициент на-

полнения, ухудшает процесс сгорания и повышает температуру и количество остаточных газов. Увеличение давления в конце выпуска при газотурбинном наддуве, как правило, компенсируется повышением давления на впуске.

2. Определяется погрешность расчета, %

$$\Delta T_r = 100 \frac{T_{r,б} - T_{r,м}}{T_{r,м}}, \quad (4.43)$$

где  $T_{r,б}$  и  $T_{r,м}$  – большее и меньшее значения температуры остаточных газов (принятой и расчетной), К.

Величина погрешности расчета не должна превышать 5 %. Если погрешность расчета превышает 5 %, необходимо в ходе расчета параметров рабочего тела в процессе впуска задаться другим значением температуры и давления остаточных газов и повторить расчет.

Пример № 4.12. В ходе выполнения расчета действительного цикла двигателя внутреннего сгорания предварительно были приняты параметры остаточных газов: давление 0,118 МПа и температура 1060 К. В результате проведения расчета процесса расширения получены следующие параметры рабочего тела в конце процесса: давление 0,437 МПа и температура 1668 К. Проведите проверку точности выбора величин температуры и давления остаточных газов.

Решение

1. По формуле (4.42) определяется расчетное значение температуры остаточных газов

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b/p_r}} = \frac{1668}{\sqrt[3]{0,437/0,118}} = 1078 \text{ К.}$$

2. Так как расчетное значение температуры остаточных газов больше предварительно принятого ( $1078 > 1060$ ), то в качестве большего значения температуры остаточных газов принимается именно расчетное значение, т.е.  $T_{r,б} = 1078$  К, а в качестве меньшего – предварительно принятое, т.е.  $T_{r,м} = 1060$  К.

3. Погрешность расчета определяется по формуле (4.43)

$$\Delta T_r = 100 \frac{T_{r,б} - T_{r,м}}{T_{r,м}} = 100 \frac{1078 - 1060}{1060} = 1,70 \% < 5 \% .$$

*Ответ:* так как погрешность расчета находится в допустимых пределах  $\Delta T_r = 1,70 \% < 5 \%$ , то можно сделать вывод, что выбор величин температуры и давления остаточных газов был произведен достаточно точно.

#### 4.2.7. Расчет индикаторных параметров рабочего цикла

Рабочий цикл двигателя внутреннего сгорания характеризуется средним индикаторным давлением, индикаторной мощностью и индикаторным КПД.

1. Определяется теоретическое среднее индикаторное давление – теоретическая индикаторная работа цикла двигателя (избыточная работа, получаемая за такты сжатия и расширения), снимаемая с единицы рабочего объема.

Для бензинового двигателя, работающего по циклу с подводом теплоты при  $V=\text{const}$ , теоретическое среднее индикаторное давление рассчитывается по формуле, МПа

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \quad (4.44)$$

а для дизеля, работающего по циклу со смешанным подводом теплоты, МПа

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[ \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) + \lambda(\rho - 1) \right]. \quad (4.45)$$

2. Определяется среднее индикаторное давление действительного цикла, которое отличается от теоретического на величину, пропорциональную уменьшению расчетной диаграммы за счет ее скругления. Уменьшение теоретического среднего индикаторного давления вследствие отклонения действительного процесса от расчетного цикла оценивается коэффициентом полноты диаграммы  $\varphi_n$  и величиной среднего давления насосных потерь при процессах впуска и выпуска  $\Delta p_i$ . При проведении расчетов потери на газообмен учитываются в работе, затрачиваемой на механические потери. В связи с этим принимают, что среднее индикаторное давление действительного цикла отличается от теоретического только на коэффициент полноты диаграммы  $\varphi_n$ .

Среднее индикаторное давление действительного цикла, МПа

$$p_i = \varphi_n p'_i. \quad (4.46)$$

Коэффициент полноты диаграммы принимается, согласно рекомендациям табл. 4.10.

Таблица 4.10

#### Коэффициент полноты диаграммы

Тип двигателя	$\varphi_n$
двигатели с электронным впрыском топлива	0,95...0,98
карбюраторные двигатели	0,94...0,97
дизели	0,92...0,95



3. Определяется индикаторный КПД ( $\eta_i$ ), характеризующий степень использования в действительном цикле теплоты топлива для получения полезной работы и представляющий собой отношение теплоты, эквивалентной индикаторной работе цикла, ко всему количеству теплоты, внесенной в цилиндр топливом. Таким образом, индикаторный КПД учитывает все тепловые потери действительного цикла: в окружающую среду, т.е. в систему охлаждения; с отработавшими газами; от неполноты сгорания.

Для автомобильных и тракторных двигателей, работающих на жидком топливе, индикаторный КПД рассчитывается по формуле

$$\eta_i = \frac{p_i l_0 \alpha}{H_u \rho_k \eta_V}, \quad (4.47)$$

а для автомобильных и тракторных двигателей, работающих на газообразном топливе, по формуле

$$\eta_i = 371,2 \cdot 10^{-6} \frac{M'_i T_k P_i}{H'_u \rho_k \eta_V}, \quad (4.48)$$

где  $M'_i$  – количество горючей смеси, моль гор.см./моль топл.;  $H'_u$  – низшая теплота сгорания газообразного топлива, МДж/м<sup>3</sup>.

Величины индикаторного КПД современных двигателей, работающих на номинальном режиме, приведены в табл. 4.11.

Таблица 4.11

### Индикаторный КПД двигателей внутреннего сгорания

Тип двигателя	$\eta_i$
двигатели с электронным впрыском топлива	0,35...0,45
карбюраторные двигатели	0,30...0,40
дизели	0,40...0,50
газовые двигатели	0,28...0,35

4. Определяется индикаторный удельный расход топлива.

Для двигателей, работающих на жидком топливе, индикаторный удельный расход топлива рассчитывается по формуле, г/(кВт·ч)

$$g_i = 3600 / (H_u \eta_i). \quad (4.49)$$

Для двигателей, работающих на газовом топливе, определяются удельный расход топлива и удельный расход теплоты на единицу мощности:

– удельный расход топлива, м<sup>3</sup>/(кВт·ч)

$$v_i = 3,6 / (H'_u \eta_i); \quad (4.50)$$

– удельный расход теплоты на единицу мощности, МДж/(кВт·ч)

$$q_i = v_i H'_u. \quad (4.51)$$

Удельные расходы топлива двигателей, работающих на номинальном режиме, приведены в табл. 4.12.

Таблица 4.12

**Индикаторный удельный расход топлива двигателей внутреннего сгорания**

Тип двигателя	$g_i$ , г/(кВт·ч)
двигатели с электронным впрыском топлива	180...230
карбюраторные двигатели	210...275
дизели	170...210
газовые двигатели [удельный расход теплоты $q_i$ , МДж/(кВт·ч)]	10,5...13,5

Пример № 4.13. В бензиновом карбюраторном двигателе внутреннего сгорания степень сжатия составляет 8. При частоте вращения коленчатого вала  $4000 \text{ мин}^{-1}$  давление в конце процесса сжатия равно 1,5, а максимальное давление сгорания – 6,0 МПа. Определите среднее индикаторное давление действительного цикла на указанном скоростном режиме работы двигателя, приняв коэффициент полноты диаграммы равным 0,97.

Решение

1. По формуле (4.17) определяется значение политропы сжатия на расчетном режиме

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{n} = 1,41 - \frac{100}{4000} = 1,385.$$

2. По формуле (4.37) определяется средний показатель политропы расширения

$$n_2 = 1,22 + \frac{130}{n} = 1,22 + \frac{130}{4000} \approx 1,253.$$

3. По формуле (4.34) определяется степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{6,0}{1,5} = 4.$$

4. Теоретическое среднее индикаторное давление для двигателя с воспламенением от искры определяется по формуле (4.44)

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

$$= \frac{1,5}{8 - 1} \left[ \frac{4}{1,253 - 1} \left( 1 - \frac{1}{8^{1,253 - 1}} \right) - \frac{1}{1,385 - 1} \left( 1 - \frac{1}{8^{1,385 - 1}} \right) \right] = 1,072 \text{ МПа.}$$

5. Среднее индикаторное давление действительного цикла определяется по формуле (4.46)

$$p_i = \varphi_n p'_i = 0,97 \cdot 1,072 \approx 1,04 \text{ МПа.}$$

Ответ: 1,04 МПа.

**Пример № 4.14.** В цилиндрах дизеля производится сжигание топлива с теплотой сгорания 42,5 МДж/кг. При этом для полного сгорания 1 кг указанного топлива стехиометрически необходимо 14,5 кг воздуха, а в действительности на реализацию рабочего процесса подают воздух с коэффициентом расхода 1,5. Приняв температуру надувочного воздуха 26 °С, а давление 0,103 МПа, определите индикаторный КПД действительного цикла и индикаторный удельный расход топлива в указанном двигателе, если величина среднего индикаторного давления действительного цикла составляет 1,05 МПа, а коэффициент наполнения равен 0,90.

**Решение**

1. По формуле (4.7) определяется значение удельной газовой постоянной для воздуха

$$R_b = \frac{R}{\mu_b} = \frac{8314}{28,96} \approx 287 \text{ Дж/(кг·град)}.$$

2. По формуле (4.6) определяется средний показатель политропы расширения

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_b T_k} = \frac{0,103 \cdot 10^6}{287 \cdot 299} = 1,2 \text{ кг/м}^3.$$

3. По формуле (4.47) определяется индикаторный КПД действительного цикла

$$\eta_i = \frac{p_i l_0 \alpha}{H_u \rho_k \eta_v} = \frac{1,05 \cdot 14,5 \cdot 1,5}{42,5 \cdot 1,2 \cdot 0,90} = 0,498.$$

4. Индикаторный удельный расход топлива определяется по формуле (4.49)

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i} = \frac{3600}{42,5 \cdot 0,498} = 170,1 \text{ г/(кВт·ч)}.$$

*Ответ:*  $\eta_i = 0,498$ ;  $g_i = 170,1 \text{ г/(кВт·ч)}$ .

#### 4.2.8. Расчет эффективных показателей двигателя

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

1. Предварительно принимается или определяется по характеристикам двигателя ход поршня  $s$ .

2. Определяется средняя скорость поршня, м/с

$$v_{n,cp} = \frac{\pi n_N}{10^4 \cdot 3}, \quad (4.52)$$

где  $n_N$  – частота вращения коленчатого вала на режиме номинальной мощности,  $\text{мин}^{-1}$ .

В современных автомобильных и тракторных двигателях скорость поршня обычно находится в пределах, приведенных в табл. 4.13.

Таблица 4.13

### Скорость поршня в автомобильных и тракторных двигателях

Тип двигателя	$v_{п.ср}$ , м/с
бензиновые двигатели легковых автомобилей	12...20
бензиновые двигатели грузовых автомобилей	9...16
автомобильные газовые двигатели	7...14
автомобильные дизели	7...13
тракторные дизели	6...11

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

Механические потери, характеризующиеся средним давлением  $p_m$ , приближенно можно определить по линейным зависимостям от средней скорости поршня.

Для различных типов двигателей среднее давление механических потерь, МПа:

– для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением  $s/D > 1$

$$p_m = 0,049 + 0,0152v_{п.ср}; \quad (4.53)$$

– для бензиновых восьмицилиндровых двигателей с отношением  $s/D < 1$

$$p_m = 0,039 + 0,0132v_{п.ср}; \quad (4.54)$$

– для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением  $s/D \leq 1$

$$p_m = 0,034 + 0,0113v_{п.ср}; \quad (4.55)$$

– для высокофорсированных двигателей с впрыском топлива и электронным управлением

$$p_m = 0,024 + 0,0053v_{п.ср}; \quad (4.56)$$

– для четырехтактных дизелей с неразделенными камерами

$$p_m = 0,089 + 0,0118v_{п.ср}; \quad (4.57)$$

– для предкамерных дизелей

$$p_m = 0,103 + 0,0153v_{п.ср}; \quad (4.58)$$

– для дизелей с вихревыми камерами

$$p_m = 0,089 + 0,0135v_{п.ср}. \quad (4.59)$$

При использовании в качестве агрегата наддува приводного нагнетателя (механический наддув) потери в двигателе увеличиваются на величину затрат мощности на его привод.

4. Среднее эффективное давление  $p_e$  представляет собой отношение эффективной работы на валу двигателя к единице рабочего объема цилиндра. Определяется по среднему индикаторному давлению, МПа

$$P_e = P_i - P_m \cdot \quad (4.60)$$

Для двигателей с механическим наддувом значение среднего эффективного давления уменьшается на величину потерь давления на привод нагнетателя ( $p_n$ ), МПа

$$P_e = P_i - P_m - P_n \cdot \quad (4.61)$$

Значения среднего эффективного давления при номинальной нагрузке для различных типов двигателей приведены в табл. 4.14.

Таблица 4.14

**Среднее эффективное давление в двигателях различного типа**

Тип двигателя	$p_e$ , МПа
четырёхтактные карбюраторные двигатели	0,6...1,1
четырёхтактные карбюраторные двигатели форсированные	до 1,3
двигатели с электронным впрыском	0,85...1,3
четырёхтактные дизели без наддува	0,65...0,85
четырёхтактные дизели с наддувом	до 2,0
двухтактные быстроходные дизели	0,4...0,75
газовые двигатели	0,5...0,75

С ростом среднего эффективного давления улучшаются условия использования рабочего объема цилиндра, что дает возможность создавать более легкие и компактные двигатели.

5. Определяется механический КПД – отношение среднего эффективного давления к индикаторному

$$\eta_m = p_e / p_i \cdot \quad (4.62)$$

С увеличением потерь в двигателе механический КПД уменьшается. При снижении нагрузки в карбюраторном двигателе значительно возрастает  $p_m$  из-за увеличения потерь на газообмен. При холостом ходе  $p_i=p_m$  и  $\eta_m=0$ .

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

Пределы значений механического КПД различных типов двигателей, работающих на номинальном режиме, приведены в табл. 4.15.

6. Определяется эффективный КПД, который характеризует экономичность работы двигателя и представляет собой отношение количества

теплоты, эквивалентной полезной работе на валу двигателя, к общему количеству теплоты, внесенной в двигатель с топливом. Этот показатель характеризует степень использования теплоты топлива в двигателе с учетом всех потерь – тепловых и механических.

Таблица 4.15

### Механический КПД двигателей различного типа

Тип двигателя	$\eta_m$
бензиновые двигатели	0,75...0,92
четырёхтактные дизели без наддува	0,70...0,82
четырёхтактные дизели с наддувом (без учета потерь мощности на нагнетатель)	0,80...0,90
двухтактные быстроходные дизели	0,70...0,85
газовые двигатели	0,75...0,85

Эффективный КПД может быть определен по формуле

$$\eta_e = \eta_i \eta_m. \quad (4.63)$$

Значения эффективного КПД для различных типов двигателей при работе их на номинальном режиме приведены в табл. 4.16.

Таблица 4.16

### Эффективный КПД двигателей различного типа

Тип двигателя	$\eta_e$
бензиновые двигатели	0,25...0,38
дизели без наддува	0,35...0,42
дизели с наддувом	0,38...0,43

Более высокие значения эффективного КПД у дизелей по сравнению с бензиновыми двигателями объясняются более полным сгоранием в дизелях топлива, вследствие более высоких значений коэффициента расхода воздуха.

7. Эффективный удельный расход топлива также является характеристикой экономичности работы двигателя.

Эффективный удельный расход жидкого топлива определяется по формуле, г/(кВт·ч)

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e}. \quad (4.64)$$

Эффективный удельный расход газового топлива, м<sup>3</sup>/(кВт·ч)

$$v_e = 3,6 / (H'_u \eta_e), \quad (4.65)$$

а удельный расход теплоты на единицу эффективной мощности, МДж/(кВт·ч)

$$q_e = v_e H'_u. \quad (4.66)$$

Значения эффективного удельного расхода топлива для различных типов автомобильных и тракторных двигателей при их номинальной нагрузке приведены в табл. 4.17.

Таблица 4.17

**Эффективный удельный расход топлива двигателей внутреннего сгорания**

Тип двигателя	$g_e, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$
двигатели с электронным впрыском топлива	200...290
карбюраторные двигатели	230...310
дизели с неразделенными камерами	200...235
вихрекамерные и предкамерные дизели	220...260
газовые двигатели [удельный расход теплоты $q_e, \text{МДж}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ ]	12...17

Пример № 4.15. Частота вращения коленчатого вала четырехцилиндрового карбюраторного двигателя внутреннего сгорания на режиме номинальной мощности составляет  $5600 \text{ мин}^{-1}$ . Определите среднее давление механических потерь в указанном двигателе, если ход поршня в нем составляет 66 мм, а диаметр цилиндра – 79 мм.

Решение

1. По формуле (4.52) определяется значение средней скорости поршня

$$v_{\text{п.ср}} = \frac{sn_N}{3 \cdot 10^4} = \frac{66 \cdot 5600}{3 \cdot 10^4} = 12,32 \text{ м/с.}$$

2. Определяется отношение хода поршня к диаметру цилиндра

$$\frac{s}{D} = \frac{66}{79} = 0,835 < 1.$$

3. Для бензинового двигателя внутреннего сгорания с четырьмя цилиндрами и отношением  $s/D < 1$  среднее давление механических потерь определяется по формуле (4.55)

$$p_m = 0,034 + 0,0113v_{\text{п.ср}} = 0,034 + 0,0113 \cdot 12,32 = 0,173 \text{ МПа.}$$

*Ответ:* 0,173 МПа.

Пример № 4.16. Частота вращения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания с впрыском топлива и электронным управлением на режиме номинальной мощности составляет  $6000 \text{ мин}^{-1}$ . Ход поршня в двигателе составляет 92 мм. Определите механический КПД двигателя если величина среднего индикаторного давления составляет 1,3 МПа.

Решение

1. По формуле (4.52) определяется значение средней скорости поршня

$$v_{\text{п.ср}} = \frac{sn_N}{3 \cdot 10^4} = \frac{92 \cdot 6000}{3 \cdot 10^4} = 18,4 \text{ м/с.}$$

2. Для высокофорсированных двигателей с впрыском топлива и электронным управлением среднее давление механических потерь определяется по формуле (4.56)

$$p_m = 0,024 + 0,0053v_{\text{п.ср}} = 0,024 + 0,0053 \cdot 18,4 \approx 0,122 \text{ МПа.}$$

3. Среднее эффективное давление определяется по формуле (4.60)

$$p_e = p_i - p_m = 1,3 - 0,122 = 1,178 \text{ МПа.}$$

4. Механический КПД определяется по формуле (4.62)

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{1,178}{1,3} = 0,906.$$

*Ответ:* 0,906.

Пример № 4.17. Частота вращения коленчатого вала дизеля с неразделенными камерами составляет  $2500 \text{ мин}^{-1}$ , а ход поршня равен 120 мм. Определите средний эффективный удельный расход топлива в указанном двигателе, если среднее индикаторное давление в нем составляет 1,035 МПа, а средний индикаторный КПД – 0,45. Теплоту сгорания дизельного топлива принять равным 42,44 МДж/кг.

Решение

1. По формуле (4.52) определяется значение средней скорости поршня

$$v_{\text{п.ср}} = \frac{sn_N}{3 \cdot 10^4} = \frac{120 \cdot 2500}{3 \cdot 10^4} = 10 \text{ м/с.}$$

2. Для четырехтактных дизелей с неразделенными камерами среднее давление механических потерь определяется по формуле (4.57)

$$p_m = 0,089 + 0,0118v_{\text{п.ср}} = 0,089 + 0,0118 \cdot 10 = 0,207 \text{ МПа.}$$

3. Среднее эффективное давление определяется по формуле (4.60)

$$p_e = p_i - p_m = 1,035 - 0,207 = 0,828 \text{ МПа.}$$

4. Механический КПД определяется по формуле (4.62)

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0,828}{1,035} = 0,8.$$

5. Средний эффективный КПД определяется по формуле (4.63)

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,45 \cdot 0,8 = 0,36.$$

6. Эффективный удельный расход жидкого топлива определяется по формуле (4.64)



$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} = \frac{3600}{42,44 \cdot 0,36} \approx 235,6 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$

Ответ: 235,6 г/(кВт·ч).

#### 4.2.9. Расчет основных параметров цилиндра и двигателя

Если задана эффективная мощность двигателя и выбрана величина  $s/D$  (или принят ход поршня), то можно определить основные конструктивные параметры двигателя.

1. По эффективной мощности  $N_e$ , частоте вращения коленчатого вала  $n$  и эффективному давлению  $p_e$  определяется литраж двигателя, л

$$V_n = \frac{30\tau N_e}{p_e n}, \quad (4.67)$$

где  $\tau$  – число тактов в одном цикле работы двигателя.

2. Определяется рабочий объем одного цилиндра, л

$$V_h = V_n / i, \quad (4.68)$$

где  $i$  – число цилиндров в двигателе.

3. Диаметр цилиндра может быть определен следующими способами, мм:

– для случая, когда при расчете эффективных показателей двигателя произведено сравнение отношения  $s/D$  и 1 (принято) и предварительно принят ход поршня  $s$ ,

$$D = 2 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{V_h}{\pi s}}; \quad (4.69)$$

– для случая, когда при расчете эффективных показателей двигателя выбрана величина  $s/D$  и значение средней скорости поршня  $v_{п.ср}$ ,

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi(s/D)}}, \quad (4.70)$$

и, уже при известном диаметре поршня, определяется ход поршня, мм

$$s = D \cdot (s/D). \quad (4.71)$$

4. После округления полученных расчетных значений диаметра и хода поршня до целых чисел, нуля или пяти производится уточнение параметров и показателей двигателя в соответствии с принятыми (округленными) значениями диаметра цилиндра и хода поршня:

– площадь поршня, см<sup>2</sup>

$$F_n = \frac{\pi D^2}{4 \cdot 100}; \quad (4.72)$$

– литраж двигателя, л

$$V_{\text{л}} = \frac{\pi D^2 s i}{4 \cdot 10^6}; \quad (4.73)$$

– эффективная мощность двигателя, кВт

$$N_e = \frac{p_e V_{\text{л}} n}{30\tau}; \quad (4.74)$$

– литровая мощность двигателя, кВт/л

$$N_{\text{л}} = \frac{N_e}{V_{\text{л}}}; \quad (4.75)$$

– эффективный крутящий момент, Н·м

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n}; \quad (4.76)$$

– часовой расход топлива, кг/ч

$$G_{\text{т}} = N_e g_e \cdot 10^{-3}; \quad (4.77)$$

– средняя скорость поршня, м/с

$$v_{\text{п.ср}} = \frac{S n_N}{10^4 \cdot 3}, \quad (4.78)$$

где  $n_N$  – частота вращения коленчатого вала на режиме номинальной мощности,  $\text{мин}^{-1}$ .

При расхождении между ранее принятой величиной  $v_{\text{п.ср}}$  и уточненной более 3...4 % необходимо пересчитать эффективные показатели двигателя.

#### 4.2.10. Построение индикаторной диаграммы двигателя внутреннего сгорания

Индикаторная диаграмма ДВС строится с использованием данных расчета рабочего процесса.

1. Выбираются масштабы построения индикаторной диаграммы. При построении диаграммы ее масштабы рекомендуется выбирать с таким расчетом, чтобы получить высоту равной 1,2...1,7 ее основания. Масштабы диаграммы принимаются в следующих пределах: масштаб хода поршня  $M_s = 0,5; 1,0; 1,5$  мм в мм; масштаб давлений  $M_p = 0,020; 0,025; 0,040; 0,050; 0,070 \dots 0,100$  МПа в мм.

2. Определяется длина отрезка  $AB$ , соответствующего рабочему объему цилиндра, а по величине равного ходу поршня  $s$  в масштабе  $M_s$ , мм

$$AB = \frac{s}{M_s}. \quad (4.79)$$

3. Определяется отрезок  $OA$ , соответствующий объему камеры сгорания, мм

$$OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1}. \quad (4.80)$$

Для дизелей, в качестве прототипа рабочего цикла которых используется цикл со смешанным подводом теплоты, также определяется величина отрезка  $z'z$ , соответствующего перемещению поршня, при котором продолжается подвод теплоты в цикл в процессе расширения (при постоянном давлении), мм

$$z'z = OA(\rho - 1), \quad (4.81)$$

где  $\rho$  – степень предварительного расширения.

4. Из точки  $O$ , являющейся началом координат диаграммы, по оси абсцисс откладывается отрезок  $OA$  (мм). Далее от точки  $A$  по оси абсцисс откладывается отрезок  $AB$ . Таким образом, абсцисса  $A$  соответствует положению поршня в верхней мертвой точке (в.м.т.), а абсцисса  $B$  – в нижней мертвой точке (н.м.т.).

5. На основании данных теплового расчета определяется максимальная высота диаграммы (точка  $z$ ), а также ординаты характерных точек, мм:  $p_z/M_p$ ;  $p_a/M_p$ ;  $p_b/M_p$ ;  $p_c/M_p$ ;  $p_r/M_p$ ;  $p_0/M_p$ .

6. Характерные точки  $a$  ( $B, \frac{P_a}{M_p}$ );  $b$  ( $B, \frac{P_b}{M_p}$ );  $c$  ( $A, \frac{P_c}{M_p}$ );  $r$  ( $A, \frac{P_r}{M_p}$ );  $z$  ( $A, \frac{P_z}{M_p}$ ) наносятся на диаграмму. Также показывается величина давления окружающей среды  $p_0$ .

7. Производится построение политроп сжатия и расширения аналитическим методом.

Построение политропы сжатия производится с использованием зависимости, МПа

$$p_x = p_a \left( \frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1}, \quad (4.82)$$

где  $p_x, V_x$  – давление и объем в искомой точке процесса сжатия.

Если привести параметры состояния рабочего тела в надпоршневом пространстве к масштабу диаграммы, то зависимость (4.82) может быть преобразована к следующему виду, мм

$$\frac{p_x}{M_p} = \frac{p_a}{M_p} \left( \frac{OB}{OX} \right)^{n_1}, \quad (4.83)$$

где  $OX$  – расстояние по оси абсцисс от начала координат до искомой точки процесса сжатия, мм.

Отношение  $V_a/V_x$ , а соответственно и  $OB/OX$ , изменяется в пределах от 1 до  $\varepsilon$  (степень сжатия).

Построение политропы расширения производится с использованием зависимости, МПа

$$p_x = p_b \left( \frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2}, \quad (4.84)$$

где  $p_x, V_x$  – давление и объем в искомой точке процесса расширения.

Если привести параметры состояния рабочего тела в надпоршневом пространстве к масштабу диаграммы, то зависимость (4.84) может быть преобразована к следующему виду, мм

$$\frac{p_x}{M_p} = \frac{p_b}{M_p} \left( \frac{OB}{OX} \right)^{n_2}. \quad (4.85)$$

Для бензиновых двигателей отношение  $V_b/V_x$ , а соответственно и  $OB/OX$ , изменяется в пределах от 1 до  $\varepsilon$ , а для дизелей – от 1 до  $\delta = \varepsilon/\rho$  (степень последующего расширения).

Определение ординат расчетных точек политроп сжатия и расширения удобно производить в табличной форме (см. табл. 4.18).

Таблица 4.18

### Расчетная таблица к построению политроп сжатия и расширения

№ точек	OX, мм	OB/OX	Политропа сжатия			Политропа расширения		
			$\left( \frac{OB}{OX} \right)^{n_1}$	$P_x/M_p$ , мм	$P_x$ , МПа	$\left( \frac{OB}{OX} \right)^{n_2}$	$P_x/M_p$ , мм	$P_x$ , МПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1								
.								
.								
.								
$m^*$								

$m^*$  – количество расчетных точек.

Точки  $a$  и  $c$  соединяют плавной кривой, проходящей через вычисленные и нанесенные на поле диаграммы точки политропы сжатия, а точки  $z$  и  $b$  – кривой, проходящей через точки политропы расширения (координаты точек в табл. 4.18 приведены в графах 2 и 5 для политропы сжатия и в графах 2 и 8 для политропы расширения).

8. Для бензинового двигателя прямыми линиями соединяются точки  $c$  и  $z$ , а также  $b$  и  $a$ , а для дизеля – точки  $c$  и  $z'$ ;  $z'$  и  $z$ , а также  $b$  и  $a$ . Принимается, что процесс выпуска протекает сначала при постоянном объеме от давления  $p_b$  до давления  $p_r$  (из точки  $b$  вертикально вниз), затем – при

постоянном давлении  $p_r$  от н.м.т. до в.м.т. (горизонтально до точки  $r$ ), а процесс впуска сначала протекает также при постоянном объеме от давления  $p_r$  до давления  $p_a$  (из точки  $r$  вертикально вниз), затем – при постоянном давлении  $p_a$  от в.м.т. до н.м.т. (горизонтально до точки  $a$ ).

9. Действительная диаграмма отличается от расчетной по ряду причин:

– в реальном двигателе за счет опережения зажигания (момент зажигания характеризуется точкой  $c'$  на действительной диаграмме) или впрыска топлива рабочая смесь воспламеняется до прихода поршня в в.м.т. (момент воспламенения характеризуется точкой  $f$ ) и повышает давление в конце процесса сжатия (на действительной индикаторной диаграмме конец процесса сжатия характеризуется точкой  $c''$ );

– процесс видимого сгорания происходит при изменяющемся объеме и протекает по некоторой кривой от точки, соответствующей концу процесса сжатия на действительной диаграмме (точка  $c''$ ), до точки  $z_d$ , а не по прямой  $cz$  для бензиновых двигателей или прямым  $cz'$  и  $z'z$  для дизеля. При построении индикаторной диаграммы бензинового двигателя точка  $z_d$  лежит на пересечении политропы расширения и изобары  $p_{z_d} = const$ , а при построении диаграммы дизеля – на прямой  $z'z$  ориентировочно вблизи точки  $z$ ;

– открытие выпускного клапана до прихода поршня в н.м.т. (характеризуется точкой  $b'$  на действительной диаграмме) снижает давление в конце расширения (точка  $b''$ , характеризующая параметры рабочего тела в конце процесса расширения на действительной диаграмме, обычно располагается между точками  $a$  и  $b$ ).

Для правильного построения характерных точек действительной индикаторной диаграммы необходимо установить взаимосвязь между углом  $\varphi$  поворота коленчатого вала и перемещением поршня  $s_x$ . Эта связь устанавливается на основании выбора длины шатуна  $L_{ш}$  и отношения радиуса кривошипа  $R$  к длине шатуна  $\lambda=R/L_{ш}$  (принимается в пределах  $\lambda=0,24\dots0,31$ ).

Скругление индикаторной диаграммы осуществляется на основании следующих соображений и расчетов. Фазы газораспределения необходимо устанавливать с учетом получения хорошей очистки цилиндра от отработавших газов и обеспечения дозарядки в пределах, принятых в расчете. В современных быстроходных двигателях открытие выпускного клапана (на действительной индикаторной диаграмме момент открытия выпускного клапана характеризуется точкой  $r'$ ) происходит в среднем за  $10\dots35^\circ$  до прихода поршня в в.м.т., а закрытие (момент закрытия выпускного клапана на диаграмме характеризуется точкой  $a''$ ) – через  $40\dots85^\circ$  после н.м.т. Открытие выпускного клапана происходит за  $40\dots80^\circ$  до

н.м.т., а закрытие (момент закрытия выпускного клапана на диаграмме характеризуется точкой  $a'$ ) – через  $10...30^\circ$  после в.м.т.

Угол опережения зажигания, т.е. угловой интервал от момента подачи искры до прихода поршня в в.м.т., в бензиновых двигателях принимается в пределах  $15...50^\circ$ . Угол опережения впрыскивания, т.е. угол, на который повернется коленчатый вал от момента начала впрыскивания топлива до прихода поршня в в.м.т., в дизелях принимается в пределах  $20...30^\circ$ . Продолжительность периода задержки воспламенения может быть принята в пределах  $5...10^\circ$ .

В соответствии с принятыми фазами газораспределения и углом опережения зажигания или впрыска (в зависимости от типа двигателя) определяют положение точек  $r'$ ,  $a'$ ,  $a''$ ,  $c'$ ,  $f$ ,  $b'$  по формуле для перемещения поршня, мм

$$AX = \frac{AB}{2} \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]. \quad (4.86)$$

Для удобства построения диаграммы расчет абсцисс точек сводится в табл. 4.19.

Таблица 4.19

### Расчетная таблица к скруглению индикаторной диаграммы

Обозначение точек	Положение точек	$\varphi$	$(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi)$	Расстояние от в.м.т. (AX), мм
$r'$	$(10...35)^\circ$ до в.м.т.	$(10...35)^\circ$		
$a'$	$(10...30)^\circ$ после в.м.т.	$(10...30)^\circ$		
$a''$	$(40...85)^\circ$ после н.м.т.	$180 - (40...85)^\circ$		
$c'$	бенз: $(15...50)^\circ$ до в.м.т. диз: $(20...30)^\circ$ до в.м.т.	$(15...50)^\circ$ $(20...30)^\circ$		
$f$	бенз: $(10...40)^\circ$ до в.м.т. диз: $(10...20)^\circ$ до в.м.т.	$(10...40)^\circ$ $(10...20)^\circ$		
$b'$	$(40...80)^\circ$ до н.м.т.	$180 - (40...80)^\circ$		

Ордината точки  $c''$  определяется из выражений:

$$p_{c''} = (1,15...1,25)p_c \text{ МПа и } p_{c''}/M_p \text{ мм.} \quad (4.87)$$

Ордината точки  $z_d$  для бензиновых двигателей определяется следующим образом, мм

$$p_{z_d}/M_p. \quad (4.88)$$

Точки  $r$  с  $a'$ ;  $c'$  с  $f$  и  $c''$  и далее с  $z_d$  соединяются плавными кривыми; далее точка  $z_d$  соединяется кривой расширения с точкой  $b'$ , а она – плавной кривой – с точкой  $b''$ , которая соединяется с точками  $r'$  и  $r$  линией

выпуска. В итоге получается скругленная действительная индикаторная диаграмма  $ra'ac'fc''z_d b'b''r$ .

Пример № 4.18. В двигателе внутреннего сгорания с воспламенением рабочей смеси от искры ход поршня составляет 66 мм, а геометрическая степень сжатия – 8,5. Известно, что величины давления газов над поршнем в процессе реализации рабочего цикла следующие: в конце впуска 0,085 МПа; в конце сжатия 1,615 МПа; в конце сгорания теоретическое 6,355 МПа; в конце сгорания действительное 5,402 МПа; в конце расширения 0,437 МПа; остаточных газов 0,118 МПа. Произведите построение индикаторной диаграммы аналитическим методом, приняв, что процесс сжатия протекает по политропе с показателем 1,376, а процесс расширения – по политропе с показателем 1,251. Частоту вращения коленчатого вала принять равной  $5600 \text{ мин}^{-1}$ , а отношение радиуса кривошипа к длине шатуна –  $\lambda = 0,285$ .

Решение

1. Принимаются масштабы диаграммы:  
– масштаб хода поршня  $M_s = 0,5 \text{ мм в мм}$ ;  
– масштаб давлений  $M_p = 0,025 \text{ МПа в мм}$ .
2. Длина отрезка  $AB$ , соответствующего рабочему объему цилиндра, определяется по формуле (4.79)

$$AB = \frac{s}{M_s} = \frac{66}{0,5} = 132 \text{ мм.}$$

3. Длина отрезка  $OA$ , соответствующего объему камеры сгорания, определяется по формуле (4.80)

$$OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1} = \frac{132}{8,5 - 1} = 17,6 \text{ мм.}$$

4. Из точки  $O$ , являющейся началом координат диаграммы, по оси абсцисс откладывается отрезок  $OA = 17,6 \text{ мм}$ . Далее от точки  $A$  по оси абсцисс откладывается отрезок  $AB = 132 \text{ мм}$ . Таким образом, длина отрезка  $OB$ , соответствующего полному объему цилиндра, равна

$$OB = OA + AB = 17,6 + 132 = 149,6 \text{ мм.}$$

5. Определяется максимальная высота диаграммы (ордината точки  $z$ ), а также ординаты характерных точек:

$$p_z / M_p = 6,355 / 0,025 = 254,2 \text{ мм;}$$

$$p_a / M_p = 0,085 / 0,025 = 3,4 \text{ мм;}$$

$$p_b / M_p = 0,437 / 0,025 = 17,48 \text{ мм;}$$

$$p_c / M_p = 1,615 / 0,025 = 64,6 \text{ мм;}$$

$$p_r / M_p = 0,118 / 0,025 = 4,72 \text{ мм;}$$

$$p_0/M_p = 0,1/0,025 = 4 \text{ мм.}$$

6. Характерные точки  $a$  (149,6; 3,4);  $b$  (149,6; 17,48);  $c$  (17,6; 64,6);  $r$  (17,6; 4,72);  $z$  (17,6; 254,2) наносятся на диаграмму. Также показывается величина давления окружающей среды  $p_0$ .

7. Производится построение политроп сжатия и расширения аналитическим методом:

а) политропа сжатия строится при помощи выражения

$$\frac{P_x}{M_p} = \frac{P_a}{M_p} \left( \frac{OB}{OX} \right)^{n_1} = 3,4 \left( \frac{149,6}{OX} \right)^{1,376} \text{ мм};$$

б) политропа расширения строится при помощи выражения

$$\frac{P_x}{M_p} = \frac{P_b}{M_p} \left( \frac{OB}{OX} \right)^{n_2} = 17,48 \left( \frac{149,6}{OX} \right)^{1,251} \text{ мм.}$$

Результаты определения точек политроп сжатия и расширения записаны в табл. 4.20.

Таблица 4.20

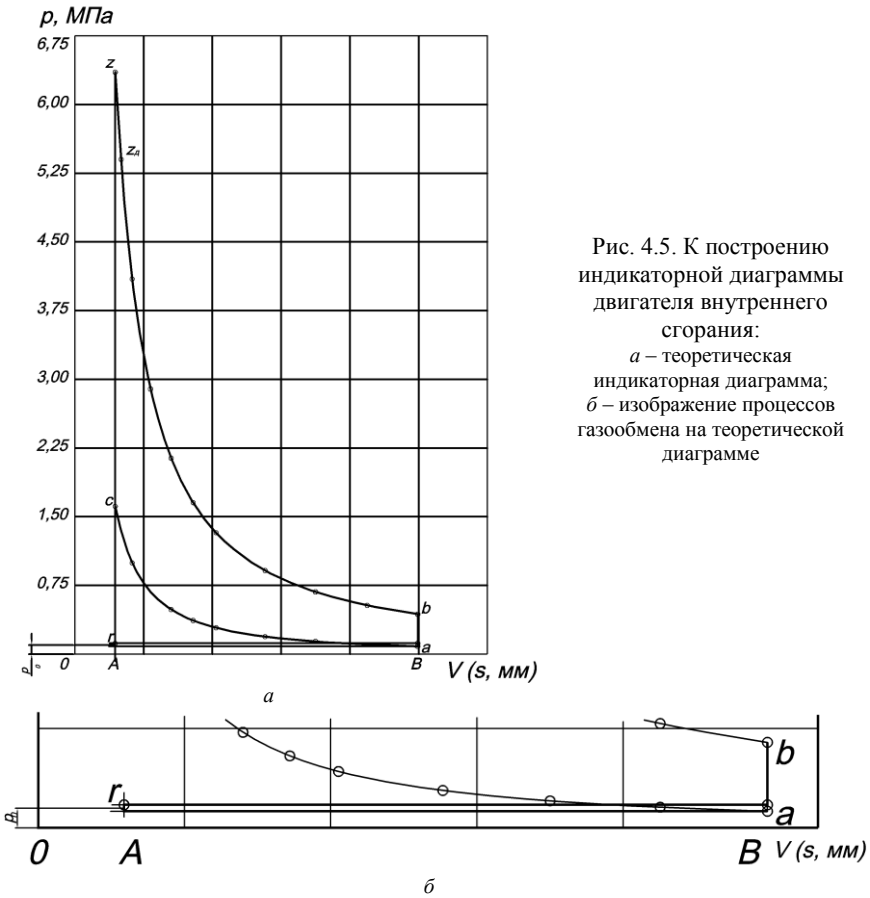
### Расчетная таблица к построению политроп сжатия и расширения

№ точек	OX, мм	OB/OX, мм	Политропа сжатия			Политропа расширения		
			$\left( \frac{OB}{OX} \right)^{1,376}$	$P_x/M_p$ , мм	$P_x$ , МПа	$\left( \frac{OB}{OX} \right)^{1,251}$	$P_x/M_p$ , мм	$P_x$ , МПа
1	17,6	8,5	19,01	64,62	1,62	14,54	254,24	6,36
2	25,0	5,98	11,73	39,87	1,00	9,38	163,89	4,10
3	33,0	4,53	8,00	27,21	0,68	6,62	115,80	2,90
4	42,0	3,56	5,74	19,53	0,49	4,90	85,64	2,14
5	51,6	2,90	4,33	14,71	0,37	3,79	66,20	1,65
6	61,6	2,43	3,39	11,53	0,29	3,03	53,04	1,33
7	83,0	1,80	2,25	7,65	0,19	2,09	36,53	0,91
8	105,0	1,42	1,63	5,53	0,14	1,56	27,22	0,68
9	127,0	1,18	1,25	4,26	0,11	1,23	21,45	0,54
10	149,6	1	1,00	3,40	0,09	1,00	17,48	0,44

8. Точки  $a$  и  $c$  соединяют плавной кривой, проходящей через вычисленные и нанесенные на поле диаграммы точки политропы сжатия, а точки  $z$  и  $b$  – кривой, проходящей через точки политропы расширения. Прямыми линиями соединяются точки  $c$  и  $z$ , а также  $b$  и  $a$ . Принимается, что процесс выпуска протекает сначала при постоянном объеме от давления  $p_b$  до давления  $p_r$  (из точки  $b$  вертикально вниз), затем – при постоянном давлении  $p_r$  от н.м.т. до в.м.т. (горизонтально до точки  $r$ ), а процесс впуска сначала протекает также при постоянном объеме от давления  $p_r$  до давления  $p_a$  (из точки  $r$  вертикально вниз), затем – при постоянном давлении



нии  $p_a$  от в.м.т. до н.м.т. (горизонтально до точки  $a$ ). Теоретическая индикаторная диаграмма приведена на рис. 4.5,  $a$ , а изображение процессов газообмена на теоретической диаграмме – на рис. 4.5,  $б$ .



9. Скругление индикаторной диаграммы осуществляется на основании следующих соображений и расчетов. Так как рассчитывается достаточно быстроходный двигатель ( $n = 5600 \text{ мин}^{-1}$ ), то фазы газораспределения необходимо устанавливать с учетом получения хорошей очистки цилиндра от отработавших газов и обеспечения дозарядки в пределах, принятых в расчете. В связи с этим начало открытия впускного клапана (точка  $r'$ ) устанавливается за  $18^\circ$  до прихода поршня в в.м.т., а закрытие (точка  $a''$ ) – через  $60^\circ$  после прохода поршнем н.м.т.; начало открытия вы-

пускового клапана (точка  $b'$ ) принимается за  $55^\circ$  до прихода поршня в н.м.т., а закрытие (точка  $a'$ ) через  $25^\circ$  после прохода поршнем в.м.т. Учитывая быстроходность двигателя, угол опережения зажигания  $\theta$  принимается равным  $35^\circ$ , а продолжительность периода задержки воспламенения –  $\Delta\varphi_1 = 5^\circ$ .

В соответствии с принятыми фазами газораспределения и углом опережения зажигания определяется положение точек  $r'$ ,  $a''$ ,  $a'$ ,  $b'$ ,  $c'$  и  $f$  по формуле для перемещения поршня:

$$AX = \frac{AB}{2} \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right],$$

где  $\lambda$  – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Согласно заданию параметр  $\lambda$  принимается равным  $\lambda = 0,285$ .

Расчеты абсцисс точек  $r'$ ,  $a''$ ,  $a'$ ,  $b'$ ,  $c'$  и  $f$  сведены в табл. 4.21.

Таблица 4.21

**Расчетная таблица к скруглению индикаторной диаграммы**

Обозначение точек	Положение точек	$\varphi$	$(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi)$	Расстояние от в.м.т. (AX), мм
$r'$	$18^\circ$ до в.м.т.	18	0,0626	4,1
$a'$	$25^\circ$ после в.м.т.	25	0,1191	7,9
$a''$	$60^\circ$ после н.м.т.	120	1,6069	106,1
$c'$	$35^\circ$ до в.м.т.	35	0,2277	15,0
$f$	$30^\circ$ до в.м.т.	30	0,1696	11,2
$b'$	$55^\circ$ до н.м.т.	125	1,6692	110,2

Положение точки  $c''$  определяется из выражения

$$p_{c''} = (1,15 \div 1,25) p_c = 1,25 \cdot 1,615 = 2,019 \text{ МПа};$$

$$p_{c''} / M_p = 2,019 / 0,025 = 80,76 \text{ мм.}$$

Действительное давление сгорания

$$p_{z_d} = 0,85 p_z = 0,85 \cdot 6,355 = 5,402 \text{ МПа};$$

$$p_{z_d} / M_p = 5,402 / 0,025 = 216,08 \text{ мм.}$$

Точки  $r$  с  $a'$ ;  $c'$  с  $f$  и  $c''$  и далее с  $z_d$  соединяются плавными кривыми; далее точка  $z_d$  соединяется кривой расширения с точкой  $b'$ , а она – плавной кривой – с точкой  $b''$ , которая соединяется с точками  $r'$  и  $r$  линией выпуска. В итоге получается скругленная действительная индикаторная диаграмма  $ra'ac'fc''z_db'b''r$ .

Действительная индикаторная диаграмма приведена на рис. 4.6.

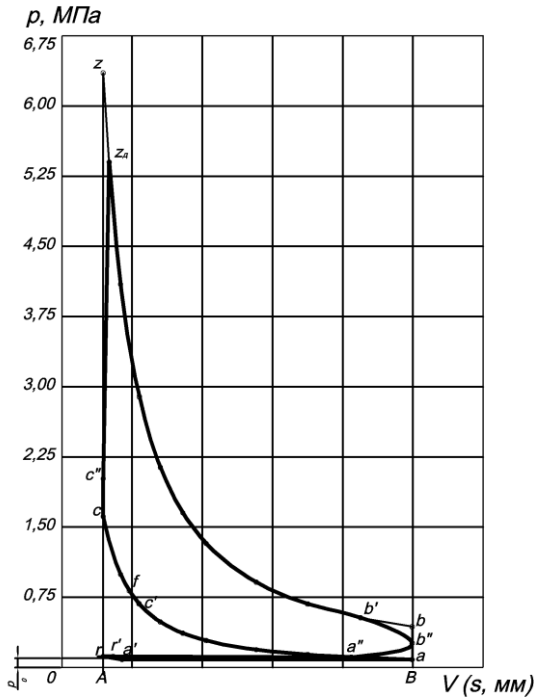


Рис. 4.6. Действительная индикаторная диаграмма карбюраторного двигателя внутреннего сгорания

### Вопросы для самопроверки

1. Приведите последовательность расчета параметров рабочего тела.
2. Какой показатель называют коэффициентом избытка (расхода) воздуха?
3. Приведите последовательность расчета параметров окружающей среды и остаточных газов.
4. Приведите последовательность расчета процесса впуска.
5. Что характеризует коэффициент остаточных газов?
6. Что представляет собой коэффициент наполнения?
7. Приведите последовательность расчета процесса сжатия.
8. Каким образом, пользуясь соответствующей номограммой, можно определить величину показателя адиабаты сжатия?
9. С какой целью производится расчет процесса сгорания?
10. Что выражает коэффициент использования теплоты на участке видимого сгорания?
11. С какой целью производится расчет процесса расширения?

12. Каким образом, пользуясь соответствующей номограммой, можно определить величину показателя адиабаты расширения?

13. Что представляет собой индикаторная диаграмма двигателя внутреннего сгорания?

14. Каким образом производится построение расчетной индикаторной диаграммы?

15. Каким образом производится скругление индикаторной диаграммы?

## Глава 5. СКОРОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

### 5.1. Теоретические сведения

#### 5.1.1. Характеристики двигателей внутреннего сгорания

Транспортные двигатели работают в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов, а также в условиях их частого изменения. Под режимом работы двигателя понимается совокупность параметров рабочего процесса, факторов внешней среды и внешней нагрузки, обеспечивающих двигателю определенные мощностные, экономические и экологические показатели. Для оценки эффективности функционирования двигателя при его работе на различных режимах и при различных значениях регулировочных параметров служат характеристики двигателя.

Характеристики двигателя выражают зависимость его показателей от одного или нескольких режимных или регулировочных параметров при постоянстве некоторых других параметров. По характеристикам двигателя оценивают его эксплуатационные свойства, степень конструктивного совершенства, эффективность вносимых в двигатель изменений при доводке рабочего процесса, правильность регулировок, а также соответствие двигателя тому или иному назначению. Характеристики двигателя обычно определяют на установившихся режимах. В зависимости от параметра, принимаемого в качестве независимой переменной, различают регулировочные, нагрузочные и скоростные характеристики.

*Регулировочная характеристика* – зависимость основных показателей двигателя от значения одного или нескольких регулировочных параметров при постоянной частоте вращения коленчатого вала.

*Нагрузочная характеристика* – зависимость основных показателей двигателя от одного из параметров, характеризующих его нагрузку ( $N_e$ ,  $M_k$ ,  $p_e$ ), при постоянной частоте вращения.

*Скоростная характеристика* – зависимость основных показателей двигателя (мощности, крутящего момента, расходов топлива и др.) от частоты вращения коленчатого вала при неизменном положении органа управления двигателем.

Наибольшее значение имеет внешняя скоростная характеристика, которая определяется в дизелях при полной подаче топлива, а в двигателях с искровым зажиганием – при полном открытии дросселя. Эта характеристика позволяет анализировать мощностные, экономические, динамические, эксплуатационные показатели при работе двигателя с полной нагрузкой.

Примеры внешних скоростных характеристик карбюраторного двигателя и дизеля представлены на рис. 5.1.

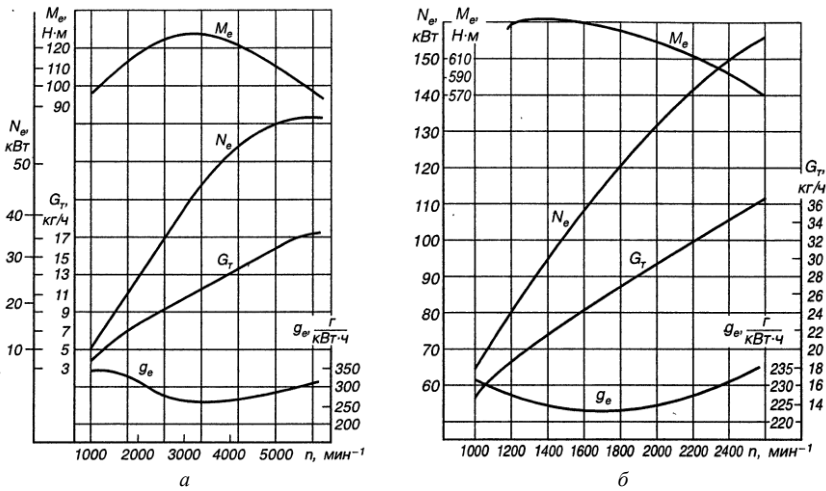


Рис. 5.1. Внешняя скоростная характеристика двигателя внутреннего сгорания: а – карбюраторного; б – дизеля

Скоростные характеристики, снятые при промежуточном положении органа управления двигателем, называются частичными. Частный случай скоростной характеристики – характеристика холостого хода.

## 5.2. Практикум

### 5.2.1. Расчет и построение внешней скоростной характеристики двигателя внутреннего сгорания

Внешнюю скоростную характеристику можно построить с достаточной точностью по результатам теплового расчета для режима максимальной мощности и использовании эмпирических зависимостей.

Кривые скоростной характеристики строятся в интервале частоты вращения коленчатого вала:

- двигателей с искровым зажиганием – от  $n_{\min}=600\dots1000 \text{ мин}^{-1}$  до  $n_{\max}=(1,05\dots1,20)n_N$ ;
- дизелей – от  $n_{\min}=300\dots800 \text{ мин}^{-1}$  до  $n_N$ .

Расчетные точки кривой эффективной мощности определяются через каждые  $500\dots1000 \text{ мин}^{-1}$  по эмпирическим формулам:

– для двигателей с искровым зажиганием

$$N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n_N} \left[ 1 + \frac{n_x}{n_N} - \left( \frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]; \quad (5.1)$$

– для дизелей с неразделенными камерами

$$N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n_N} \left[ 0,87 + 1,13 \frac{n_x}{n_N} - \left( \frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]; \quad (5.2)$$

– для дизелей с предкамерой

$$N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n_N} \left[ 0,6 + 1,4 \frac{n_x}{n_N} - \left( \frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]; \quad (5.3)$$

– для дизелей с вихревой камерой

$$N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n_N} \left[ 0,7 + 1,3 \frac{n_x}{n_N} - \left( \frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]. \quad (5.4)$$

где  $N_e$  – номинальная эффективная мощность, кВт;  $N_{ex}$  – эффективная мощность в искомой точке скоростной характеристики, кВт;  $n_N$  – частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности, мин<sup>-1</sup>;  $n_x$  – частота вращения коленчатого вала в искомой точке скоростной характеристики, мин<sup>-1</sup>.

По рассчитанным точкам в масштабе  $M_N$  строится кривая эффективной мощности.

Точки кривой эффективного крутящего момента определяются по формуле, Н·м

$$M_{ex} = 3 \cdot 10^4 \frac{N_{ex}}{\pi n_x}. \quad (5.5)$$

Удельный эффективный расход топлива в искомой точке скоростной характеристики, г/(кВт·ч):

– для двигателей с искровым зажиганием

$$g_{ex} = g_{eN} \left[ 1,2 - 1,2 \frac{n_x}{n_N} + \left( \frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]; \quad (5.6)$$

– для дизелей с неразделенными камерами

$$g_{ex} = g_{eN} \left[ 1,55 - 1,55 \frac{n_x}{n_N} + \left( \frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right], \quad (5.7)$$

где  $g_{eN}$  – удельный эффективный расход топлива при номинальной мощности, г/(кВт·ч).

Часовой расход топлива, кг/ч

$$G_{\text{тх}} = g_{\text{ex}} N_{\text{ex}} \cdot 10^{-3}. \quad (5.8)$$

Для определения коэффициента наполнения используется зависимость

$$\eta_{\text{Vx}} = \frac{p_{\text{ex}0} \alpha_x g_{\text{ex}}}{3600 \rho_k}, \quad (5.9)$$

где  $p_{\text{ex}}$  – среднее эффективное давление в искомой точке скоростной характеристики, МПа;  $\alpha_x$  – коэффициент избытка воздуха при частоте вращения  $n_x$ ;  $\rho_k$  – плотность заряда на впуске, кг/м<sup>3</sup>.

Среднее эффективное давление в рассчитываемой точке определяется по формуле, МПа

$$p_{\text{ex}} = \frac{N_{\text{ex}} 30 \tau}{V_{\text{л}} n_x}, \quad (5.10)$$

где  $V_{\text{л}}$  – литраж двигателя, л;  $\tau$  – тактность двигателя.

Для бензиновых двигателей коэффициент избытка воздуха принимается постоянным на всех скоростных режимах, кроме минимального. На минимальном режиме коэффициент избытка воздуха несколько меньше. В дизелях с увеличением частоты вращения коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  несколько увеличивается. Для четырехтактных дизелей можно принять линейный характер изменения  $\alpha$ , причем  $\alpha_{n_{\text{min}}} = (0,7 \dots 0,8) \alpha_{n_N}$ .

По скоростной характеристике определяют коэффициент приспособляемости, представляющий собой отношение максимального крутящего момента  $M_{\text{emax}}$  к крутящему моменту ( $M_{\text{eN}}$ ) при номинальной мощности

$$K = \frac{M_{\text{emax}}}{M_{\text{eN}}}. \quad (5.11)$$

Этот коэффициент служит для оценки приспособляемости двигателя к изменению внешней нагрузки и характеризует способность двигателя преодолевать кратковременные перегрузки.

Для бензиновых двигателей  $K = 1,20 \dots 1,35$ , а для дизелей –  $K = 1,05 \dots 1,20$ .

Пример № 5.1. Номинальная мощность дизеля с неразделенными камерами составляет 170 кВт при частоте вращения коленчатого вала 2600 мин<sup>-1</sup>. Эффективный КПД двигателя на режиме номинальной мощности равен 0,388. Приняв шаг изменения частоты вращения коленчатого вала равным 500 мин<sup>-1</sup>, произведите построение внешней скоростной характеристики указанного дизеля в интервале частоты вращения коленчатого вала от 600 мин<sup>-1</sup> до 2600 мин<sup>-1</sup>. Теплоту сгорания дизельного топлива принять равной 42,44 МДж/кг. Определите также коэффициент приспособляемости двигателя.



Решение

1. Определяется частота вращения коленчатого вала, при которой величина крутящего момента будет максимальной.

Для этого необходимо, воспользовавшись выражениями (5.5) и (5.2), выразить в явном виде зависимость крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала

$$\begin{aligned} M_{ex} &= 3 \cdot 10^4 \frac{N_{ex}}{\pi n_x} = 3 \cdot 10^4 N_e \frac{n_x}{\pi n_x n_N} \left[ 0,87 + 1,13 \frac{n_x}{n_N} - \left( \frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right] = \\ &= \frac{3 \cdot 10^4 N_e}{\pi n_N} \left[ 0,87 + 1,13 \frac{n_x}{n_N} - \left( \frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]. \end{aligned}$$

Видно, что множитель  $3 \cdot 10^4 N_e / \pi n_N$  является константой и не зависит от значения  $n_x$ , поэтому для упрощения расчетов целесообразно ввести следующее обозначение

$$A = 3 \cdot 10^4 N_e / \pi n_N.$$

В таком случае формула будет преобразована к виду

$$\begin{aligned} M_{ex} &= \frac{3 \cdot 10^4 N_e}{\pi n_N} \left[ 0,87 + 1,13 \frac{n_x}{n_N} - \left( \frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right] = A \left[ 0,87 + 1,13 \frac{n_x}{n_N} - \left( \frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right] = \\ &0,87A + 1,13 \frac{A}{n_N} n_x - \frac{A}{n_N^2} n_x^2. \end{aligned}$$

Известно, что функция имеет экстремум в точке, если ее производная в этой точке равна 0. Поэтому необходимо найти производную функции крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала

$$\frac{dM_{ex}}{dn_x} = \frac{d \left( 0,87A + 1,13 \frac{A}{n_N} n_x - \frac{A}{n_N^2} n_x^2 \right)}{dn_x} = 0 + 1,13 \frac{A}{n_N} - \frac{2A}{n_N^2} n_x = A \left( \frac{1,13}{n_N} - \frac{2n_x}{n_N^2} \right)$$

и приравнять ее нулю

$$\frac{dM_{ex}}{dn_x} = A \left( \frac{1,13}{n_N} - \frac{2n_M}{n_N^2} \right) = 0,$$

где  $n_M$  – частота вращения коленчатого вала, при которой крутящий момент имеет максимальное значение,  $\text{мин}^{-1}$ .

При работе двигателя внутреннего сгорания его номинальная мощность  $N_e \neq 0$ , таким образом, полученное выражение будет равно нулю при равенстве нулю выражения в скобках, т.е.

$$\frac{1,13}{n_N} - \frac{2n_M}{n_N^2} = 0,$$

откуда

$$n_M = \frac{1,13}{n_N} \cdot \frac{n_N^2}{2} = \frac{1,13n_N}{2} = \frac{1,13 \cdot 2600}{2} = 1469 \text{ мин}^{-1}.$$

Определить частоту вращения коленчатого вала, при которой крутящий момент двигателя будет иметь максимальное значение, можно также следующим способом. Учитывая, что выражение

$$M_{ex} = 0,87A + 1,13 \frac{A}{n_N} n_x - \frac{A}{n_N^2} n_x^2$$

является уравнением параболы, ветви которой направлены вниз, абсцисса вершины этой параболы (т.е. величина частоты вращения коленчатого вала, при которой крутящий момент будет иметь максимальное значение) может быть также определена из известной в математике зависимости: если функция описывается уравнением  $y = ax^2 + bx + c$ , то графиком функции является парабола, абсцисса вершины которой равна  $x_0 = -b/2a$ .

Исходя из вышеуказанного, с учетом, что коэффициент при  $n_x^2$  равен  $(-A/n_N^2)$ , а коэффициент при  $n_x$  равен  $1,13A/n_N$  частота вращения коленчатого вала, при которой крутящий момент двигателя будет иметь максимальное значение, составит

$$n_M = -\frac{\frac{1,13A}{n_N}}{2 \cdot \left(-\frac{A}{n_N^2}\right)} = \frac{1,13 \cdot A \cdot n_N^2}{2 \cdot A \cdot n_N} = \frac{1,13n_N}{2} = \frac{1,13 \cdot 2600}{2} = 1469 \text{ мин}^{-1}.$$

2. Для дизеля с неразделенными камерами значения эффективной мощности в зависимости от частоты вращения коленчатого вала определяются по формуле (5.2)

$$N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n_N} \left[ 0,87 + 1,13 \frac{n_x}{n_N} - \left( \frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right] = 170 \frac{n_x}{2600} \left[ 0,87 + \frac{1,13n_x}{2600} - \left( \frac{n_x}{2600} \right)^2 \right].$$

Результаты расчетов приведены в табл. 5.1 (графа 2).

3. Расчетные точки для построения кривой эффективного крутящего момента определяются по формуле (5.5)

$$M_{ex} = 3 \cdot 10^4 \frac{N_{ex}}{\pi n_x} = \frac{3 \cdot 10^4}{3,14} \cdot \frac{N_{ex}}{n_x} = 9549 \frac{N_{ex}}{n_x}.$$

Результаты расчетов приведены в табл. 5.1 (графа 3).

4. Величина удельного эффективного расхода топлива на режиме номинальной мощности определяется по формуле (4.64)

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} = \frac{3600}{42,44 \cdot 0,388} \approx 218,6 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

5. Удельный эффективный расход топлива в искомой точке скоростной характеристики для дизелей с неразделенными камерами определяется по формуле (5.7)

$$g_{ex} = g_{eN} \left[ 1,55 - 1,55 \frac{n_x}{n_N} + \left( \frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right] = 218,6 \left[ 1,55 - 1,55 \frac{n_x}{2600} + \left( \frac{n_x}{2600} \right)^2 \right].$$

Результаты расчетов приведены в табл. 5.1 (графа 4).

6. Расчетные точки кривой часового расхода топлива определяются по формуле (5.8)

$$G_{\text{тх}} = \frac{g_{ex} N_{ex}}{1000}.$$

Результаты расчетов приведены в табл. 5.1 (графа 5).

Таблица 5.1

**Результаты расчетов точек скоростной характеристики дизеля**

$n_x, \text{мин}^{-1}$	$N_{ex}, \text{кВт}$	$M_{ex}, \text{Н}\cdot\text{м}$	$g_{ex}, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	$G_{\text{тх}}, \text{кг}/\text{ч}$
1	2	3	4	5
600	42,3	672,7	272,3	11,5
1100	84,1	729,9	234,6	19,7
1469	114,2	742,5	217,2	24,8
1600	124,2	741,0	213,1	26,5
2100	155,2	705,7	207,8	32,3
2600	170,0	624,4	218,6	37,2

7. Производится построение скоростной характеристики дизеля (см. рис. 5.2).

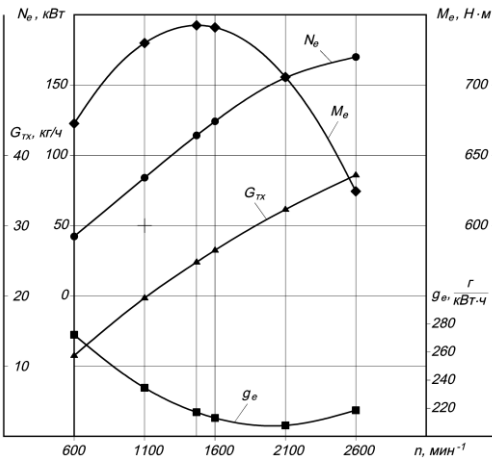


Рис. 5.2. Скоростная характеристика дизеля

8. По формуле (5.11) определяется коэффициент приспособляемости двигателя

$$K = \frac{M_{e\max}}{M_{eN}} = \frac{742,5}{624,4} = 1,19.$$

*Ответ:*  $K = 1,19$ .

### **Вопросы для самопроверки**

1. Что представляет собой регулировочная характеристика двигателя внутреннего сгорания?
2. Что представляет собой нагрузочная характеристика двигателя внутреннего сгорания?
3. Что представляет собой скоростная характеристика двигателя внутреннего сгорания?
4. В каком случае скоростная характеристика двигателя внутреннего сгорания называется внешней?
5. Каким образом производятся расчет и построение внешней скоростной характеристики бензинового двигателя внутреннего сгорания?
6. Каким образом производятся расчет и построение внешней скоростной характеристики дизеля?
7. Что оценивает и как определяется коэффициент приспособляемости?

## Глава 6. КИНЕМАТИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

### 6.1. Теоретические сведения

#### 6.1.1. Виды кривошипно-шатунных механизмов

Прочностной расчет деталей двигателя внутреннего сгорания (ДВС) во многом опирается на результаты расчета кинематики его кривошипно-шатунного механизма (КШМ).

В поршневых ДВС используются три основных типа кривошипно-шатунных механизмов (рис. 6.1): центральный (аксиальный), смещенный (дезаксиальный) и с прицепным шатуном. В *центральной* КШМ (рис. 6.1, а) оси коленчатого вала и цилиндров лежат в одной плоскости. В *смещенном* КШМ (рис. 6.1, б) ось цилиндра не пересекает ось коленчатого вала, а смещена относительно нее на некоторое расстояние. В КШМ с *прицепным механизмом* (рис. 6.1, в) имеются главный шатун, шарнирно соединенный с шейкой коленчатого вала и прицепной шатун, соединенный посредством пальца с главным шатуном в его кривошипной головке. Такая схема КШМ нашла применение на многоцилиндровых двигателях для уменьшения длины двигателя.

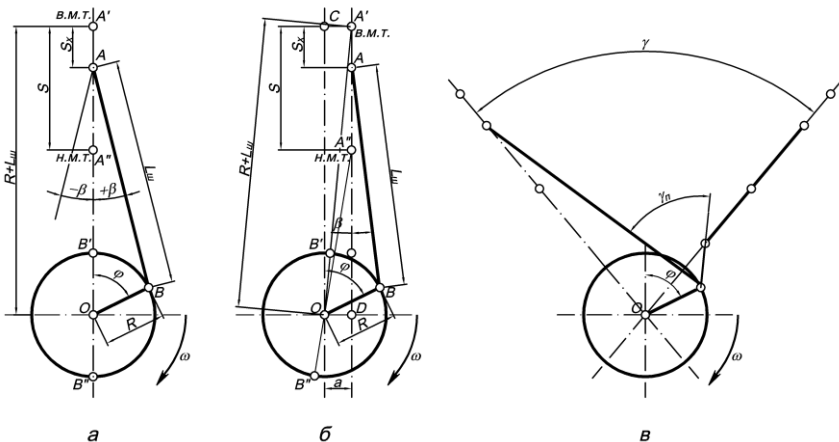


Рис. 6.1. Схемы кривошипно-шатунных механизмов:  
а – центрального; б – смещенного; в – с прицепным шатуном

Кинематический анализ КШМ устанавливает законы движения его звеньев: поршня, шатуна и кривошипа. При этом не учитываются силы,

вызывающие движение звеньев КШМ, и силы трения, а также считается, что зазоры между сопряженными элементами отсутствуют, а угловая скорость вращения коленчатого вала постоянна. При кинематическом анализе КШМ учитывается только его структура и геометрические соотношения между его звеньями.

В центральном КШМ основными геометрическими параметрами, определяющими законы движения его элементов, являются радиус кривошипа коленчатого вала  $R$  и длина шатуна  $L_{ш}$ . Критерием кинематического подобия центрального КШМ является параметр  $\lambda$ , равный отношению радиуса кривошипа к длине шатуна  $\lambda = R/L_{ш}$ . Это означает, что для кривошипно-шатунных механизмов различных размеров, но с одинаковым значением параметра  $\lambda$  законы движения их аналогичных элементов будут подобны. При уменьшении параметра  $\lambda$  снижаются инерционные и нормальные силы, но увеличиваются высота и масса двигателя. Исходя из этого, в автомобильных и тракторных двигателях используют механизмы, в которых отношение радиуса кривошипа к длине шатуна равно  $\lambda = 0,24 \dots 0,31$ .

В смещенных КШМ на кинематику также оказывает влияние величина смещения оси цилиндра относительно оси коленчатого вала  $a$ . В этих механизмах в дополнение к параметру  $\lambda$  вводится еще один критерий кинематического подобия – относительное смещение  $k = a/R$ .

При работе двигателя имеют место различные виды перемещений основных элементов его кривошипно-шатунного механизма. Поршень совершает возвратно-поступательное движение; шатун – сложное плоскопараллельное движение в плоскости его качания; кривошип – вращательное движение относительно оси коленчатого вала.

Расчет кинематики КШМ сводится к определению перемещения, скорости и ускорения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа  $\varphi$ .

### 6.1.2. Основы определения перемещения, скорости и ускорения поршня

*Перемещение поршня* при повороте кривошипа на угол  $\varphi$  определяется как сумма его смещений от поворота кривошипа на угол  $\varphi$  (перемещение первого порядка –  $s_I$ ) и от отклонения шатуна на угол  $\beta$  (перемещение второго порядка –  $s_{II}$ ), м

$$s_{\varphi} = R \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos \beta) \right]. \quad (6.1)$$

При повороте кривошипа от верхней мертвой точки (в.м.т.) до нижней мертвой точки (н.м.т.) поршень движется под действием перемещения шатуна вдоль оси цилиндра и отклонения его от этой оси. В первой

четверти окружности ( $0 \dots 90^\circ$ ) оба перемещения шатуна соответствуют движению поршня в одном направлении, и поршень проходит больше половины своего пути. При движении кривошипа во второй четверти окружности ( $90 \dots 180^\circ$ ) перемещение шатуна вдоль оси цилиндра соответствует движению поршня от верхней к нижней мертвой точке, а приближение шатуна к оси цилиндра – движению поршня от нижней к верхней мертвой точке. Поэтому при движении кривошипа во второй четверти окружности поршень проходит меньший путь, чем при движении кривошипа в первой четверти.

*Скорость поршня* определяется как первая производная перемещения поршня по времени

$$v_\varphi = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt}. \quad (6.2)$$

Если в формулу (6.2) подставить выражение для определения перемещения поршня (6.1), то можно получить точную зависимость скорости поршня от угла поворота кривошипа, м/с

$$v_\varphi = \omega R \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \quad (6.3)$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с.

*Ускорение поршня* определяется как вторая производная перемещения поршня по времени или как первая производная от скорости поршня по времени

$$j_\varphi = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt}. \quad (6.4)$$

Точное определение ускорения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа производится по формуле, м/с<sup>2</sup>

$$j_\varphi = \omega^2 R \left[ \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^3 \beta} \right]. \quad (6.5)$$

## 6.2. Практикум

### 6.2.1. Перемещение поршня

Если в формуле (6.1) выразить угол отклонения шатуна через угол поворота кривошипа ( $\sin \beta = \lambda \sin \varphi$ ) и провести некоторые преобразования и упрощения, то эта формула может быть преобразована в следующую приближенную формулу, с достаточной точностью используемую для практических расчетов перемещения поршня, м

$$s_{\varphi} = R \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]. \quad (6.6)$$

Формула (6.6) более удобна, так как при ее использовании в расчетах перемещение поршня является функцией только одного угла – угла поворота кривошипа.

Значения множителя  $[(1 - \cos \varphi) + (\lambda/4)(1 - \cos 2\varphi)]$  в зависимости от угла поворота кривошипа для различных значений параметра  $\lambda$  приведены в табл. 6.1.

Таблица 6.1

**Значения множителя  $[(1 - \cos \varphi) + (\lambda/4)(1 - \cos 2\varphi)]$**

$\varphi^\circ$	Значения $[(1 - \cos \varphi) + (\lambda/4)(1 - \cos 2\varphi)]$ при $\lambda$								$\varphi^\circ$
	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	
0	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	360
10	0,0188	0,0190	0,0191	0,0193	0,0194	0,0196	0,0197	0,0199	350
20	0,0743	0,0749	0,0755	0,0761	0,0767	0,0773	0,0779	0,0784	340
30	0,1640	0,1653	0,1665	0,1678	0,1690	0,1703	0,1715	0,1728	330
40	0,2836	0,2857	0,2877	0,2898	0,2918	0,2939	0,2960	0,2980	320
50	0,4276	0,4306	0,4335	0,4364	0,4394	0,4423	0,4452	0,4482	310
60	0,5900	0,5938	0,5975	0,6013	0,6050	0,6088	0,6125	0,6163	300
70	0,7640	0,7684	0,7728	0,7772	0,7816	0,7860	0,7905	0,7949	290
80	0,9428	0,9476	0,9525	0,9573	0,9622	0,9670	0,9719	0,9767	280
90	1,1200	1,1250	1,1300	1,1355	1,1400	1,1450	1,1500	1,1550	270
100	1,2900	1,2948	1,2997	1,3045	1,3094	1,3142	1,3191	1,3239	260
110	1,4480	1,4524	1,4568	1,4612	1,4656	1,4700	1,4745	1,4789	250
120	1,5900	1,5938	1,5975	1,6013	1,6050	1,6088	1,6125	1,6163	240
130	1,7132	1,7162	1,7191	1,7220	1,7250	1,7279	1,7308	1,7338	230
140	1,8156	1,8177	1,8197	1,8218	1,8238	1,8259	1,8280	1,8300	220
150	1,8960	1,8973	1,8985	1,8998	1,9010	1,9023	1,9035	1,9048	210
160	1,9537	1,9543	1,9549	1,9555	1,9561	1,9567	1,9573	1,9578	200
170	1,9884	1,9886	1,9887	1,9889	1,9890	1,9892	1,9893	1,9895	190
180	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	180

Приближенная формула для определения перемещения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа в смещенном КШМ имеет вид,

$$s_{\varphi} = R \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) - k\lambda \sin \varphi \right]. \quad (6.7)$$

*Пример № 6.1.* Произведите расчет перемещения поршня через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа четырехтактного карбюраторного



двигателя, предназначенного для легкового автомобиля. Двигатель четырехцилиндровый с рядным расположением. Кривошипно-шатунный механизм – центральный. Ход поршня 66 мм, длина шатуна 116 мм. Произведите построение зависимости перемещения поршня от угла поворота кривошипа.

### Решение

1. Так как известно, что кривошипно-шатунный механизм в двигателе – центральный, то воспользовавшись формулой (1.1), можно определить радиус кривошипа

$$R = \frac{s}{2} = \frac{66}{2} = 33 \text{ мм.}$$

2. Параметр  $\lambda$  определяется по формуле (1.2)

$$\lambda = \frac{R}{L_{ш}} = \frac{33}{116} \approx 0,285.$$

3. Расчет перемещения поршня через каждые  $30^\circ$  угла поворота коленчатого вала для центрального кривошипно-шатунного механизма производится по формуле (6.6), мм

$$s_{\varphi} = R \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] = 0,033 \cdot \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{0,285}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right].$$

Значения множителя  $\left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{0,285}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]$  при соответствующей величине угла поворота кривошипа, определенные из табл. 6.1, а также результаты расчета сведены в табл. 6.2.

Таблица 6.2

### **Результаты расчета перемещения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа**

$\varphi^\circ$	$(1 - \cos \varphi) + \frac{0,285}{4} (1 - \cos 2\varphi)$ [табл. 6.1]	$s_{\varphi}, \text{ м}$	$\varphi^\circ$	$(1 - \cos \varphi) + \frac{0,285}{4} (1 - \cos 2\varphi)$ [табл. 6.1]	$s_{\varphi}, \text{ м}$
0	0,0000	0,0000	180	2,0000	0,0660
30	0,1696	0,0056	210	1,9017	0,0628
60	0,6069	0,0200	240	1,6069	0,0530
90	1,1425	0,0377	270	1,1425	0,0377
120	1,6069	0,0530	300	0,6069	0,0200
150	1,9017	0,0628	330	0,1696	0,0056
180	2,0000	0,0660	360	0,0000	0,0000

4. Производится построение зависимости перемещения поршня от угла поворота кривошипа (см. рис. 6.2).



Угловая скорость и частота вращения коленчатого вала  $n$  связаны соотношением

$$\omega = \frac{\pi n}{30}. \quad (6.9)$$

Как видно из формулы (6.8), при значениях угла поворота кривошипа  $\varphi = 0^\circ$  и  $\varphi = 180^\circ$ , т.е. в мертвых точках, скорость поршня равна нулю, а при  $\varphi = 90^\circ$  и  $\varphi = 270^\circ$  абсолютные значения скорости поршня равны окружной скорости оси шатунной шейки коленчатого вала, соответственно  $v_\varphi = \omega R$  и  $v_\varphi = -\omega R$ .

Максимальное значение скорость поршня имеет в тот момент, когда ось шатуна перпендикулярна радиусу кривошипа. В этом случае сумма углов  $\varphi + \beta = 90^\circ$ , и соответственно  $\sin(\varphi + \beta) = 1$ . При этом с увеличением параметра  $\lambda$  максимальные значения скорости сдвигаются в направлении мертвых точек. Величина максимальной скорости поршня может быть определена по формуле, м/с

$$v_{\max} = \omega R \sqrt{1 + \lambda^2}. \quad (6.10)$$

Скорость поршня в смещенном кривошипно-шатунном механизме приближенно можно определить по формуле, м/с

$$v_\varphi = \omega R \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi - k\lambda \cos \varphi \right). \quad (6.11)$$

Пример № 6.2. Произведите расчет скорости поршня через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа четырехтактного карбюраторного двигателя, предназначенного для легкового автомобиля. Мощность двигателя имеет номинальное значение при частоте вращения коленчатого вала  $5600 \text{ мин}^{-1}$ . Двигатель четырехцилиндровый с рядным расположением. Кривошипно-шатунный механизм – центральный. Ход поршня 66 мм, длина шатуна 116 мм. Произведите построение зависимости скорости поршня от угла поворота кривошипа.

Решение

1. Так как известно, что кривошипно-шатунный механизм в двигателе – центральный, то воспользовавшись формулой (1.1), можно определить радиус кривошипа

$$R = \frac{s}{2} = \frac{66}{2} = 33 \text{ мм} = 0,033 \text{ м}.$$

2. Параметр  $\lambda$  определяется по формуле (1.2)

$$\lambda = \frac{R}{L_{\text{ш}}} = \frac{0,033}{0,116} \approx 0,285.$$

3. Угловая скорость вращения коленчатого вала для режима номинальной мощности, то есть при номинальной частоте вращения вала  $n = 5600 \text{ мин}^{-1}$ , определяется по формуле (6.9)

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 5600}{30} = 586 \text{ рад/с.}$$

4. Расчет скорости поршня через каждые  $30^\circ$  угла поворота коленчатого вала для центрального кривошипно-шатунного механизма производится по формуле (6.8), мм

$$v_\varphi = \omega R \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) = 586 \cdot 0,033 \cdot \left( \sin \varphi + \frac{0,285}{2} \sin 2\varphi \right).$$

Значения множителя  $\left( \sin \varphi + \frac{0,285}{2} \sin 2\varphi \right)$  при соответствующей

величине угла поворота кривошипа, определенные из табл. 6.3, а также результаты расчета сведены в табл. 6.4.

Таблица 6.4

**Результаты расчета скорости поршня  
в зависимости от угла поворота кривошипа**

$\varphi^\circ$	$\left( \sin \varphi + \frac{0,285}{2} \sin 2\varphi \right)$ [табл. 1.2]	$v_\varphi, \text{ м/с}$	$\varphi^\circ$	$\left( \sin \varphi + \frac{0,285}{2} \sin 2\varphi \right)$ [табл. 1.2]	$v_\varphi, \text{ м/с}$
0	0,0000	0,0	180	0,0000	0,0
30	0,6234	12,1	210	-0,3766	-7,3
60	0,9894	19,1	240	-0,7426	-14,4
90	1,0000	19,3	270	-1,0000	-19,3
120	0,7426	14,4	300	-0,9894	-19,1
150	0,3766	7,3	330	-0,6234	-12,1
180	0,0000	0,0	360	0,0000	0,0

5. Производится построение зависимости скорости поршня от угла поворота кривошипа (см. рис. 6.3).

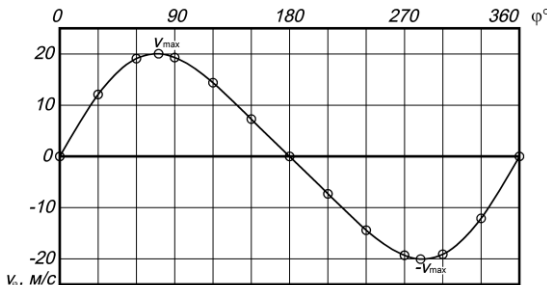


Рис. 6.3. Зависимость скорости поршня от угла поворота кривошипа

6. Величина максимальной скорости поршня определяется по формуле (6.10)

$$v_{\max} \approx \omega R \sqrt{1 + \lambda^2} = 586 \cdot 0,033 \cdot \sqrt{1 + 0,285^2} = 20,1 \text{ м/с.}$$

#### 6.4. Ускорение поршня

С достаточной для практических расчетов точностью ускорение поршня приближенно может быть определено из выражения,  $\text{м/с}^2$

$$j_{\varphi} = \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi). \quad (6.12)$$

Значения множителя  $(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$  в зависимости от угла  $\varphi$  для различных значений параметра  $\lambda$  приведены в табл. 6.5.

Таблица 6.5

Значения множителя  $(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$

$\varphi^\circ$	Знак	Значения $(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ при $\lambda$								Знак	$\varphi^\circ$
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,2400	1,2500	1,2600	1,2700	1,2800	1,2900	1,3000	1,3100	+	360
10	+	1,2103	1,2197	1,2291	1,2385	1,2479	1,2573	1,2667	1,2761	+	350
20	+	1,1235	1,1312	1,1389	1,1465	1,1542	1,1618	1,1695	1,1772	+	340
30	+	0,9860	0,9910	0,9960	1,0010	1,0060	1,0110	1,0160	1,0210	+	330
40	+	0,8077	0,8094	0,8111	0,8129	0,8146	0,8163	0,8181	0,8198	+	320
50	+	0,6011	0,5994	0,5977	0,5959	0,5942	0,5925	0,5907	0,5890	+	310
60	+	0,3800	0,3750	0,3700	0,3650	0,3600	0,3550	0,3500	0,3450	+	300
70	+	0,1582	0,1505	0,1428	0,1352	0,1275	0,1199	0,1122	0,1045	+	290
80	-	0,0519	0,0613	0,0707	0,0801	0,0895	0,0989	0,1083	0,1177	-	280
90	-	0,2400	0,2500	0,2600	0,2700	0,2800	0,2900	0,3000	0,3100	-	270
100	-	0,3991	0,4085	0,4179	0,4273	0,4367	0,4461	0,4555	0,4649	-	260
110	-	0,5258	0,5335	0,5412	0,5488	0,5565	0,5641	0,5718	0,5795	-	250
120	-	0,6200	0,6250	0,6300	0,6350	0,6400	0,6450	0,6500	0,6550	-	240
130	-	0,6845	0,6862	0,6879	0,6897	0,6914	0,6931	0,6949	0,6966	-	230
140	-	0,7243	0,7226	0,7209	0,7191	0,7174	0,7157	0,7139	0,7122	-	220
150	-	0,7460	0,7410	0,7360	0,7310	0,7260	0,7210	0,7160	0,7110	-	210
160	-	0,7559	0,7482	0,7405	0,7329	0,7252	0,7176	0,7099	0,7022	-	200
170	-	0,7593	0,7499	0,7405	0,7311	0,7217	0,7123	0,7029	0,6935	-	190
180	-	0,7600	0,7500	0,7400	0,7300	0,7200	0,7100	0,7000	0,6900	-	180

Максимальное значение ускорения поршня имеет место при значениях угла поворота кривошипа, составляющих  $\varphi = 0^\circ$  и  $\varphi = 360^\circ$  и равно,  $\text{м/с}^2$

$$j_{\max} = \omega^2 R (1 + \lambda). \quad (6.13)$$

Величина угла поворота кривошипа, при которой ускорение поршня принимает минимальное значение, зависит от параметра  $\lambda$ . Если в кривошипно-шатунном механизме отношение радиуса кривошипа к длине шатуна  $\lambda < 0,25$ , то для этого механизма минимальному значению ускорения поршня соответствует угол  $\varphi = 180^\circ$ . В том случае, когда в КШМ параметр  $\lambda > 0,25$ , поршень будет иметь минимальное ускорение при величинах угла поворота кривошипа  $\varphi = 180 \pm \arccos [1/(4\lambda)]$ . Значение ускорения поршня при такой величине угла поворота кривошипа определяется следующим образом,  $\text{м/с}^2$

$$j_{\min} = -\omega^2 R \left( \lambda + \frac{1}{8\lambda} \right). \quad (6.14)$$

Для смещенного КШМ ускорение поршня определяется,  $\text{м/с}^2$

$$j_\varphi = \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi + k\lambda \sin \varphi). \quad (6.15)$$

Нетрудно заметить, что формулы для определения перемещения, скорости и ускорения поршня в смещенном кривошипно-шатунном механизме отличаются от аналогичных формул для центрального КШМ только наличием добавочного члена, пропорционального  $k\lambda$ . Ввиду того, что в современных двигателях внутреннего сгорания величина произведения  $k\lambda$  очень невелика, в практических расчетах этим добавочным членом пренебрегают.

Пример № 6.3. Произведите расчет ускорения поршня через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа четырехтактного карбюраторного двигателя, предназначенного для легкового автомобиля. Угловая скорость вращения коленчатого вала на режиме номинальной мощности равна  $586$  рад/с. Двигатель четырехцилиндровый с рядным расположением цилиндров. Кривошипно-шатунный механизм – центральный. Радиус кривошипа составляет  $33$  мм, а отношение радиуса кривошипа к длине шатуна  $0,285$ . Произведите построение зависимости ускорения поршня от угла поворота кривошипа. Определите максимальное и минимальное значение ускорения поршня.

Решение

1. Расчет ускорения поршня через каждые  $30^\circ$  угла поворота коленчатого вала для центрального кривошипно-шатунного механизма производится по формуле (6.12), мм

$$j_\varphi = \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) = 586^2 \cdot 0,033 \cdot (\cos \varphi + 0,285 \cdot \cos 2\varphi).$$

Значения множителя  $(\cos \varphi + 0,285 \cdot \cos 2\varphi)$  при соответствующей величине угла поворота кривошипа, а также результаты расчета сведены в табл. 6.6.

**Результаты расчета ускорения поршня  
в зависимости от угла поворота кривошипа**

$\varphi^\circ$	$(\cos\varphi + 0,285 \cdot \cos 2\varphi)$ [табл. 1.3]	$j_\varphi, \text{ м/с}^2$	$\varphi^\circ$	$(\cos\varphi + 0,285 \cdot \cos 2\varphi)$ [табл. 1.3]	$j_\varphi, \text{ м/с}^2$
0	1,2850	14562	180	-0,7150	-8102
30	1,0085	11429	210	-0,7235	-8199
60	0,3575	4051	240	-0,6425	-7281
90	-0,2850	-3230	270	-0,2850	-3230
120	-0,6425	-7281	300	0,3575	4051
150	-0,7235	-8199	330	1,0085	11429
180	-0,7150	-8102	360	1,2850	14562

2. Величина максимального ускорения поршня определяется по формуле (6.13)

$$j_{\max} = \omega^2 R(1 + \lambda) = 586^2 \cdot 0,033 \cdot (1 + 0,285) = 14562 \text{ м/с}^2.$$

3. С учетом того, что в рассчитываемом кривошипно-шатунном механизме параметр  $\lambda = 0,285 > 0,25$ , угол поворота кривошипа, при котором поршень имеет минимальное ускорение, может быть определен по формуле

$$\varphi = 180 \pm \arccos\left(\frac{1}{4\lambda}\right) = 180 \pm \arccos\left(\frac{1}{4 \cdot 0,285}\right),$$

откуда  $\varphi_{\min 1} = 151^\circ 18'$  и  $\varphi_{\min 2} = 208^\circ 42'$ .

4. Минимальное значение ускорения поршня определяется по формуле (6.14)

$$j_{\min} = -\omega^2 R \left( \lambda + \frac{1}{8\lambda} \right) = -586^2 \cdot 0,033 \cdot \left( 0,285 + \frac{1}{8 \cdot 0,285} \right) \approx 8200 \text{ м/с}^2.$$

5. Производится построение зависимости ускорения поршня от угла поворота кривошипа (см. рис. 6.4).

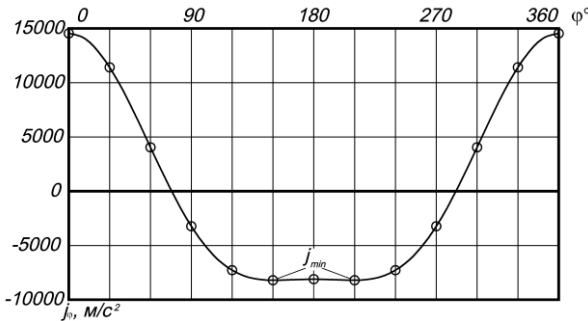


Рис. 6.4. Зависимость ускорения поршня от угла поворота кривошипа

### **6.3. Лабораторный практикум**

Отчет о лабораторной работе выполняется на листах формата А4 (с одной стороны листа) в стандартных рамках. Рамки и основные надписи в них выполняются в соответствии с требованиями ГОСТ 2.104–91. На первой странице отчета о лабораторной работе помещают расширенный штамп, на последующих – уменьшенный. Отчет о лабораторной работе должен содержать:

- сведения о студенте, ее выполняющем: фамилия, инициалы, группа;
- номер лабораторной работы;
- название и цель работы;
- краткие теоретические сведения (схема или эскиз, описание назначения, устройства и работы механизма или системы);
- необходимые расчеты.

Отметка о выполнении лабораторной работы получается при предъявлении преподавателю оформленного отчета с произведенными расчетами.

Защита работы происходит в форме беседы с преподавателем, в ходе которой проверяется знание студентом ответов на контрольные вопросы, назначения и методики выполненных расчетов, способность анализировать результаты, полученные в ходе расчетов.

## **Лабораторная работа № 1**

### **Исследование кинематики двигателя внутреннего сгорания**

**Цель работы:** изучить законы движения поршня в процессе работы двигателя внутреннего сгорания

#### **Порядок выполнения работы**

1. По техническим характеристикам выбранного двигателя определить частоту вращения коленчатого вала в заданном режиме работы (режим работы ДВС уточнить у преподавателя), ход поршня и, соответственно, радиус кривошипа.
2. Задав значение параметра  $\lambda$ , определить длину шатуна.
3. По формуле (6.6) или (для смещенного кривошипно-шатунного механизма) по формуле (6.7) произвести расчет перемещения поршня через каждые  $30^\circ$  угла поворота коленчатого вала.
4. По формуле (6.9) определить значение угловой скорости вращения коленчатого вала.



5. По формуле (6.8) или (для смещенного кривошипно-шатунного механизма) по формуле (6.11) произвести расчет скорости поршня через каждые  $30^\circ$  угла поворота коленчатого вала.

6. По формуле (6.12) или (для смещенного кривошипно-шатунного механизма) по формуле (6.15) произвести расчет ускорения поршня через каждые  $30^\circ$  угла поворота коленчатого вала.

7. Результаты расчетов занести в табл. Л.1.1.

Таблица Л.1.1

### Результаты расчетов

$\varphi^\circ$	$\left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]$	$s_{\text{п}},$ мм	$\left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right)$	$v_{\text{п}},$ м/с	$(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$	$j,$ м/с <sup>2</sup>
1	2	3	4	5	6	7
0						
30						
60						
⋮						
360						

8. По результатам расчетов в выбранном масштабе построить зависимости перемещения, скорости и ускорения поршня от угла поворота кривошипа.

### Вопросы для самопроверки

1. Чем конструктивно характеризуется центральный КШМ?
2. Чем конструктивно характеризуется смещенный КШМ?
3. Какие допущения имеют место при кинематическом анализе кривошипно-шатунного механизма?
4. Какие геометрические параметры определяют законы движения центрального кривошипно-шатунного механизма?
5. Какие геометрические параметры определяют законы движения смещенного кривошипно-шатунного механизма?
6. Какие виды перемещений основных элементов кривошипно-шатунного механизма двигателя имеют место при его работе?
7. В чем заключается расчет кинематики кривошипно-шатунного механизма двигателя?
8. Почему при повороте кривошипа на угол от  $0^\circ$  до  $90^\circ$  поршень проходит путь, больший, чем при повороте кривошипа на угол от  $90^\circ$  до  $180^\circ$ ?

9. При каких значениях угла поворота кривошипа скорость поршня равна нулю, а при каких – окружной скорости оси шатунной шейки коленчатого вала?

10. В каком случае скорость поршня имеет максимальное значение?

11. В каком случае ускорение поршня имеет максимальное значение?

12. В каких случаях ускорение поршня имеет минимальное значение?

## Глава 7. ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

### 7.1. Теоретические сведения

#### 7.1.1. Основные положения динамического расчета кривошипно-шатунного механизма

В процессе работы двигателя внутреннего сгорания (ДВС) в его кривошипно-шатунном механизме (КШМ) действуют силы давления газов, силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс и центробежные силы вращающихся масс. Кроме того, при работе ДВС на детали его КШМ воздействуют силы трения, силы тяжести и давление на поршень со стороны картера, которые, вследствие их малых значений, при динамическом расчете двигателя не учитываются.

В течение рабочего цикла действующие в кривошипно-шатунном механизме силы непрерывно изменяют свою величину и направление действия. Для объективной оценки характера изменения этих сил в зависимости от угла поворота коленчатого вала их величины определяют через каждые  $10 \dots 30^\circ$  поворота коленчатого вала.

По результатам динамического расчета производят расчеты деталей двигателя на прочность и износ.

Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя внутреннего сгорания начинают с определения сил давления газов и инерционных сил, действующих в КШМ.

Силы давления газов возникают в результате осуществления в цилиндре рабочего цикла. Эти силы действуют на всю площадь поршня, но для упрощения расчета динамики ДВС их заменяют одной силой  $P_g$ , приложенной к оси поршневого пальца и направленной по оси цилиндра. Величина этой силы в любой момент времени может быть определена при помощи действительной индикаторной диаграммы, снятой с двигателя, или индикаторной диаграммы, построенной по результатам его теплового расчета.

Индикаторная диаграмма двигателя строится в  $p$ - $V$  координатах (давление газов – объем надпоршневого пространства). Так как диаметр цилиндра в процессе работы двигателя не изменяется, то величина объема надпоршневого пространства определяется положением поршня в цилиндре, и на диаграмме этот объем выражается через перемещение поршня  $s$ . Для получения однозначной зависимости давления газов от времени, выраженного через угол поворота кривошипа  $\varphi$ , производят перестроение (развертку) индикаторной диаграммы из координат  $p$ - $V$  в координаты  $p$ - $\varphi$  по методу Ф.А. Брикаса.

По развернутой индикаторной диаграмме определяют значение избыточного давления газов в данный момент времени, а по значению значения избыточного давления – величину силы давления газов на поршень в этот момент времени.

Реальный кривошипно-шатунный механизм представляет собой систему с распределенными параметрами, элементы которой движутся неравномерно, что вызывает появление *инерционных сил*. С целью упрощения динамического расчета осуществляют *приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма*. При этом действительный кривошипно-шатунный механизм заменяют динамически эквивалентной системой сосредоточенных масс.

Массу поршневой группы  $m_p$ , детали которой совершают возвратно-поступательное движение, считают сосредоточенной на оси поршневого пальца в точке  $A$  (рис. 7.1,  $a$ ).

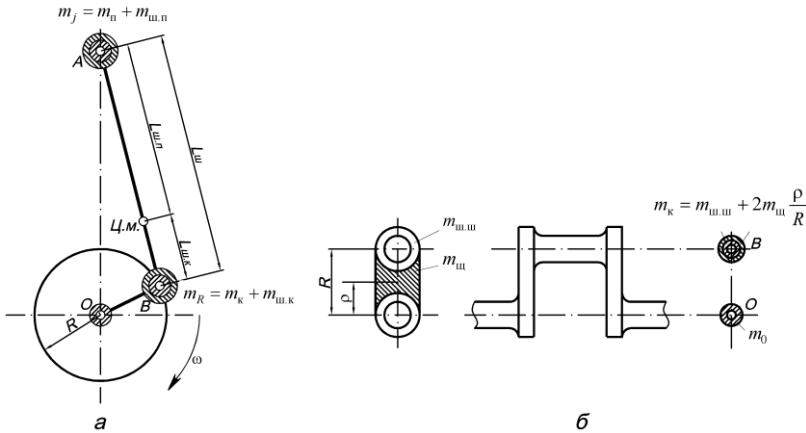


Рис. 7.1. Система сосредоточения масс, динамически эквивалентная кривошипно-шатунному механизму:

$a$  – приведенная система кривошипно-шатунного механизма;  $b$  – приведение масс кривошипа

Элементы шатунной группы совершают сложное плоскопараллельное движение, которое может быть представлено как совокупность возвратно-поступательного движения (верхняя головка шатуна) и вращательного движения (нижняя головка шатуна). Простейшая система масс, эквивалентная по своим инерционным параметрам шатунной группе, состоит из двух масс, одна из которых ( $m_{ш.п}$ ) сосредоточена на оси поршневого пальца в точке  $A$ , а другая ( $m_{ш.к}$ ) – на оси шатунной шейки в точке  $B$ .

Кривошип коленчатого вала совершает равномерное вращательное движение. Его массу заменяют двумя массами, одна из которых ( $m_k$ ) со-

средоточена на оси шатунной шейки в точке  $B$ , а другая ( $m_0$ ) – на оси коренной шейки в точке  $O$  (рис. 7.1, б). Масса коренной шейки с частью шек, расположенных симметрично относительно оси вращения коленчатого вала, является уравновешенной.

Масса средней части щеки  $m_{щ}$  (заштрихованной на рис. 7.1, б) у современных короткоходных двигателей мала по сравнению с массой шатунной шейки  $m_{ш,ш}$ , поэтому в большинстве случаев ею пренебрегают и считают, что масса, сосредоточенная в точке  $B$ , равна массе шатунной шейки.

Таким образом, система сосредоточенных масс, динамически эквивалентная кривошипно-шатунному механизму, состоит из совершающей возвратно-поступательное движение массы  $m_j$ , сосредоточенной в точке  $A$ , и совершающей вращательное движение массы  $m_R$ , сосредоточенной в точке  $B$ .

Силы инерции, действующие в кривошипно-шатунном механизме, подразделяют на силы инерции поступательно движущихся масс  $P_j$  и центробежные силы вращающихся масс  $K_R$  (рис. 7.2, а).

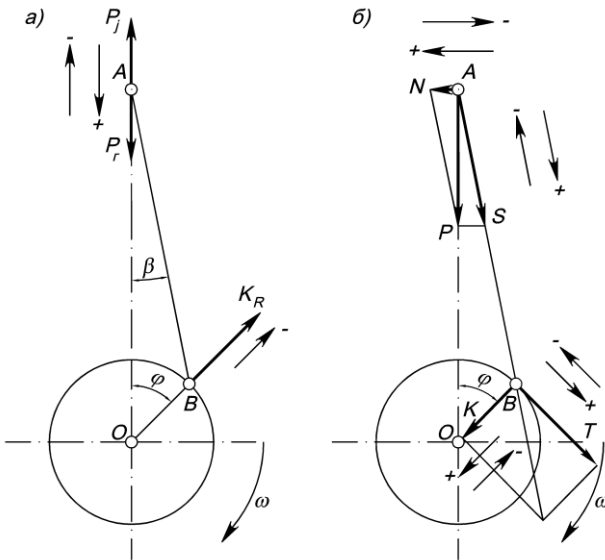


Рис. 7.2. Схема действия сил в кривошипно-шатунном механизме:  
а – инерционных и газовых; б – суммарных

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс действуют по оси цилиндра. Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс являются положительными, если они направлены к оси ко-

ленчатого вала, и отрицательными, если они направлены от коленчатого вала.

Центробежная сила инерции вращающихся масс при постоянной угловой скорости коленчатого вала постоянна по величине, действует по радиусу кривошипа и направлена от оси коленчатого вала. Эта сила является результирующей силы инерции вращающихся масс кривошипа и сил вращающихся масс шатуна.

При динамическом анализе кривошипно-шатунного механизма силы давления газов и силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс, имеющие общую точку приложения и единую линию действия, заменяют *суммарной силой*, являющейся их алгебраической суммой. Графически кривая удельных суммарных сил строится суммированием диаграмм сил давления газов и сил инерции, построенных в одном масштабе.

Воздействие от суммарной силы передается на стенки цилиндра перпендикулярно его оси и на шатун по направлению его оси (рис. 7.2, б). Сила  $N$ , действующая перпендикулярно оси цилиндра, называется нормальной силой и воспринимается стенками цилиндра. Эта сила считается положительной, если создаваемый ею момент относительно оси коленчатого вала направлен противоположно направлению вращения вала. Сила  $S$ , действующая вдоль шатуна, воздействует на него, вызывая повторное сжатие-растяжение его элементов, и далее передается кривошипу. Эта сила считается положительной, если сжимает шатун, и отрицательной, если его растягивает.

Действие силы  $S$  на сопряжение шатун–кривошип можно оценить, если перенести ее вдоль оси шатуна в точку их шарнирного сочленения (точка  $B$  на рис. 7.2, б), где она раскладывается на две составляющие силы: нормальную силу  $K$ , направленную по оси кривошипа, и тангенциальную силу  $T$ , направленную по касательной к окружности радиуса кривошипа. Сила  $K$  считается положительной, если она сжимает щеки колена. Сила  $T$  принимается положительной, если направление создаваемого ею момента совпадает с направлением вращения коленчатого вала.

Крутящий момент цилиндра определяют как произведение тангенциальной силы  $T$  на радиус кривошипа  $R$ .

Для построения кривой суммарного крутящего момента  $M_{кр}$  многоцилиндрового двигателя производят графическое суммирование кривых крутящих моментов каждого цилиндра, сдвигая одну кривую относительно другой на угол поворота кривошипа между вспышками. Величины и характер изменения крутящих моментов по углу поворота коленчатого вала всех цилиндров двигателя одинаковы и отличаются только угловыми интервалами, равными угловым интервалам между вспышками в отдельных цилиндрах. Поэтому для подсчета суммарного крутящего момента двигателя достаточно иметь кривую крутящего момента одного цилиндра.

## 7.2. Практикум

### 7.2.1. Определение сил давления газов

1. Производится развертка индикаторной диаграммы из координат  $p-V$  в координаты  $p-\varphi$  по методу Ф.А. Брикса.

Для перестроения индикаторной диаграммы под ней строят вспомогательную полуокружность радиусом  $R = s/2$ . Из центра полуокружности (точка  $O$ ) в направлении нижней мертвой точки (н.м.т.) откладывают отрезок  $OO'$ , равный величине поправки Брикса, мм

$$OO' = \frac{R\lambda}{2M_x}, \quad (7.1)$$

где  $\lambda$  – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;  $M_x$  – масштаб хода поршня на индикаторной диаграмме.

Из точки  $O$  через равные интервалы проводят лучи, разбивающие полуокружность на несколько частей, а из точки  $O'$  – линии, параллельные этим лучам. Точки пересечения линий, проведенных через точку  $O'$ , с полуокружностью соответствуют определенным углам поворота кривошипа. Из этих точек проводят вертикальные линии до пересечения с линиями индикаторной диаграммы. Полученные значения давления откладывают на вертикали соответствующих углов  $\varphi$ .

Проведя из точки  $z_d$  действительной индикаторной диаграммы вертикальную линию вниз до пересечения с вспомогательной полуокружностью, можно определить угол поворота кривошипа, при котором будет достигаться максимальное действительное значение давления сгорания  $p_{z_d}$ . Величина этого угла для четырехтактного двигателя составит

$$\varphi_{z_d} = 360 + \Delta\varphi_{z_d}, \quad (7.2)$$

где  $\Delta\varphi_{z_d}$  – угол между лучом, проведенным из точки  $O'$ , пересекающим вспомогательную полуокружность в точке пересечения этой полуокружности с вертикальной линией, проведенной из точки  $z_d$ , и горизонтальным радиусом вспомогательной полуокружности.

На вертикали, соответствующей углу поворота кривошипа  $\varphi_{z_d}$ , на развернутой индикаторной диаграмме откладывается максимальное действительное значение давления сгорания.

Последовательно соединяя получившиеся точки в направлении от  $0^\circ$  до  $720^\circ$  (для двухтактных двигателей до  $360^\circ$ ), строят развертку индикаторной диаграммы. Необходимо отметить, что свернутая индикаторная диаграмма – это зависимость *абсолютного* давления газов  $p_r$  над поршнем от объема надпоршневого пространства, а развернутая диаграмма – это зависимость *избыточного* давления газов  $\Delta p_r$  от угла поворота кривоши-

па. Поэтому ось абсцисс развернутой диаграммы выше оси абсцисс свернутой диаграммы на величину атмосферного давления  $p_0$  в выбранном масштабе давлений  $M_p$ .

2. По развернутой индикаторной диаграмме через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа  $\varphi$ , а также для действительного значения давления сгорания определяется значение избыточного давления газов в данный момент времени, МПа

$$\Delta p_r = p_r - p_0, \quad (7.3)$$

где  $p_r$  – абсолютное давление газов при данном значении угла поворота кривошипа, МПа;  $p_0$  – атмосферное давление, МПа.

3. Определяется площадь поршня,  $m^2$

$$F_n = \pi D^2 / 4, \quad (7.4)$$

где  $D$  – диаметр цилиндра, м.

4. Для каждого значения избыточного давления, определенного по индикаторной диаграмме, рассчитывается величина силы давления газов на поршень в данный момент времени, МН

$$P_r = (p_r - p_0) F_n = \Delta p_r F_n. \quad (7.5)$$

#### Пример № 7.1.

Произведите расчет сил давления газов на поршень через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа при осуществлении рабочего цикла в четырехтактном карбюраторном двигателе. Двигатель четырехцилиндровый с рядным расположением. Кривошипно-шатунный механизм – центральный. Ход поршня 66 мм, длина шатуна 116 мм, диаметр цилиндра 76 мм. Действительная индикаторная диаграмма двигателя приведена на рис. 7.3.

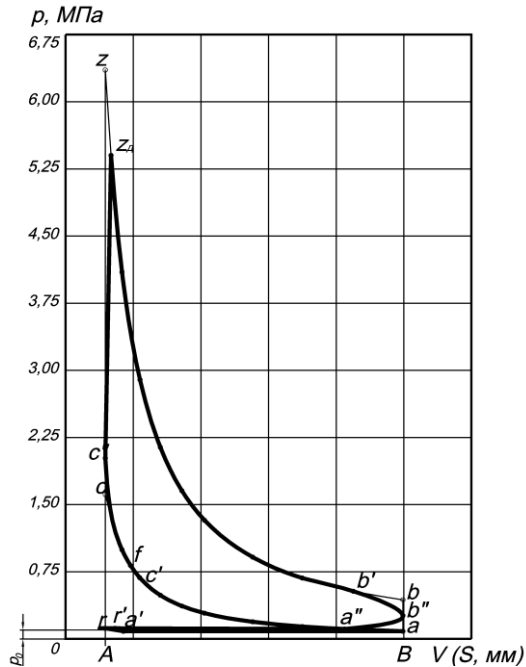


Рис. 7.3. Действительная индикаторная диаграмма двигателя



Решение

1. Так как известно, что кривошипно-шатунный механизм в двигателе – центральный, то воспользовавшись формулой (1.1), можно определить радиус кривошипа

$$R = \frac{s}{2} = \frac{66}{2} = 33 \text{ мм.}$$

2. Параметр  $\lambda$  определяется по формуле (1.2)

$$\lambda = \frac{R}{L_{\text{ш}}} = \frac{33}{116} \approx 0,285.$$

3. По формуле (7.1) определяется поправка Брикса. При этом целесообразно масштаб хода поршня на индикаторной диаграмме принять равным  $M_x = 0,5$  мм в мм.

$$OO' = \frac{R\lambda}{2M_x} = \frac{33 \cdot 0,285}{2 \cdot 0,5} = 9,405 \text{ мм.}$$

Производится выбор масштабов развернутой диаграммы:

– масштаб давлений принимается равным  $M_p = 0,025$  МПа в мм;

– масштаб угла поворота кривошипа принят  $M_\phi = 2^\circ$  в мм.

Перестроение индикаторной диаграммы из координат  $p$ – $V$  в координаты  $p$ – $\phi$  производится по методу Ф.А. Брикса. При этом угол между лучом, проведенным из точки  $O'$ , пересекающим вспомогательную полуокружность в точке пересечения этой полуокружности с вертикальной линией, проведенной из точки  $z_{\text{д}}$ , и горизонтальным радиусом вспомогательной полуокружности составляет  $\Delta\phi_{z_{\text{д}}} = 14^\circ$ . В таком случае угол поворота кривошипа, при котором будет достигаться максимальное действительное значение давления сгорания  $p_{z_{\text{д}}}$ , равен

$$\phi_{z_{\text{д}}} = 360 + \Delta\phi_{z_{\text{д}}} = 360 + 14 = 374^\circ.$$

Графическое перестроение индикаторной диаграммы из координат  $p$ – $V$  в координаты  $p$ – $\phi$  по методу Ф.А. Брикса приведено на рис. 7.4.

4. По развернутой индикаторной диаграмме с использованием выражения (7.3) через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа  $\phi$ , а также для действительного значения давления сгорания определяется значение избыточного давления газов в данный момент времени.

Значения избыточного давления газа в надпоршневом пространстве цилиндров двигателя, определенные через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа, а также в точке при  $\phi_{z_{\text{д}}} = 374^\circ$  занесены в табл. 7.1.

5. По формуле (7.4) определяется площадь поршня

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,076^2}{4} = 0,004536 \text{ м}^2.$$

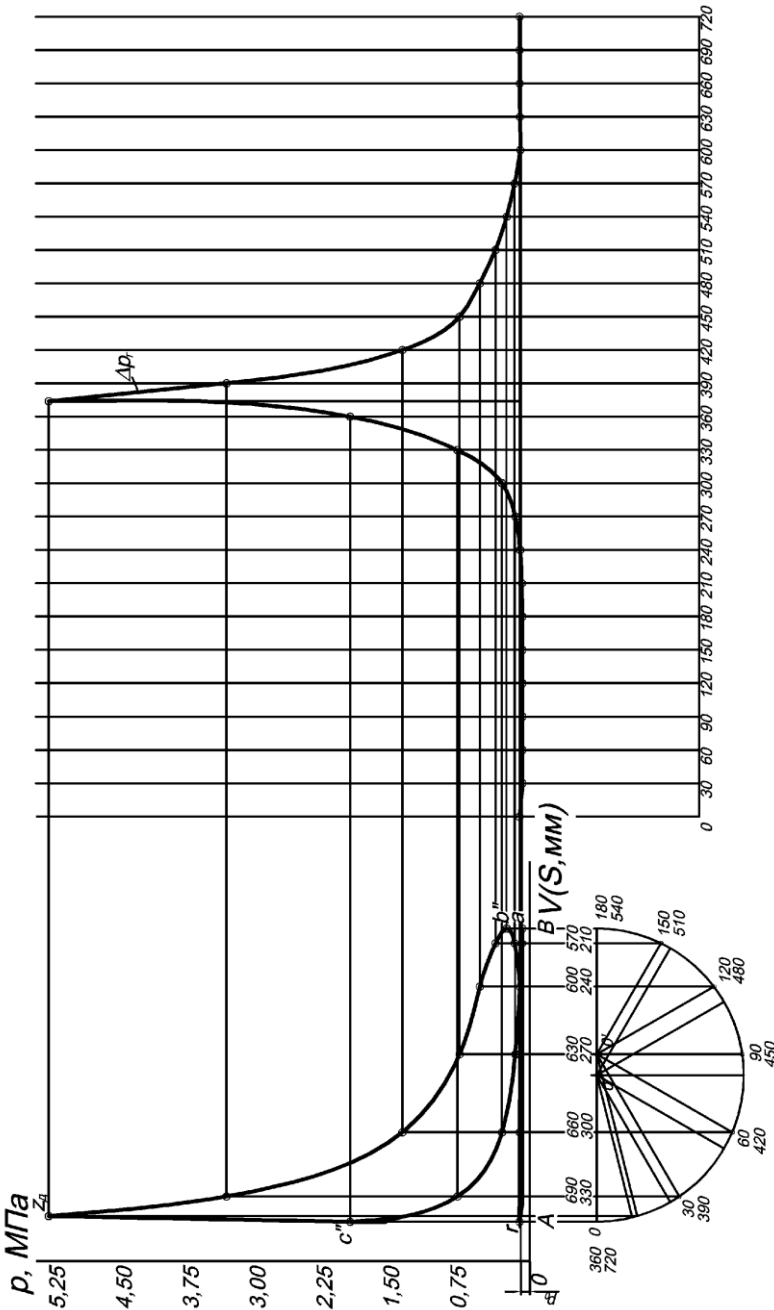


Рис. 7.4. Развертка индикаторной диаграммы в координаты  $p-\phi$

б. Для каждого значения избыточного давления, определенного по индикаторной диаграмме, по формуле (7.5) рассчитывается величина силы давления газов на поршень в данный момент времени.

Значения сил давления газа в надпоршневом пространстве цилиндров двигателя, определенные через каждые 30° угла поворота кривошипа, а также в точке при  $\varphi_{z_d} = 374^\circ$  занесены в табл. 7.1.

Таблица 7.1

**Результаты определения избыточного давления газа  
в надпоршневом пространстве цилиндров двигателя**

$\varphi^\circ$	$\Delta p_r$ , МПа	$P_r$ , Н	$\varphi^\circ$	$\Delta p_r$ , МПа	$P_r$ , Н
0	0,018	81,6	374	5,302	24049,9
30	-0,015	- 68,0	390	3,308	15005,1
60	-0,015	- 68,0	420	1,333	6046,5
90	-0,015	- 68,0	450	0,690	3129,8
120	-0,015	- 68,0	480	0,464	2104,7
150	-0,015	- 68,0	510	0,287	1301,8
180	-0,015	- 68,0	540	0,161	730,3
210	-0,009	- 40,8	570	0,073	331,1
240	0,011	49,9	600	0,018	81,6
270	0,064	290,3	630	0,018	81,6
300	0,214	970,7	660	0,018	81,6
330	0,715	3243,2	690	0,018	81,6
360	1,919	8704,6	720	0,018	81,6

**7.2.2. Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма**

1. Определяются массы поршневой группы  $m_p$ , шатуна  $m_{ш}$  и одного колена коленчатого вала  $m_k$ . Для этого может быть использована формула, кг

$$m = m' F_{ш} , \quad (7.6)$$

где  $m'$  – конструктивная масса элемента кривошипно-шатунного механизма (поршневой группы, шатуна и одного колена вала), кг/м<sup>2</sup>.

Конструктивные массы элементов кривошипно-шатунного механизма приведены в табл. 7.2. При выборе значения конструктивной массы элемента КШМ необходимо учитывать, что большие значения  $m'$  соответствуют двигателям с большим диаметром цилиндра; уменьшение  $s/D$  снижает  $m'_{ш}$  и  $m'_k$ ; V-образным двигателям с двумя шатунами на шейке соответствуют большие значения  $m'_k$ .

2. Определяются приведенные массы шатунной группы, сосредоточенные на оси поршневого пальца  $m_{ш.п}$  и на оси шатунной шейки  $m_{ш.к}$ .

Для большинства конструкций автомобильных и тракторных двигателей характерны следующие соотношения:  $m_{ш.п} = (0,2...0,3)m_{ш}$ ,

$m_{ш.к} = (0,7...0,8)m_{ш}$ . При этом необходимо учитывать, что сумма масс, сосредоточенных на оси поршневого пальца и на оси шатунной шейки, равна полной массе шатуна, кг

$$m_{ш} = m_{ш.п} + m_{ш.к}. \quad (7.7)$$

Таблица 7.2

**Конструктивные массы элементов  
кривошипно-шатунного механизма**

Элемент кривошипно-шатунного механизма	Конструктивная масса, кг/м <sup>2</sup> , для типа двигателя	
	С искровым зажиганием ( $D = 60...100$ мм)	Дизель ( $D = 80...120$ мм)
Поршневая группа ( $m'_п = m_п / F_п$ ):		
поршень из алюминиевого сплава	80...150	150...300
чугунный поршень	150...250	250...400
Шатун ( $m'_ш = m_ш / F_п$ )	100...200	250...400
Неуравновешенные части одного колена вала без противовесов ( $m'_к = m_к / F_п$ ):		
стальной кованный вал со сплошными шейками	150...200	200...400
чугунный литой вал с полыми шейками	100...200	150...200

3. Определяется величина приведенной массы частей кривошипно-шатунного механизма, совершающих возвратно-поступательное движение, кг

$$m_j = m_п + m_{ш.п}. \quad (7.8)$$

4. Определяется величина приведенной массы частей кривошипно-шатунного механизма, совершающих вращательное движение.

В двигателях с рядным расположением цилиндров величина приведенных масс, совершающих вращательное движение, определяется по формуле, кг

$$m_R = m_к + m_{ш.к}, \quad (7.9)$$

а в V-образных двигателях со сдвоенным кривошипно-шатунным механизмом – по формуле, кг

$$m_R = m_к + 2m_{ш.к}. \quad (7.10)$$

Пример № 7.2. Произведите приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма в двигателе с искровым зажиганием при следую-

щих конструктивных характеристиках кривошипно-шатунного механизма: ход поршня 66 мм, длина шатуна 116 мм, диаметр цилиндра 76 мм.

Решение

1. По формуле (7.4) определяется площадь поршня

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,076^2}{4} = 0,004536 \text{ м}^2.$$

2. Массы поршневой группы  $m_{\text{п}}$ , шатуна  $m_{\text{ш}}$  и одного колена коленчатого вала  $m_{\text{к}}$  определяются с использованием формулы (7.6).

При диаметре цилиндра рядного двигателя  $D = 76$  мм, отношении  $s/D = 66/76 = 0,868$  и площади поршня  $F_{\text{п}} = 0,004536 \text{ м}^2$  принимаются следующие значения конструктивных масс элементов кривошипно-шатунного механизма (табл. 7.2):

– для поршня из алюминиевого сплава  $m'_{\text{п}} = 100 \text{ кг/м}^2$ ;

– для стального шатуна  $m'_{\text{ш}} = 120 \text{ кг/м}^2$ ;

– для стального коленчатого вала  $m'_{\text{к}} = 160 \text{ кг/м}^2$ .

Масса поршневой группы

$$m_{\text{п}} = m'_{\text{п}} F_{\text{п}} = 100 \cdot 0,004536 = 0,4536 \text{ кг.}$$

Масса шатуна

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} F_{\text{п}} = 120 \cdot 0,004536 = 0,5443 \text{ кг.}$$

Масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов

$$m_{\text{к}} = m'_{\text{к}} F_{\text{п}} = 160 \cdot 0,004536 = 0,7258 \text{ кг.}$$

3. Приняты следующие соотношения приведенных масс шатунной группы: массы, сосредоточенные на оси поршневого пальца,  $m_{\text{ш.п}} = 0,275m_{\text{ш}}$ ; массы, сосредоточенные на оси шатунной шейки,  $m_{\text{ш.к}} = 0,725m_{\text{ш}}$ .

Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца,

$$m_{\text{ш.п}} = 0,275m_{\text{ш}} = 0,275 \cdot 0,5443 = 0,1497 \text{ кг.}$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа,

$$m_{\text{ш.к}} = 0,725m_{\text{ш}} = 0,725 \cdot 0,5443 = 0,3946 \text{ кг.}$$

4. Приведенная масса частей кривошипно-шатунного механизма, совершающих возвратно-поступательное движение, определяется по формуле (7.8)

$$m_j = m_{\text{п}} + m_{\text{ш.п}} = 0,4536 + 0,1497 = 0,6033 \text{ кг.}$$

5. Приведенная масса частей кривошипно-шатунного механизма, совершающих вращательное движение, определяется по формуле (7.8)

$$m_R = m_{\text{к}} + m_{\text{ш.к}} = 0,7258 + 0,3946 = 1,1204 \text{ кг.}$$

*Ответ:*  $m_j = 0,6033 \text{ кг}$ ;  $m_R = 1,1204 \text{ кг}$ .

### 7.2.3. Определение сил инерции

Силы инерции, действующие в кривошипно-шатунном механизме, подразделяют на силы инерции поступательно движущихся масс  $P_j$  и центробежные силы вращающихся масс  $K_R$  (рис. 7.2, а).

1. Определяются значения сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс через каждые  $30^\circ$  угла поворота коленчатого вала, Н

$$P_j = -m_j j = -m_j R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi), \quad (7.11)$$

где  $j$  – ускорение поршня, м/с<sup>2</sup>;  $R$  – радиус кривошипа, м;  $\omega$  – угловая скорость коленчатого вала, рад/с;  $\varphi$  – угол поворота кривошипа;  $\lambda$  – параметр, равный отношению радиуса кривошипа к длине шатуна.

Значения ускорения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа обычно определяются в ходе расчета кинематики поршня.

Знак “–” в формуле (7.11) показывает, что сила инерции направлена в сторону, противоположную ускорению.

2. Определяется величина центробежной силы инерции вращающихся масс.

В двигателях с рядным расположением цилиндров величина центробежной силы инерции вращающихся масс определяется по формуле, Н

$$K_R = -m_R R \omega^2 = -R \omega^2 (m_k + m_{ш.к}), \quad (7.12)$$

а в V-образных двигателях со сдвоенным кривошипно-шатунным механизмом – по формуле, Н

$$K_R = -m_R R \omega^2 = -R \omega^2 (m_k + 2m_{ш.к}). \quad (7.13)$$

Необходимо отметить, что при проведении динамического расчета двигателя целесообразно пользоваться не полными, а удельными силами, отнесенными к единице площади поршня, МПа

$$p = \frac{P}{F_n}, \quad (7.14)$$

где  $P$  – сила, действующая в кривошипно-шатунном механизме, МН.

Пример № 7.3. Частота вращения коленчатого вала в двигателе с искровым зажиганием на расчетном режиме составляет  $5600 \text{ мин}^{-1}$ . Определите значения удельных сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс через каждые  $30^\circ$  угла поворота коленчатого вала и центробежной силы инерции вращающихся масс при следующих конструктивных характеристиках кривошипно-шатунного механизма указанного двигателя: радиус кривошипа 33 мм, диаметр цилиндра 76 мм. Принять приведенные массы частей кривошипно-шатунного механизма: совершающих возвратно-поступательное движение 0,6033 кг; совершающих вращательное движение 1,1204 кг. Значения ускорения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа принять по табл. 6.6.

**Решение**

1. По формуле (7.4) определяется площадь поршня

$$F_n = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,076^2}{4} = 0,004536 \text{ м}^2.$$

2. Угловая скорость вращения коленчатого вала для расчетного режима, то есть при частоте вращения вала  $n = 5600 \text{ мин}^{-1}$ , определяется по формуле (6.9)

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 5600}{30} = 586 \text{ рад/с}.$$

3. Значения удельных сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс через каждые  $30^\circ$  угла поворота коленчатого вала определяются по формуле (7.14) с учетом формулы (7.11), МПа

$$p_j = \frac{-jm_j}{F_n} \cdot 10^{-6} = \frac{-j \cdot 0,6033}{0,004536} \cdot 10^{-6} = -j \cdot 133 \cdot 10^{-6},$$

где  $j$  – ускорение поршня,  $\text{м/с}^2$ .

Значения ускорения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа согласно заданию определяются по табл. 6.6.

Значения ускорения поршня и удельной силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс при соответствующих величинах угла поворота коленчатого вала занесены в табл. 7.3.

Таблица 7.3

**Результаты расчета удельной силы инерции  
возвратно-поступательно движущихся масс**

$\varphi^\circ$	$j, \text{м/с}^2$	$p_j, \text{МПа}$	$\varphi^\circ$	$j, \text{м/с}^2$	$p_j, \text{МПа}$
0	14562	-1,937	390	11429	-1,520
30	11429	-1,520	420	4051	-0,539
60	4051	-0,539	450	-3230	0,430
90	-3230	0,430	480	-7281	0,968
120	-7281	0,968	510	-8199	1,090
150	-8199	1,090	540	-8102	1,078
180	-8102	1,078	570	-8199	1,090
210	-8199	1,090	600	-7281	0,968
240	-7281	0,968	630	-3230	0,430
270	-3230	0,430	660	4051	-0,539
300	4051	-0,539	690	11429	-1,520
330	11429	-1,520	720	14562	-1,937
360	14562	-1,937			

4. Величина центробежной силы инерции вращающихся масс определяется по формуле (7.12)

$$K_R = -m_R R \omega^2 = -1,1204 \cdot 0,033 \cdot 586^2 = -12696 \text{ Н} = -12,696 \text{ кН}.$$





4. Через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа определяются значения удельной силы, действующей вдоль шатуна, МПа

$$p_s = p \frac{1}{\cos \beta}. \quad (7.17)$$

Значения множителя  $(1/\cos \beta)$ , входящего в уравнение (7.17), для различных значений параметра  $\lambda$  и угла поворота кривошипа приведены в табл. 7.5.

Таблица 7.5

**Значения множителя  $\frac{1}{\cos \beta}$**

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

5. Через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа определяются значения нормальной удельной силы, направленной по оси кривошипа, МПа

$$p_k = p \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (7.18)$$

Значения множителя  $[\cos(\varphi + \beta)/\cos \beta]$ , входящего в уравнение (7.18), для различных значений параметра  $\lambda$  и угла поворота кривошипа приведены в табл. 7.6.

Значения множителя  $\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$

$\varphi^\circ$	Знак	Значения $[\cos(\varphi + \beta)/\cos \beta]$ при $\lambda$								Знак	$\varphi^\circ$
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	360
10	+	0,978	0,977	0,977	0,977	0,976	0,976	0,975	0,975	+	350
20	+	0,912	0,910	0,909	0,908	0,907	0,906	0,905	0,903	+	340
30	+	0,806	0,803	0,801	0,798	0,795	0,793	0,790	0,788	+	330
40	+	0,666	0,662	0,657	0,653	0,649	0,645	0,640	0,636	+	320
50	+	0,500	0,494	0,488	0,482	0,476	0,469	0,463	0,457	+	310
60	+	0,317	0,309	0,301	0,293	0,285	0,277	0,269	0,261	+	300
70	+	0,126	0,117	0,107	0,098	0,088	0,078	0,069	0,059	+	290
80	-	0,064	0,075	0,085	0,095	0,106	0,117	0,127	0,138	-	280
90	-	0,245	0,256	0,267	0,278	0,289	0,300	0,311	0,322	-	270
100	-	0,411	0,422	0,432	0,443	0,453	0,464	0,475	0,485	-	260
110	-	0,558	0,568	0,577	0,586	0,596	0,606	0,615	0,625	-	250
120	-	0,683	0,691	0,699	0,707	0,715	0,723	0,731	0,739	-	240
130	-	0,785	0,792	0,798	0,804	0,810	0,816	0,822	0,829	-	230
140	-	0,866	0,870	0,875	0,879	0,883	0,887	0,892	0,896	-	220
150	-	0,926	0,929	0,931	0,934	0,937	0,939	0,942	0,944	-	210
160	-	0,968	0,969	0,970	0,971	0,973	0,974	0,975	0,976	-	200
170	-	0,992	0,992	0,993	0,993	0,993	0,994	0,994	0,994	-	190
180	-	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	-	180

6. Через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа определяются значения удельной тангенциальной силы, направленной по касательной к окружности радиуса кривошипа, МПа

$$p_T = p \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (7.19)$$

Значения множителя  $[\sin(\varphi + \beta)/\cos \beta]$ , входящего в уравнение (7.19), для различных значений параметра  $\lambda$  и угла поворота кривошипа приведены в табл. 7.7.

7. Производится построение кривых  $p_S = f(\varphi)$ ,  $p_N = f(\varphi)$ ,  $p_K = f(\varphi)$  и  $p_T = f(\varphi)$ .

8. По значениям удельной тангенциальной силы рассчитываются значения полной тангенциальной силы через каждые  $30^\circ$  угла поворота коленчатого вала. Для этого используется формула, МН

$$T = p_T F_{\Pi}. \quad (7.20)$$

Значения множителя  $\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$

$\varphi^\circ$	Знак	Значения $[\sin(\varphi + \beta)/\cos \beta]$ при $\lambda$								Знак	$\varphi^\circ$	
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31			
0	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	–	360
10	+	0,215	0,216	0,218	0,220	0,221	0,223	0,225	0,227	0,227	–	350
20	+	0,419	0,423	0,426	0,429	0,432	0,436	0,439	0,442	0,442	–	340
30	+	0,605	0,609	0,613	0,618	0,622	0,627	0,631	0,636	0,636	–	330
40	+	0,762	0,767	0,772	0,777	0,782	0,788	0,793	0,798	0,798	–	320
50	+	0,886	0,891	0,896	0,901	0,906	0,912	0,917	0,922	0,922	–	310
60	+	0,972	0,976	0,978	0,985	0,990	0,995	0,999	1,004	1,004	–	300
70	+	1,018	1,022	1,025	1,029	1,032	1,035	1,039	1,043	1,043	–	290
80	+	1,027	1,029	1,030	1,032	1,034	1,036	1,038	1,040	1,040	–	280
90	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	–	270
100	+	0,943	0,941	0,939	0,937	0,936	0,934	0,932	0,930	0,930	–	260
110	+	0,861	0,858	0,854	0,851	0,847	0,844	0,840	0,837	0,837	–	250
120	+	0,760	0,756	0,751	0,747	0,742	0,737	0,733	0,728	0,728	–	240
130	+	0,646	0,641	0,636	0,631	0,626	0,620	0,615	0,610	0,610	–	230
140	+	0,524	0,519	0,513	0,508	0,503	0,498	0,493	0,488	0,488	–	220
150	+	0,395	0,391	0,387	0,382	0,378	0,373	0,369	0,364	0,364	–	210
160	+	0,265	0,261	0,258	0,255	0,252	0,248	0,245	0,242	0,242	–	200
170	+	0,133	0,131	0,129	0,127	0,126	0,124	0,122	0,121	0,121	–	190
180	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	–	180

9. Определяются значения крутящего момента цилиндра через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа,  $\text{МН} \cdot \text{м}$

$$M_{\text{кр.ц}} = TR. \quad (7.21)$$

10. Определяется период изменения суммарного крутящего момента, град

$$\theta = \tau \cdot 180^\circ / i, \quad (7.22)$$

где  $\tau$  – тактность двигателя;  $i$  – число цилиндров двигателя.

11. По результатам расчета производится построение кривых крутящего момента каждого из цилиндров и кривой суммарного крутящего момента в диапазоне угла поворота кривошипа от  $0^\circ$  до  $\theta$ .

Для построения кривой суммарного крутящего момента  $M_{\text{кр}}$  многоцилиндрового двигателя производят графическое суммирование кривых крутящих моментов каждого цилиндра, сдвигая одну кривую относительно другой на угол поворота кривошипа между вспышками. Величины и характер изменения крутящих моментов по углу поворота коленчатого вала всех цилиндров двигателя одинаковы и отличаются только угловыми

интервалами, равными угловым интервалам между вспышками в отдельных цилиндрах. Поэтому для подсчета суммарного крутящего момента двигателя достаточно иметь кривую крутящего момента одного цилиндра.

**Пример № 7.4.** Определите через каждые  $30^\circ$  угла поворота коленчатого вала удельные суммарные силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме четырехцилиндрового четырехтактного двигателя с воспламенением от искры, при следующих конструктивных характеристиках кривошипно-шатунного механизма указанного двигателя: радиус кривошипа 33 мм, диаметр цилиндра 76 мм, параметр  $\lambda = 0,285$ . Значения избыточного давления газа в зависимости от угла поворота кривошипа принять по табл. 7.1, а значения удельной силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс при соответствующих величинах угла поворота кривошипа – по табл. 7.3. Определите также значения суммарного крутящего момента двигателя. Произведите построение зависимостей удельных суммарных сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме и крутящего момента двигателя от угла поворота кривошипа.

**Решение**

1. По формуле (7.4) определяется площадь поршня

$$F_n = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,076^2}{4} = 0,004536 \text{ м}^2.$$

2. Значения удельной силы, сосредоточенной на оси поршневого пальца, через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа определяются по формуле (7.15). Результаты расчета сведены в табл. 7.8.

Таблица 7.8

**Результаты расчета удельных сил, сосредоточенных на оси поршневого пальца**

$\varphi^\circ$	$\Delta p_{г_1}$ , МПа	$p_{i_1}$ , МПа	$p_{i_2}$ , МПа	$\varphi^\circ$	$\Delta p_{г_2}$ , МПа	$p_{i_3}$ , МПа	$p_{i_4}$ , МПа
0	0,018	-1,937	-1,919	374	5,302	-1,842	3,460
30	-0,015	-1,520	-1,535	390	3,308	-1,520	1,788
60	-0,015	-0,539	-0,554	420	1,333	-0,539	0,794
90	-0,015	0,430	0,415	450	0,690	0,430	1,120
120	-0,015	0,968	0,953	480	0,464	0,968	1,432
150	-0,015	1,090	1,075	510	0,287	1,090	1,377
180	-0,015	1,078	1,063	540	0,161	1,078	1,239
210	-0,009	1,090	1,081	570	0,073	1,090	1,163
240	0,011	0,968	0,979	600	0,018	0,968	0,986
270	0,064	0,430	0,494	630	0,018	0,430	0,448
300	0,214	-0,539	-0,325	660	0,018	-0,539	-0,521
330	0,715	-1,520	-0,805	690	0,018	-1,520	-1,502
360	1,919	-1,937	-0,018	720	0,018	-1,937	-1,919

3. Используя значения угла поворота кривошипа в качестве абсциссы, а значения удельных сил в качестве ординат, принимая масштабы  $M_\varphi = 2^\circ$  в мм и  $M_p = 0,025$  МПа в мм, производится построение зависимостей удельных сил  $\Delta p_r$ ,  $p_j$  и  $p$  от угла поворота кривошипа (рис. 7.5).

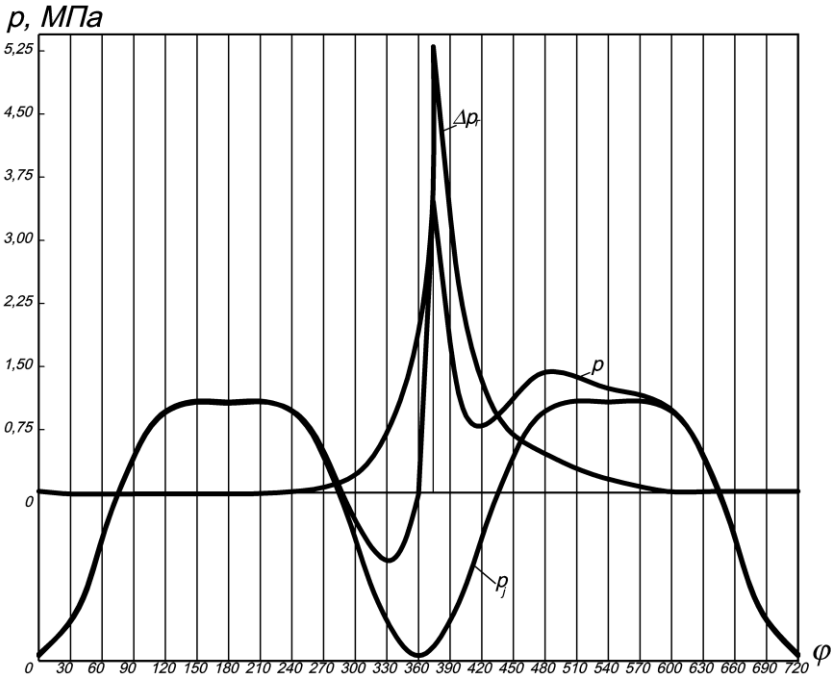


Рис. 7.5. Построение кривой удельных суммарных сил

4. Через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа по формуле (7.16) определяется значение удельной нормальной силы. Значения множителя  $\text{tg}\beta$  при параметре  $\lambda = 0,285$  определяются по табл. 7.4.

Величины удельной силы  $p_N$  для значений угла поворота кривошипа занесены в гр. 4 сводной табл. 7.9.

5. Через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа по формуле (7.17) определяется значение удельной силы, действующей вдоль шатуна. Значения множителя  $(1/\cos\beta)$  при параметре  $\lambda = 0,285$  определяются по табл. 7.5.

Величины удельной силы  $p_S$  для значений угла поворота кривошипа занесены в гр. 6 сводной табл. 7.9.

6. Через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа по формуле (7.18) определяется значение нормальной удельной силы, направленной по оси

кривошипа. Значения множителя  $[\cos(\varphi + \beta)/\cos \beta]$  при параметре  $\lambda = 0,285$  определяются по табл. 7.6.

Величины удельной силы  $p_K$  для значений угла поворота кривошипа занесены в гр. 8 сводной табл. 7.9.

7. Через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа по формуле (7.19) определяется значение удельной тангенциальной силы, направленной по касательной к окружности радиуса кривошипа. Значения множителя  $[\sin(\varphi + \beta)/\cos \beta]$  при параметре  $\lambda = 0,285$  определяются по табл. 7.7.

Величины удельной силы  $p_T$  для значений угла поворота кривошипа занесены в гр. 10 сводной табл. 7.9.

Таблица 7.9

### Результаты расчета удельных сил

$\varphi^\circ$	$p$ , МПа	$\operatorname{tg}\beta$	$p_N$ , МПа	$\frac{1}{\cos\beta}$	$p_S$ , МПа	$\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}$	$p_K$ , МПа	$\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}$	$p_T$ , МПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	-1,919	0,0000	0,0000	1,0000	-1,9190	1,0000	-1,9190	0,0000	0,0000
30	-1,535	0,1435	-0,2203	1,0105	-1,5511	0,7940	-1,2188	0,6245	-0,9586
60	-0,554	0,2525	-0,1399	1,0310	-0,5712	0,2810	-0,1557	0,9925	-0,5498
90	0,415	0,2945	0,12222	1,0425	0,4326	-0,2945	-0,1222	1,0000	0,4150
120	0,953	0,2525	0,24063	1,0310	0,9825	-0,7190	-0,6852	0,7395	0,7047
150	1,075	0,1435	0,15426	1,0105	1,0863	-0,9380	-1,0084	0,3755	0,4037
180	1,063	0,0000	0,0000	1,0000	1,0630	-1,0000	-1,0630	0,0000	0,0000
210	1,081	-0,1435	-0,1551	1,0105	1,0924	-0,9380	-1,0140	-0,3755	-0,4059
240	0,979	-0,2525	-0,2472	1,0310	1,0094	-0,7190	-0,7039	-0,7395	-0,7240
270	0,494	-0,2945	-0,1455	1,0425	0,5150	-0,2945	-0,1455	-1,0000	-0,4940
300	-0,325	-0,2525	0,08206	1,0310	-0,3351	0,2810	-0,0913	-0,9925	0,3226
330	-0,805	-0,1435	0,11552	1,0105	-0,8135	0,7940	-0,6392	-0,6245	0,5027
360	-0,018	0,0000	0,0000	1,0000	-0,0180	1,0000	-0,0180	0,0000	0,0000
374	3,460	0,0684	0,23666	1,0026	3,4690	0,9482	3,2808	0,3068	1,0615
390	1,788	0,1435	0,25658	1,0105	1,8068	0,7940	1,4197	0,6245	1,1166
420	0,794	0,2525	0,20049	1,0310	0,8186	0,2810	0,2231	0,9925	0,7880
450	1,120	0,2945	0,32984	1,0425	1,1676	-0,2945	-0,3298	1,0000	1,1200
480	1,432	0,2525	0,36158	1,0310	1,4764	-0,7190	-1,0296	0,7395	1,0590
510	1,377	0,1435	0,1976	1,0105	1,3915	-0,9380	-1,2916	0,3755	0,5171
540	1,239	0,0000	0,0000	1,0000	1,2390	-1,0000	-1,2390	0,0000	0,0000
570	1,163	-0,1435	-0,1669	1,0105	1,1752	-0,9380	-1,0909	-0,3755	-0,4367
600	0,986	-0,2525	-0,2490	1,0310	1,0166	-0,7190	-0,7089	-0,7395	-0,7291
630	0,448	-0,2945	-0,1319	1,0425	0,4670	-0,2945	-0,1319	-1,0000	-0,4480
660	-0,521	-0,2525	0,13155	1,0310	-0,5372	0,2810	-0,1464	-0,9925	0,5171
690	-1,502	-0,1435	0,21554	1,0105	-1,5178	0,7940	-1,1926	-0,6245	0,9380
720	-1,919	0,0000	0,0000	1,0000	-1,9190	1,0000	-1,9190	0,0000	0,0000

8. По данным, приведенным в табл. 7.9, строятся графические зависимости удельных сил от угла поворота кривошипа (рис. 7.6).

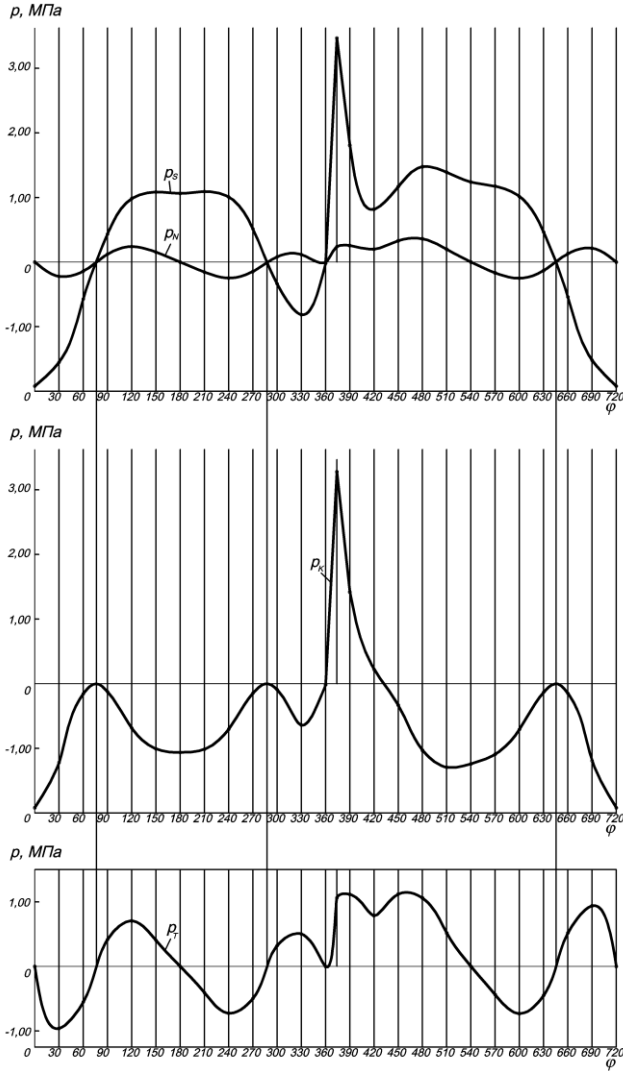


Рис. 7.6. Построение кривых удельных сил  $p_N$ ,  $p_S$ ,  $p_K$ ,  $p_T$  по углу поворота кривошипа

9. Полная тангенциальная сила через каждые  $30^\circ$  угла поворота колесчатого вала определяется по формуле (7.20). Величины полной силы  $T$  для значений угла поворота кривошипа занесены в гр. 4 табл. 7.10.

10. Крутящий момент цилиндра через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа определяется по формуле (7.21). Величины крутящего момента цилиндра  $M_{кр.ц}$  для значений угла поворота кривошипа занесены в гр. 5 табл. 7.10.

Таблица 7.10

**Результаты расчета полной тангенциальной силы  
и крутящего момента цилиндра**

$\varphi^\circ$	$p$ , МПа	$p_T$ , МПа	$T$ , кН	$M_{кр.ц}$ , Н·м	$\varphi^\circ$	$p$ , МПа	$p_T$ , МПа	$T$ , кН	$M_{кр.ц}$ , Н·м
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
0	-1,919	0,0000	0,0000	0,0	374	3,460	1,0615	4,8151	158,9
30	-1,535	-0,9586	-4,3482	-143,5	390	1,788	1,1166	5,0649	167,1
60	-0,554	-0,5498	-2,4941	-82,3	420	0,794	0,7880	3,5746	118,0
90	0,415	0,4150	1,8824	62,1	450	1,120	1,1200	5,0803	167,7
120	0,953	0,7047	3,1967	105,5	480	1,432	1,0590	4,8035	158,5
150	1,075	0,4037	1,8310	60,4	510	1,377	0,5171	2,3454	77,4
180	1,063	0,0000	0,0000	0,0	540	1,239	0,0000	0,0000	0,0
210	1,081	-0,4059	-1,8412	-60,8	570	1,163	-0,4367	-1,9809	-65,4
240	0,979	-0,7240	-3,2839	-108,4	600	0,986	-0,7291	-3,3074	-109,1
270	0,494	-0,4940	-2,2408	-73,9	630	0,448	-0,4480	-2,0321	-67,1
300	-0,325	0,3226	1,4631	48,3	660	-0,521	0,5171	2,3455	77,4
330	-0,805	0,5027	2,2803	75,3	690	-1,502	0,9380	4,2548	140,4
360	-0,018	0,0000	0,0000	0,0	720	-1,919	0,0000	0,0000	0,0

11. Период изменения крутящего момента четырехтактного четырехцилиндрового ( $i=4$ ) двигателя с равными интервалами между вспышками равен

$$\theta = \tau \cdot 180^\circ / i = 4 \cdot 180^\circ / 4 = 180^\circ.$$

12. Результаты расчета крутящего момента цилиндра занесены в табл. 7.11.

Таблица 7.11

**К расчету суммарного крутящего момента**

$\varphi^\circ$	Цилиндры								$M_{кр.ц}$ , Н·м
	1-й		2-й		3-й		4-й		
	$\varphi^\circ$ криво- шипа	$M_{кр.ц}$ , Н·м	$\varphi^\circ$ криво- шипа	$M_{кр.ц}$ , Н·м	$\varphi^\circ$ криво- шипа	$M_{кр.ц}$ , Н·м	$\varphi^\circ$ криво- шипа	$M_{кр.ц}$ , Н·м	
0	0	0	180	0	360	0	540	0	0
30	30	-143,5	210	-60,8	390	167,1	570	-65,4	-102,6
60	60	-82,3	240	-108,4	420	118	600	-109,1	-181,8
90	90	62,1	270	-73,9	450	167,7	630	-67,1	88,8
120	120	105,5	300	48,3	480	158,5	660	77,4	389,7
150	150	60,4	330	75,3	510	77,4	690	140,4	353,5
180	180	0	360	0	540	0	720	0	0



13. По данным табл. 7.11 производится построение кривых крутящего момента всех цилиндров и кривой суммарного крутящего момента в диапазоне угла поворота кривошипа от  $0^\circ$  до  $180^\circ$  в масштабе  $M_M = 5 \text{ Н} \cdot \text{м}$  в мм (рис. 7.7).

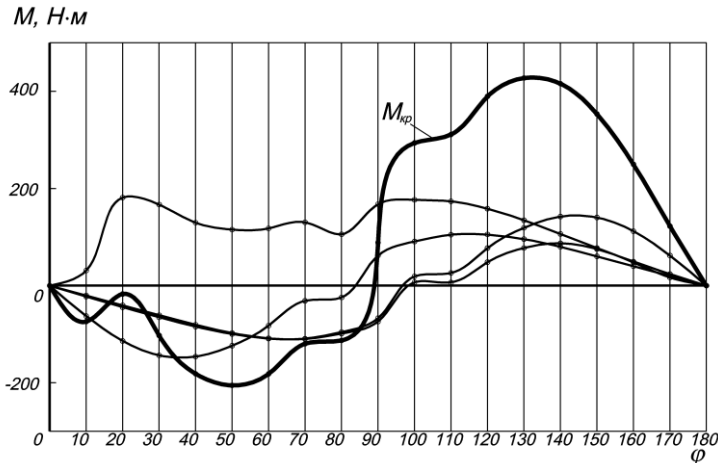


Рис. 7.7. Построение кривой суммарного крутящего момента двигателя

### 7.3. Лабораторный практикум

Отчет о лабораторной работе выполняется на листах формата А4 (с одной стороны листа) в стандартных рамках. Рамки и основные надписи в них выполняются в соответствии с требованиями ГОСТ 2.104–91. На первой странице отчета о лабораторной работе помещают расширенный штамп, на последующих – уменьшенный. Отчет о лабораторной работе должен содержать:

- сведения о студенте, ее выполняющем: фамилия, инициалы, группа;
- номер лабораторной работы;
- название и цель работы;
- краткие теоретические сведения (схема или эскиз, описание назначения, устройства и работы механизма или системы);
- необходимые расчеты.

Отметка о выполнении лабораторной работы получается при предъявлении преподавателю оформленного отчета с произведенными расчетами.

Защита работы происходит в форме беседы с преподавателем, в ходе которой проверяется знание студентом ответов на контрольные вопросы, назначения и методики выполненных расчетов, способность анализировать результаты, полученные в ходе расчетов.

## Лабораторная работа № 2

### Исследование динамики двигателя внутреннего сгорания

**Цель работы:** изучить силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме в процессе работы двигателя внутреннего сгорания

#### Порядок выполнения работы

1. По техническим характеристикам выбранного двигателя определить ход поршня, диаметр цилиндра и площадь поршня.
2. Пользуясь техническими характеристиками двигателя, изобразить его индикаторную диаграмму в  $p-V$  ( $s$ ) координатах в выбранном масштабе.
3. Произвести развертку индикаторной диаграммы из координат  $p-V$  ( $s$ ) в координаты  $p-\varphi$  по методу Ф.А. Брикса. Поправку Брикса определить по формуле (7.1).
4. По развернутой диаграмме определить значения избыточного давления газов над поршнем через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа, а также максимальное действительное значение избыточного давления сгорания  $\Delta p_{zd}$  и величину угла поворота кривошипа, при котором это давление имеет место быть  $\varphi_z$ .
5. Используя значения конструктивных масс элементов кривошипно-шатунного механизма (табл. 7.2), определить массу поршневой группы, шатуна и одного колена вала.
6. Определить величину приведенных масс частей КШМ, совершающих возвратно-поступательное движение. При этом использовать формулы (7.7) и (7.8).
7. Для рядных двигателей, пользуясь формулой (7.9), а для V-образных двигателей – формулой (7.10), определить величину приведенных масс частей КШМ, совершающих вращательное движение.
8. По формуле (7.14) с учетом формулы (7.11) определить значения удельных сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа. При этом использовать величины ускорения поршня для соответствующих значений угла  $\varphi$ , полученные в ходе выполнения лабораторной работы № 1 (графа 7, табл. Л.1.1).
9. По формуле (7.12) для рядных или по формуле (7.13) для V-образных двигателей определить величину центробежной силы инерции вращающихся масс.
10. Используя формулу (7.15), определить значения удельной силы, сосредоточенной на оси поршневого пальца, через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа.

11. Результаты выполнения пп. 4, 8, 10 занести в табл. Л.2.1.

Таблица Л.2.1

**К определению удельных суммарных сил**

$\varphi^\circ$	$\Delta p_{г}, \text{МПа}$	$j, \text{м/с}^2$	$p_j, \text{МПа}$	$p, \text{МПа}$
1	2	3	4	5
0				
30				
⋮				
$\varphi_z$				
⋮				
690				
720				

12. По данным табл. Л.2.1, используя масштабы, совпадающие с масштабами (для соответствующих параметров) построения индикаторной диаграммы и ее развертки, произвести построение кривых  $p_j = f(\varphi)$  и  $p = f(\varphi)$ .

13. Пользуясь формулами (7.16)–(7.19), определить значения удельных сил  $p_N, p_S, p_K, p_T$  через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа.

14. Через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа, используя формулу (7.20), по значениям удельной тангенциальной силы ( $p_T$ ), определенным в п. 13, рассчитать значения полной тангенциальной силы ( $T$ ).

15. По формуле (7.21) через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа определить крутящий момент цилиндра.

16. Результаты расчетов пп. 10, 13–15 занести в табл. Л.2.2.

Таблица Л.2.2

**Результаты расчетов удельных, полных сил и крутящего момента цилиндра**

$\varphi^\circ$	$p, \text{МПа}$	$\text{tg}\beta$	$p_N, \text{МПа}$	$\frac{1}{\cos\beta}$	$p_S, \text{МПа}$	$\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	$p_K, \text{МПа}$	$\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	$p_T, \text{МПа}$	$T, \text{кН}$	$M_{\text{кр.ц}}, \text{Н}\cdot\text{м}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0											
30											
⋮											
$\varphi_z$											
⋮											
690											
720											

17. По данным табл. Л.2.2 произвести построение кривых  $p_S = f(\varphi), p_N = f(\varphi), p_K = f(\varphi)$  и  $p_T = f(\varphi)$ .

18. Определить период изменения суммарного крутящего момента по формуле (7.22).

19. Результаты расчета крутящего момента цилиндра занести в табл. Л.2.3.

Таблица Л.2.3

### К расчету суммарного крутящего момента

$\varphi^\circ$	Цилиндры									
	1-й		2-й		...	$(i-1)$ -й		$i$ -й		$M_{кр, Н·м}$
	$\varphi^\circ$ криво-шипа	$M_{кр,ц, Н·м}$	$\varphi^\circ$ криво-шипа	$M_{кр,ц, Н·м}$	...	$\varphi^\circ$ криво-шипа	$M_{кр,ц, Н·м}$	$\varphi^\circ$ криво-шипа	$M_{кр,ц, Н·м}$	
0	0		$\theta$		...	$(i-2)\theta$		$(i-1)\theta$		
30	30		$\theta+30$		...	$(i-2)\theta+30$		$(i-1)\theta+30$		
⋮	⋮		⋮		...	⋮		⋮		
$\theta-30$	$\theta-30$		$2\cdot\theta-30$		...	$(i-1)\theta-30$		$i\theta-30$		
$\theta$	$\theta$		$2\cdot\theta$		...	$(i-1)\theta$		$i\theta$		

20. По данным табл. Л.2.3 произвести построение кривых крутящего момента всех цилиндров и кривой суммарного крутящего момента в диапазоне угла поворота кривошипа от  $0^\circ$  до  $\theta$ .

### Вопросы для самопроверки

1. Какие силы действуют в кривошипно-шатунном механизме двигателя внутреннего сгорания в процессе его работы?
2. С какой целью производят динамический расчет ДВС?
3. Каким образом производят перестроение (развертку) индикаторной диаграммы из координат  $p-V$  в координаты  $p-\varphi$  по методу Ф.А. Брикса?
4. Какую зависимость выражает развернутая индикаторная диаграмма?
5. С какой целью и каким образом осуществляют приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма?
6. При приведении масс частей КШМ ДВС какие массы считаются сосредоточенными на оси поршневого пальца, а какие на оси шатунной шейки?
7. Что собой представляет суммарная сила, действующая в КШМ ДВС?
8. Каким образом осуществляется графическое построение кривой удельных суммарных сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме?

9. На какие составляющие раскладывается суммарная сила, приложенная к оси поршневого пальца?

10. На какие составляющие раскладывается сила, действующая вдоль шатуна и приложенная к оси шатунной шейки?

11. Величиной какой силы определяется величина крутящего момента в цилиндре двигателя?

## Глава 8. МЕХАНИЗМЫ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

### 8.1. Теоретические сведения

К числу механизмов двигателя внутреннего сгорания относятся кривошипно-шатунный (КШМ) и газораспределительный (ГРМ).

#### 8.1.1. Кривошипно-шатунный механизм

*Кривошипно-шатунный механизм* преобразует прямолинейное возвратно-поступательное движение поршня во вращательное движение коленчатого вала. В его состав входят две группы деталей: неподвижные и подвижные. К неподвижным деталям относятся блок цилиндров, который служит остовом двигателя, цилиндры, головка блока или головки цилиндров и поддон картера. Подвижные детали КШМ – поршни с кольцами и поршневыми пальцами, шатуны, коленчатый вал, маховик.

*Блок цилиндров* двигателя представляет собой массивный корпус, который состоит из следующих элементов: боковых и торцевых стенок, цилиндров, межцилиндровых перемычек (которые в некоторых конструкциях могут отсутствовать) и верхней горизонтальной плиты. Блок цилиндров большинства современных автомобильных и тракторных двигателей выполняется заодно с верхней частью картера и называется блок-картером (рис. 8.1). Снаружи и внутри блок-картера монтируются все механизмы и системы двигателя.

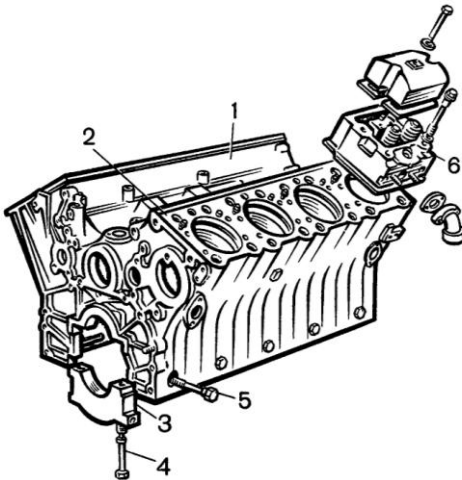


Рис. 8.1. Блок-картер V-образного дизеля:  
 1 – блок цилиндров;  
 2 – верхняя плита блока цилиндров; 3 – крышка (подвеска) коренного подшипника; 4 – болт крепления крышки коренного подшипника; 5 – стяжной болт; 6 – головка цилиндров

В литых поперечинах картера располагаются опорные гнезда для коренных подшипников коленчатого вала. К нижней части блок-картера крепится стальной штампованный поддон, служащий резервуаром для масла. Плоскость крепления масляного поддона может проходить по оси коленчатого вала или с целью повышения жесткости корпуса быть смещенной относительно оси коленчатого вала вниз. В случае выполнения плоскости крепления масляного поддона ниже плоскости коренных опор силы и моменты, передаваемые на корпусные элементы, воспринимаются большим объемом металла.

В средней части блока цилиндров имеются отверстия для установки подшипников скольжения под опорные шейки распределительного вала.

В отливке блока цилиндров имеется рубашка для жидкостного охлаждения двигателя.

Рабочая поверхность цилиндров является направляющей при движении поршня и вместе с ним и головкой блока образует замкнутое пространство, в котором происходит рабочий цикл двигателя. Для плотного прилегания поршня и поршневых колец к цилиндру и уменьшения сил трения между ними внутреннюю поверхность цилиндров тщательно обрабатывают с высокой степенью точности и чистоты, поэтому она называется зеркалом цилиндра.

Цилиндры могут быть отлиты как одно целое со стенками рубашки охлаждения или изготовлены отдельно от блока в виде вставных гильз. Применение негильзованного блока цилиндров рубашки обеспечивает высокую прочность и жесткость блок-картера. Такая конструкция способствует уменьшению габаритов и массы корпуса и сокращает объем его механической обработки.

Однако при этом технологически сложно получить качественную отливку со стабильными геометрическими параметрами. Кроме того, при изготовлении блока необходимо предусмотреть комплекс технологических мероприятий по повышению износостойкости поверхности цилиндра. При этом в негильзованном блоке при выходе из строя одного из цилиндров требуется замена всего блока.

Гильзы цилиндров подразделяются на сухие (рис. 8.2, *а, б*) и сменные мокрые (рис. 8.2, *в-д*). Блоки цилиндров с мокрыми вставными и сухими гильзами в большей или меньшей степени лишены недостатков, указанных для негильзованных блоков цилиндров. Однако мокрые гильзы могут дополнительно деформироваться при нарушении технологии монтажа.

Сухие гильзы изготавливаются без опорного бурта (рис. 8.2, *а*) и с верхним опорным буртом (рис. 8.2, *б*). Толщина стенок таких гильз составляет 2...4 мм. Сухие гильзы без опорного бурта запрессовывают в блок с некоторым натягом с целью их фиксации для окончательной обра-

ботки после установки в блок и при работе двигателя. Гильзы с опорными буртами по завершении механической обработки запрессовывают в блок или устанавливают в нем по скользящей посадке с зазором  $0,01 \dots 0,04$  мм. Разновидностью сухих гильз являются укороченные вставки (длиной  $40 \dots 50$  мм) из аустенитного чугуна в верхней зоне цилиндра, подверженной наибольшему износу.

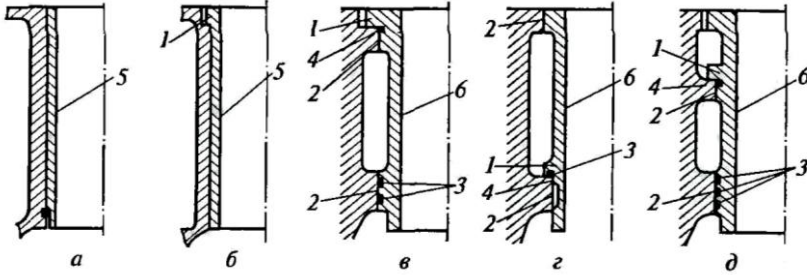


Рис. 8.2. Основные типы гильз цилиндров:

*а* – сухая без опорного бурта; *б* – сухая с верхним опорным буртом; *в* – мокрая с верхним опорным фланцем; *г* – мокрая с нижним опорным фланцем; *д* – мокрая со средним опорным фланцем; 1 – опорный фланец; 2 – направляющие (центрирующие) пояса; 3 – уплотнительные кольца; 4 – опорный бурт; 5 – сухая гильза; 6 – мокрая гильза

При использовании сухих гильз необходимо обеспечивать хороший их контакт с блоком. В противном случае ухудшаются условия теплоотдачи от гильзы в охлаждающую жидкость, а радиальное распределение температур становится более неравномерным, что вызывает ее нежелательную термическую деформацию.

Мокрые гильзы с наружной стороны омываются охлаждающей жидкостью. Такие гильзы обеспечивают лучший отвод теплоты по сравнению с сухими. Это повышает работоспособность и срок службы деталей цилиндропоршневой группы, при этом снижаются затраты, связанные с ремонтом двигателя в процессе его эксплуатации.

Толщина стенки мокрой гильзы составляет  $5 \dots 8$  мм. Мокрая вставная гильза имеет опорный фланец 1, который располагается в верхней (рис. 8.2, *в*), средней (рис. 8.2, *д*) или нижней (рис. 8.2, *г*) части гильзы в кольцевых приливах блока. Более низкое расположение опорного фланца способствует улучшению охлаждения наиболее термически нагруженных верхней части гильзы и поршневых колец. Это уменьшает термическое коробление верхнего пояса гильзы, позволяет снизить износ и исключить задиры поверхностей трения элементов цилиндра и поршневой группы.

С целью уменьшения деформации от действия боковой силы гильзу фиксируют в двух опорных направляющих поясах 2, расположенных в верхней и нижней ее частях.



Для герметизации водяной рубашки в кольцевых канавках нижнего направляющего пояса гильзы устанавливают уплотнительные кольца 3 из фторкаучука, фтороугольно-водородного каучука, фторосиликонового каучука или резины. На некоторых двигателях герметизация водяной рубашки обеспечивается установкой медных прокладок по торцу нижнего направляющего пояса гильзы.

Верхний посадочный пояс гильзы располагают таким образом, чтобы уплотняющий пояс поршня при его положении в верхней мертвой точке находился на уровне жидкости в рубашке охлаждения.

Верхний торец гильзы должен выступать над опорной плоскостью блока на 0,05...0,15 мм с целью более надежной герметизации газового стыка при затяжке анкерных шпилек.

Длина цилиндра устанавливается минимальной из условия обеспечения возможности свободного движения противовеса и шатуна. При этом допускается выход нижней кромки юбки поршня за пределы цилиндра при нахождении поршня в нижней мертвой точке до величины, не превышающей 20% его диаметра, в случае отсутствия нижнего масляного кольца на юбке поршня.

Для уменьшения массы блок-картера высота водяной рубашки внизу ограничивается осью поршневого пальца при нахождении поршня в нижней мертвой точке и составляет около 70% хода поршня.

Блоки цилиндров отливаются из серого чугуна или алюминиевого сплава. Достоинствами чугуна как материала корпуса двигателя являются его невысокая стоимость, высокая прочность и жесткость при хороших литевых качествах. Существенными недостатками чугуна являются его большая масса и низкая теплопроводность. Указанные недостатки серого чугуна отсутствуют у алюминиевого сплава. Однако алюминий значительно уступает чугуну в жесткости и износостойкости, поэтому блок из алюминиевого сплава должен иметь большое количество ребер жесткости. Цилиндрами в таком блоке обычно служат чугунные гильзы, которые вставляются в алюминиевый блок в процессе сборки, заливаются или прессовываются в него при изготовлении.

При работе двигателя блок-картер воспринимает значительные динамические и тепловые нагрузки. По тому, какие элементы блок-картера воспринимают нагрузку от газовых сил, различают следующие их силовые схемы.

1. С несущим блоком цилиндров (рис. 8.3, *а*), когда силы давления газов нагружают элементы блока цилиндров. Разновидностью такой схемы является схема с несущей рубашкой (рис. 8.3, *б*). В этом случае газовые силы растягивают только стенки водяной рубашки.

2. С несущими силовыми шпильками (рис. 8.3, *в*). При этом элементы блока цилиндров в результате предварительной затяжки шпилек находятся в сжатом состоянии, и газовые силы разгружают их. Такие

блок-картеры могут отливаться из алюминиевых сплавов, так как они являются менее нагруженными, чем блок-картеры, выполненные по другим схемам.

В головке цилиндров размещаются камеры сгорания (рис. 8.4), в которых устанавливаются впускные и выпускные клапаны, свечи зажигания (в двигателях с искровым зажиганием) или форсунки (в двигателях с воспламенением от сжатия).

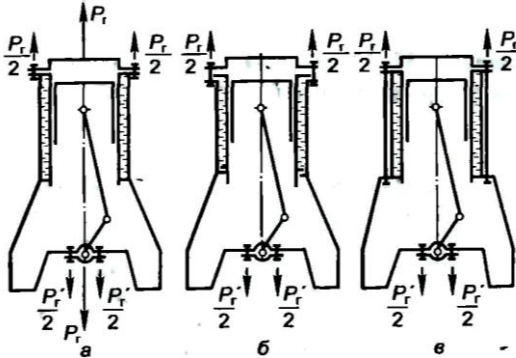


Рис. 8.3. Силовые схемы ДВС с жидкостным охлаждением:  
*а* – с несущим блоком цилиндров; *б* – с несущей рубашкой;  
*в* – с несущими силовыми шпильками

На головке цилиндров крепятся детали и узлы привода клапанного механизма. Значительное влияние на процесс смесеобразования как в карбюраторных двигателях, так и в дизелях имеют формы камер сгорания. В двигателях с воспламенением от искры (рис. 8.4, *а–з*) наибольшее распространение получили цилиндрические, полусферические и клиновые камеры сгорания. В дизелях (рис. 8.4, *д–з*) широко используются неразделенные и разделенные камеры сгорания. Разделенные камеры сгорания состоят из небольшого вспомогательного пространства (предкамеры или вихревой камеры) и основной камеры сгорания, соединенных между собой каналами.

Головки цилиндров выполняют в виде единой отливки для одного ряда цилиндров или индивидуально для каждого цилиндра. Индивидуальные головки позволяют минимизировать их термические деформации. Они обычно используются в двигателях, форсированных наддувом.

При жидкостном охлаждении для снижения тепловой нагруженности головки в ней создают системы каналов и полостей для циркуляции охлаждающей жидкости. В дизелях жидкость поступает к наиболее нагретым зонам головки из блока цилиндров. В двигателях с искровым зажиганием охлаждающая жидкость в головку подается насосом непосредственно из радиатора.

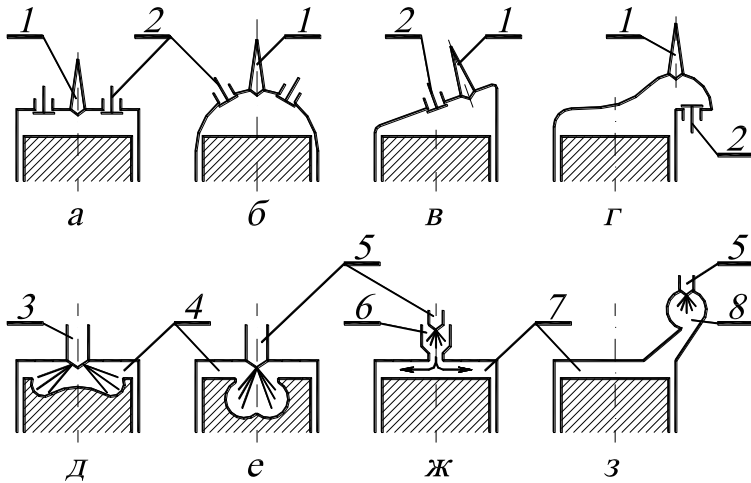


Рис. 8.4. Формы камер сгорания:

*a–г* – карбюраторных двигателей; *д–з* – дизелей; *a* – цилиндрическая; *б* – полусферическая; *в* – клиновая; *г* – смещенная (Г-образная) *д, е* – неразделенные; *ж, з* – разделенные; *1* – свеча зажигания; *2* – клапан; *3* – насос-форсунка; *4* – камера сгорания; *5* – форсунка; *6* – предкамера; *7* – основная камера; *8* – вихревая камера

Во избежание прорыва газов и охлаждающей жидкости между головкой и блоком цилиндров их стыковочная зона уплотняется прокладками. В качестве уплотнителей газового стыка используются листы мягкой стали, меди, алюминия или прокладки с основой в виде сетки или перфорированного листа из стали или алюминия с наполнителем из листов графитизированного термостойкого картона.

Головка цилиндров крепится к блоку при помощи шпилек с гайками или болтами. Гайки или болты головки цилиндров затягиваются равномерно в определенной последовательности с установленным для каждого двигателя моментом затяжки.

*Поршневая группа* включает в себя поршень, поршневые кольца (компрессионные и маслосъемные), поршневой палец и элементы, ограничивающие его осевые перемещения.

*Поршень* воспринимает давление газов, развивающееся в цилиндре при реализации в нем рабочего цикла, и через палец передает усилие на шатун. Кроме того, поршень воспринимает высокие инерционные и тепловые нагрузки.

В конструкции поршня принято выделять (рис. 8.5): головку *1*, в функции которой входят формирование камеры сгорания, отвод основной доли теплоты, воспринимаемой поршнем от рабочего тела, и герметизация внутрицилиндрового пространства; юбку *2*, назначением которой яв-

ляется восприятие динамических нагрузок и обеспечение движения поршня в цилиндре без перекосов. Конструкцию головки формируют днище 3, огневой (жаровой) 4 и уплотняющий 5 пояса. Юбка поршня состоит из бобышек 6 и направляющей части.

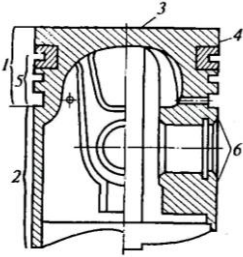


Рис. 8.5. Основные элементы поршня:

- 1 – головка; 2 – юбка; 3 – днище;
- 4 – огневой (жаровой) пояс;
- 5 – уплотняющий пояс; 6 – бобышки

На рис. 8.6 и 8.7 представлены типичные конструкции поршней автотракторных двигателей различного типа.

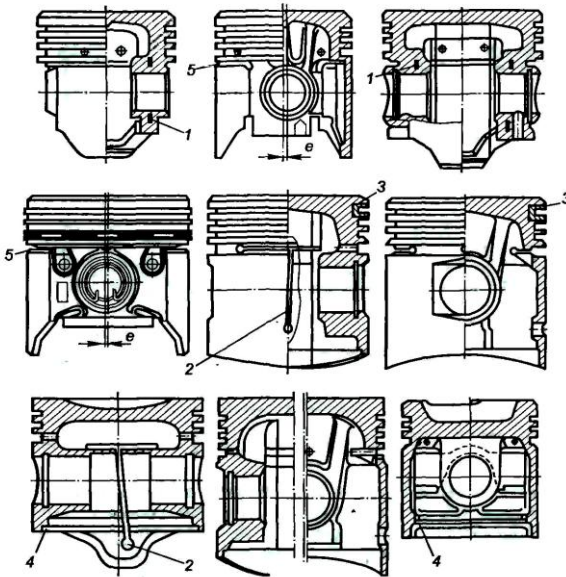


Рис. 8.6. Поршни двигателей с искровым зажиганием:

- 1 – терморегулирующая вставка; 2 – Т-образная прорезь; 3 – вставка канавки под первое компрессионное кольцо; 4 – зона выборки металла для подгонки по массе;
- 5 – поперечная прорезь; e – дезаксаж

Поршни автотракторных двигателей изготавливаются в основном из алюминиевых сплавов и реже из чугуна. В процессе изготовления

алюминиевого поршня в отливку могут закладываться стальные вставки, которые повышают его жесткость и препятствуют температурному расширению. Часто стальную вставку располагают в канавке под верхним компрессионным (наиболее нагруженным) поршневым кольцом (поз. 3, рис. 8.6). Для уменьшения потерь на трение и повышения долговечности деталей кривошипно-шатунного механизма на боковую поверхность поршня наносят слой антифрикционного материала, содержащего дисульфид молибдена или графит.

Конструкция днища поршня определяется типом двигателя, принятым способом смесеобразования и формой камеры сгорания. Поршни с плоским днищем (рис. 8.6) наиболее распространены в двигателях с искровым зажиганием, а также в дизелях с разделенными камерами сгорания. Такая конструкция обеспечивает наименьшую тепловосприимчивость днища, а также упрощает технологию изготовления поршня. В двигателях с искровым зажиганием могут использоваться также поршни с выпуклым (с вытеснителем для обеспечения требуемой степени сжатия) и вогнутым днищем.

В дизелях с объемным, пристеночным и объемно-пристеночным смесеобразованием камера сгорания располагается в головке поршня (рис. 8.7). Ее геометрические параметры строго согласуются с расположением форсунки, количеством и распределением по объему камеры факелов распыляемого топлива, а объем определяется принятой степенью сжатия.

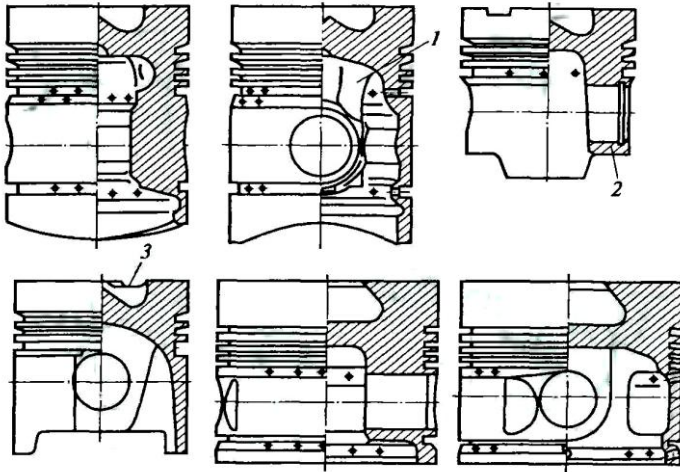


Рис. 8.7. Конструкция поршней дизелей:

1 – ребра, соединяющие днище и бобышки поршня; 2 – бобышка со скошенным внутренним торцом; 3 – вырез под клапан

При проектировании поршня в качестве исходных параметров используются статистические данные по конструктивным размерам его элементов.

Высота головки  $h_T$  (рис. 8.8) определяет габариты и массу всего поршня, в связи с чем ее выбирают минимально необходимой для нормального функционирования элементов уплотняющего пояса.

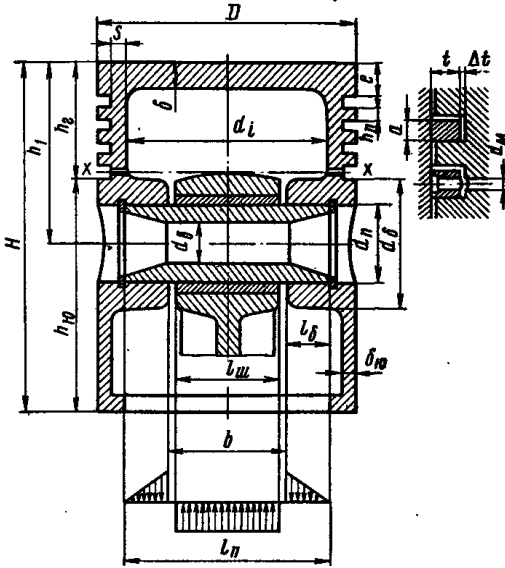


Рис. 8.8. Конструктивные размеры элементов поршневой группы

Выбор высоты огневого пояса  $e$  определяется необходимостью расположения верхнего компрессионного кольца в пределах охлаждаемой части цилиндра при нахождении поршня в верхней мертвой точке. Увеличение  $e$  приводит к росту температуры днища поршня и, следовательно, к необходимости увеличения монтажного зазора между огневым поясом и цилиндром. Это вызывает рост вредного объема над первым компрессионным кольцом, что ухудшает качество рабочего процесса, повышая концентрацию токсичных компонентов в отработавших газах.

Высота межкольцевых перемычек  $h_{п}$ , за исключением перемычки между первым и вторым компрессионными кольцами, воспринимающей высокие давления газов, принимается практически равной высоте кольца, что обеспечивает их достаточную прочность. Высота перемычки между первым и вторым компрессионными кольцами несколько больше.

Для отвода излишков масла, снимаемых маслосъемным кольцом, в днище канавки под это кольцо имеется 6...12 дренажных отверстий диаметром 0,3...1,0 мм.

Величина толщины днища поршня  $\delta$  устанавливается исходя из условий обеспечения необходимого отвода теплоты от элементов головки поршня. Необходимо учитывать, что с увеличением толщины днища снижается термическое сопротивление на пути распространения теплового потока, что приводит к выравниванию и снижению температуры элементов головки поршня, улучшению работы компрессионных колец.

Высота юбки  $h_{ю}$  должна быть минимально достаточной для обеспечения движения поршня в цилиндре без перекосов. В этом случае поршень при его перекладке должен контактировать с зеркалом цилиндра верхней и нижней кромками юбки, что гарантирует отсутствие кромочного контакта с цилиндром в зоне его головки. Рациональная величина высоты юбки зависит от высоты головки поршня, величины диаметральных зазоров между поршнем и цилиндром в зоне головки и юбки, от их профилей по высоте.

При работе двигателя температура потока горячей топливовоздушной смеси, омывающей днище поршня, сильно меняется от минимальной при пуске и прогреве двигателя до максимальной на режимах наибольших нагрузок. При этом максимальную температуру имеет днище поршня, а минимальную – юбка. С учетом вышесказанного по высоте уплотняющий пояс головки поршня имеет ступенчатый, конический или лекальный профиль. Такая его конфигурация позволяет при достижении штатного теплового состояния придать головке поршня цилиндрическую форму. Юбке поршня современных двигателей придается бочкообразная форма. Это позволяет избежать кромочного удара при перекладках поршней, облегчить условия формирования масляного клина в сопряжении юбка поршня – зеркало цилиндра, а также учесть особенности ее термической деформации вследствие неравномерности распределения температуры по высоте.

Значительная часть теплового потока от днища и огневого пояса поршня быстро уходит в стенку цилиндра через поршневые кольца и только часть теплоты передается в бобышки, а затем и в юбку поршня. При этом отвод теплоты от бобышек значительно меньше, чем от стенок юбки, которые контактируют со стенками цилиндра. В результате по оси бобышек поршень расширяется значительно больше и становится овальным. Для нейтрализации этого явления при изготовлении поршня предусматривается технологическая оваллизация его юбки с меньшим диаметром по оси поршневого пальца. В этом случае при штатном тепловом состоянии форма юбки приближается к цилиндрической.

С целью обеспечения равномерного распределения давления нормальной силы  $N$  (действующей перпендикулярно оси цилиндра) по высоте юбки, достаточного для недопущения разрыва масляной пленки на зеркале цилиндра, ось поршневого пальца стремятся максимально приблизить к центру масс поршня. Это также позволяет минимизировать интенсив-

ность перекладки поршня. Кроме этого, уменьшению энергии удара при перекладке способствует смещение оси отверстия под палец относительно продольной оси симметрии поршня в сторону наиболее нагруженной его боковой поверхности на величину, равную  $(0,02 \dots 0,03)D$ .

Опорная длина  $l_6$  стенок отверстий в бобышках при заданном диаметре пальца должна обеспечивать достаточную износостойкость сопряжения. Кроме того, величина  $l_6$  должна согласовываться с минимально необходимой длиной поршневой головки шатуна.

*Поршневые кольца* выполняют три основные функции: герметизацию надпоршневого пространства с целью минимизации утечек рабочего тела и, соответственно, максимально возможного использования его потенциальной энергии; отвод теплоты от поршня в стенки цилиндра; рациональное распределение масляного слоя по зеркалу цилиндра и ограничение попадания масла в камеру сгорания.

Конструктивно поршневое кольцо представляет собой плоскую разрезную пружину с зазором, который называется замком. Замок позволяет устанавливать кольца на поршень и обеспечивает свободное расширение их при нагревании в процессе работы двигателя.

В зависимости от выполняемых функций поршневые кольца подразделяются на компрессионные и маслосъемные. Компрессионные кольца являются основным элементом лабиринтного уплотнения внутрицилиндрового пространства. Они предотвращают прорыв газов из надпоршневого пространства в картер двигателя. При этом особенности установки этих колец в канавки поршня не позволяют ограничить поступление масла в камеру сгорания. Эту функцию выполняют маслосъемные кольца, которые снимают излишки масла со стенок цилиндра и отводят его в поддон картера.

Для оптимального выполнения перечисленных функций в современных двигателях используется комплект из нескольких, чаще всего трех, колец (рис. 8.9). Для обеспечения эффективного уплотнения камеры сгорания число компрессионных поршневых колец обычно не превышает двух, а в ряде случаев доводится до одного. При установке более двух компрессионных колец герметизация надпоршневого пространства улучшается незначительно, но при этом увеличиваются масса и габариты поршня, а, кроме того, значительно возрастают потери на трение. В то же время при выборе количества компрессионных колец необходимо учитывать, что через компрессионные кольца отводится основная доля теплоты, воспринимаемой поршнем. Этот факт накладывает ограничения на минимизацию количества и толщины этих компрессионных колец.

В нижней части уплотняющего пояса устанавливается одно маслосъемное кольцо. В некоторых случаях в нижней части юбки может быть установлено второе маслосъемное кольцо.



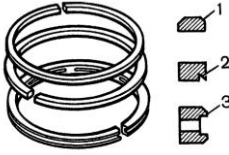


Рис. 8.9. Комплект поршневых колец автомобильного двигателя:  
1 – первое компрессионное; 2 – второе компрессионное (компрессионно-маслосъемное); 3 – маслосъемное

В автомобильных и тракторных двигателях наибольшее распространение получили следующие типы компрессионных колец (рис. 8.10): кольца с прямоугольным поперечным сечением; кольца с конической рабочей поверхностью (минутные) с углом наклона рабочей поверхности к зеркалу цилиндра  $15...30'$ ; кольца с бочкообразной рабочей поверхностью; скручивающиеся (торсионные) кольца, имеющие свободном состоянии прямоугольное сечение с выточками, ослабляющими верхнюю зону сечения кольца; кольца с поперечным сечением в виде односторонней или двусторонней трапеции и с прямоугольной или бочкообразной рабочей поверхностью – самоочищающиеся; скребковые кольца; торсионные с обратным закручиванием, т.е. с расположением ослабляющей проточки в нижней части сечения и одновременным скосом рабочей поверхности на  $15...30'$ .

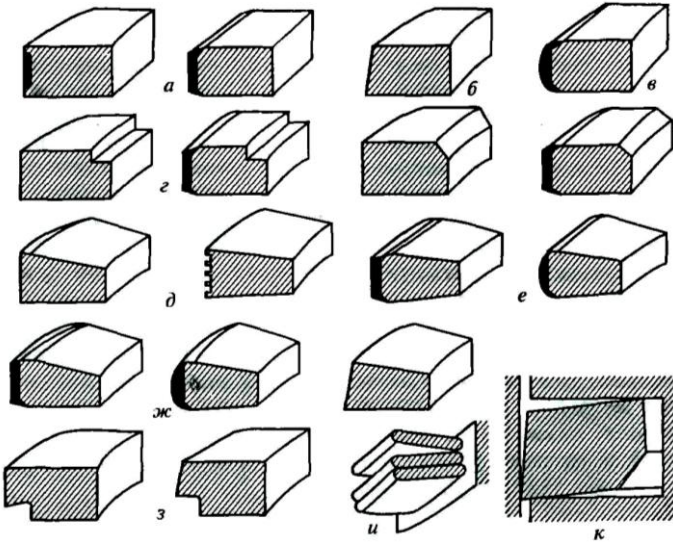


Рис. 8.10. Конструкции компрессионных колец:  
а – прямоугольного профиля; б – с конической рабочей поверхностью;  
в – с бочкообразной рабочей поверхностью; г – прямоугольного профиля с  
прямоугольной или скошенной внутренней выточкой; д, ж – с поперечным сечением в  
виде несимметричной трапеции; е – с поперечным сечением в виде симметричной  
трапеции; з – скребковые; и – витые стальные; к – с обратным торсионом

В двигателях с искровым зажиганием обычно устанавливаются следующие типы компрессионных колец: верхнее – прямоугольного сечения с бочкообразной рабочей поверхностью, нижнее – скребковое, торсионное или минутное.

В форсированных дизелях в качестве первого компрессионного кольца используют кольцо с двусторонней трапецией, т.к. температура в зоне канавки первого компрессионного кольца в таких двигателях зачастую превышает температуру коксования масла. В качестве нижнего компрессионного кольца в дизелях чаще всего устанавливают кольца прямоугольного или скребкового сечения и реже с сечением в виде двусторонней трапеции.

Форма замка компрессионного кольца может быть прямоугольной, косой и ступенчатой. Наиболее прост в изготовлении замок прямоугольной формы, но газуплотняющие свойства таких колец хуже, чем у колец с другой формой замка. Величина зазора в замке в рабочем состоянии 0,05...0,1 мм.

В качестве материала для поршневых колец в основном применяется специальный серый высокопрочный чугун с легирующими добавками (хром, никель, молибден, вольфрам), повышающими его жаропрочность.

Конструкция маслосъемных колец должна обеспечивать сьем излишков масла со стенок цилиндра, а также распределение его в виде пленки постоянной толщины по зеркалу цилиндра. В зонах контакта кольца и цилиндра на всех режимах работы должна сохраняться масляная пленка толщиной 0,003...0,012 мм. Во избежание чрезмерного отжатия маслосъемного кольца от зеркала цилиндра должно обеспечиваться более высокое радиальное давление маслосъемного кольца на стенку цилиндра по сравнению с давлением компрессионного кольца. В настоящее время в автомобильных и тракторных двигателях наибольшее распространение получили следующие типы маслосъемных колец (рис. 8.11): чугунные монолитные с витым цилиндрическим пружинным расширителем браслетного типа; система из двух колец скребкового типа, устанавливаемых в одну канавку; стальные составные (сборные) хромированные маслосъемные кольца.

На большинстве автомобильных дизелей в качестве маслосъемных колец используются чугунные монолитные с витым цилиндрическим пружинным расширителем браслетного типа (рис. 8.11, б). Они характеризуются высокой гибкостью и обеспечивают равномерное распределение давления по высоте кольца. Эти кольца довольно часто устанавливаются и на двигателях с искровым зажиганием.

Наибольшее распространение в качестве маслосъемных колец на двигателях с искровым зажиганием получили стальные составные хромированные кольца (рис. 8.11, д, е). Эти кольца состоят из двух кольцевых

опорных пластин и расширителей. Расширители за счет собственной упругости позволяют повысить давление кольца на стенку при минимальной его радиальной толщине.

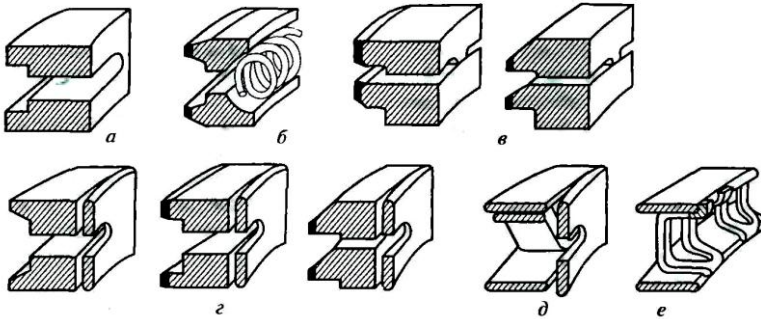


Рис. 8.11. Конструкция маслосъемных колец:

*a* – коробчатого типа без расширителя; *b* – коробчатого типа с витым пружинным расширителем; *в* – в виде двух скребковых колец; *г* – коробчатого типа с радиальным расширителем; *д* – с радиальным и осевым расширителем; *е* – с тангенциальным расширителем

Витые кольца и расширители маслосъемных колец изготавливают из стальной полированной ленты.

Для улучшения прирабатываемости, увеличения износостойкости и защиты от коррозии на рабочую поверхность компрессионных и маслосъемных колец наносят специальные покрытия из пористого хрома и молибдена, а также используют лужение или фосфатирование рабочих поверхностей всех компрессионных колец, кроме первого.

*Поршневой палец* предназначен для шарнирного соединения поршня с верхней головкой шатуна. Он представляет собой толстостенную трубку с тщательно отшлифованной наружной поверхностью, проходящую через верхнюю головку шатуна и концами опирающуюся на бобышки поршня (рис. 8.8).

В автотракторных двигателях широко применяются пальцы простейшей трубчатой формы (рис. 8.12, *a*). В ряде случаев для минимизации массы при сохранении высокой прочности используются пальцы “равного сопротивления изгибу” с конической внутренней поверхностью (рис. 8.12, *б–г*).

По способу соединения с шатуном и поршнем пальцы подразделяются на плавающие и закрепленные (обычно в головке шатуна). При использовании закрепленных (защемленных) пальцев их износ по наружной поверхности неравномерен, так как в процессе работы палец не вращается.

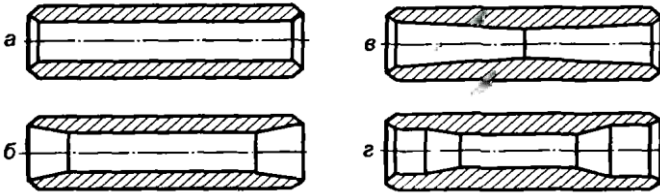


Рис. 8.12. Конструкция поршневых пальцев:  
*a* – трубчатый; *б-г* – равнопрочный с конической внутренней поверхностью

Наиболее распространены плавающие поршневые пальцы, свободно вращающиеся в бобышках и втулке, установленной в верхней головке шатуна. Осевое перемещение поршневого пальца ограничивается стопорными кольцами, расположенными в выточках бобышек поршня (рис. 8.13).

Во время работы двигателя поршневой палец подвергается воздействию переменных нагрузок, приводящих к возникновению напряжений изгиба, сдвига, смятия и овализации. Поэтому к материалу пальца предъявляются требования высокой усталостной прочности, а к его наружной поверхности – требования высокой износостойкости.

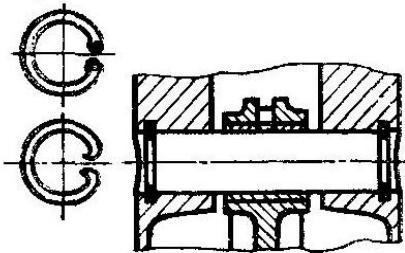


Рис. 8.13. Крепление плавающего поршневого пальца в бобышках поршня

Пальцы двигателей с искровым зажиганием изготавливают из среднеуглеродистых сталей. Их наружная поверхность закаливается токами высокой частоты на глубину 1,0...1,5 мм для получения необходимой твердости. Для изготовления пальцев дизелей и форсированных двигателей с искровым зажиганием используются легированные никелем и хромом стали, которые цементируют на глубину 1,0...1,7 мм.

*Шатунная группа* служит для соединения поршня с кривошипом коленчатого вала и обеспечивает при рабочем ходе передачу усилия от давления газов на поршень к коленчатому валу, а при вспомогательных тактах (впуск, сжатие, выпуск), наоборот, – от коленчатого вала к поршню.

В состав шатунной группы входят шатун со съемной (в подавляющем большинстве конструкций) крышкой кривошипной головки, шатунные вкладыши, шатунные болты (шпильки) и элементы фиксации болтов (рис. 8.14). Шатун состоит из верхней (поршневой) головки, стержня двутаврового сечения и нижней (кривошипной) головки. При принудительном смазывании плавающего поршневого пальца (в основном у дизелей) в стержне шатуна просверливается масляный канал.

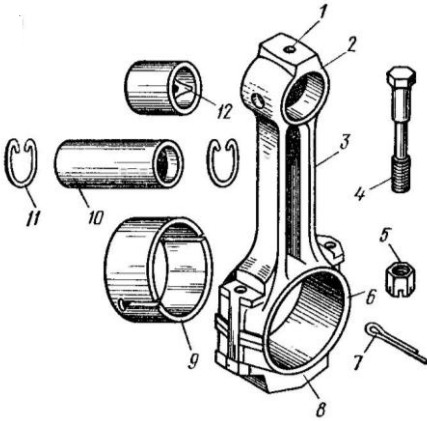


Рис. 8.14. Детали шатунной группы:

- 1 – маслопроводящее отверстие;
- 2 – верхняя (поршневая) головка шатуна;
- 3 – стержень шатуна;
- 4 – шатунный болт;
- 5 – гайка;
- 6 – нижняя (кривошипная) головка шатуна;
- 7 – шплинт;
- 8 – крышка шатуна;
- 9 – шатунные вкладыши;
- 10 – палец;
- 11 – стопорные кольца;
- 12 – втулка верхней головки шатуна

Кривошипные головки шатунов автотракторных двигателей по возможности выполняются с прямым (нормальным) разъемом, плоскость которого перпендикулярна оси шатуна (рис. 8.15, *а*). В форсированных двигателях при большом диаметре шатунных шеек, составляющем  $d_{\text{шш}} = (0,7 \dots 0,8)D$ , разъем выполняется косым под углом  $\varphi = 30, 45$  или  $60^\circ$  к продольной оси стержня шатуна (рис. 8.15, *б*). При косом разьеме сила инерции, нагружающая шатунные болты, уменьшается, но при этом возникают боковые силы. Для предотвращения смещений крышки, которые могут возникать от этих сил, предусматриваются специальные фиксирующие элементы, например, треугольные шлицы.

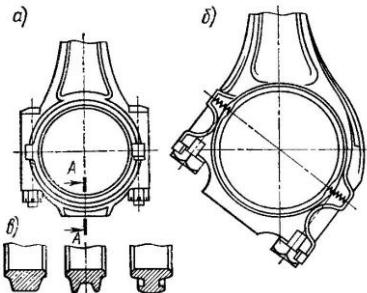


Рис. 8.15. Способы конструктивного оформления нижней головки шатуна:

- а* – с прямым разъемом;
- б* – с косым разъемом;
- в* – сечение крышки шатуна

Для обеспечения высокой точности при сборке нижней головки шатуна с прямым разъемом используются шатунные болты с шлифованным призонным пояском, фиксирующим положение крышки относительно шатуна. Шатунные болты затягиваются гайками и стопорятся шплинтами или шайбами.

В последнее время в целях повышения надежности работы разъемное соединение между крышкой и верхней частью головки создается технологически методом разлома. При этом, когда нижняя головка собирается, обе ее части стыкуются практически идеально, обеспечивая полное совпадение разлома во всех направлениях, что, кроме всего прочего, не позволяет их перепутать при установке в случае ремонта.

В нижнюю головку устанавливается шатунный подшипник, в виде разъемных тонкостенных стальных вкладышей, покрытых с внутренней стороны слоем антифрикционного сплава. От осевого смещения и проверки вкладыши удерживаются выступами (усиками), которые входят в канавки нижней головки шатуна.

В автотракторных двигателях наибольшее распространение получили одинарные шатуны. В V-образных двигателях кривошипные головки шатунов двух противолежащих цилиндров располагаются последовательно на одной шатунной шейке. Это приводит к смещению рядов цилиндров вдоль оси двигателя.

В процессе работы двигателя шатуны подвергаются интенсивным знакопеременным нагрузкам от газовых и инерционных сил и имеют повышенные рабочие температуры. Материал и конструкция шатуна должны обеспечивать его высокую усталостную прочность и жесткость при минимальной конструктивной массе.

Шатуны изготавливают штамповкой из легированной или углеродистой стали с последующей механической и термической обработкой. В современных двигателях с искровым зажиганием в качестве материала может также применяться ковкий перлитный чугун или высокопрочный чугун с шаровидным графитом. Для литых шатунов могут использоваться высокопрочные титановые сплавы или композиционные материалы.

*Коленчатый вал* (рис. 8.16) предназначен для преобразования возвратно-поступательного движения поршней во вращательное движение элементов трансмиссии.

Коленчатый вал состоит из шатунных шеек, которые вместе со щеками образуют кривошипы, коренных шеек и противовесов. Противовесы служат для разгрузки коренных подшипников от центробежных сил и могут изготавливаться как одно целое со щеками или прикрепляться к ним болтами. Щеки вала выполняют эллиптическими, прямоугольными или круглыми. В них просверливаются наклонные каналы для подвода масла от коренных подшипников к масляным полостям, выполненным в шатун-

ных шейках в виде каналов большого диаметра. Эти полости являются ловителями механических частиц, содержащихся в масле, а, кроме того, уменьшают неуравновешенную массу кривошипа, что позволяет несколько снизить массу противовесов.

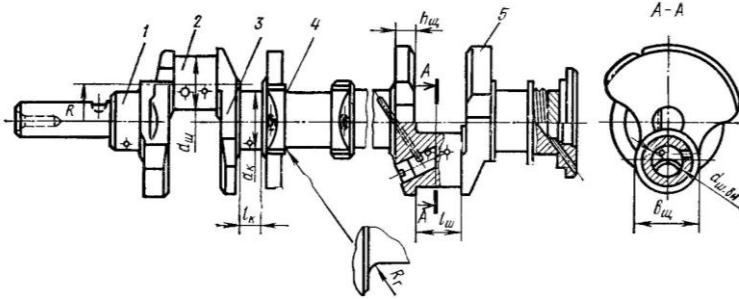


Рис. 8.16. Коленчатый вал:

1 – коренная шейка; 2 – шатунная шейка; 3 – щека; 4 – галтель; 5 – противовес

С целью уменьшения концентрации изгибных напряжений в сопряжении шеек вала со щеками предусматриваются галтельные переходы. Переходы (галтели) от щек к шейкам выполняются плавными с радиусами  $R_r$ , составляющими 15...23 % толщины щеки. В некоторых конструкциях галтели выполняют по двум или трем радиусам или с поднутрением (рис. 8.17).

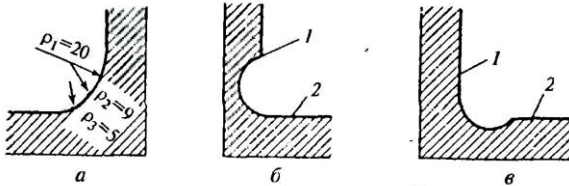


Рис. 8.17. Формы галтелей:

а – многорадиусная; б – с поднутрением в щеку; в – с поднутрением в шейку;  
1 – щека; 2 – шейка

Коленчатые валы большинства современных двигателей выполняются полноопорными, т.е. с обеих сторон шатунной шейки такого вала располагаются коренные шейки. Такая конструкция вала обеспечивает большую жесткость, а тем самым и более благоприятные условия работы блок-картера, коренных подшипников и самого коленчатого вала.

Гнезда в блоке цилиндров под коренные подшипники и их крышки растачивают совместно, поэтому при сборке двигателя крышки подшипников необходимо устанавливать по меткам только на свои места. Валы

устанавливают обычно на подшипники скольжения. Основу подшипников скольжения коленчатого вала составляют тонкостенные разрезные вкладыши, представляющие собой изогнутую в полукольцо стальную ленту толщиной 1,3...3,6 мм, на внутреннюю поверхность которой наносится антифрикционный металлический слой. От проворачивания и осевых смещений вкладыши фиксируются отгибными усиками.

Осевая фиксация коленчатого вала относительно картера обеспечивается упорными кольцами, бортами вкладышей или упорным подшипником.

На переднем носке и хвостовике коленчатого вала предусматривается система уплотнений для предотвращения утечек масла из масляного поддона.

Коленчатые валы изготавливают штамповкой из углеродистых или легированных сталей (кованые валы) или отливают из высокопрочных или ковких чугунов (литые валы).

*Маховик* служит для обеспечения вывода поршней из мертвых точек, более равномерного вращения коленчатого вала многоцилиндрового двигателя при его работе на режиме холостого хода, облегчения пуска двигателя, снижения кратковременных перегрузок при трогании автомобиля с места и передачи крутящего момента агрегатам трансмиссии на всех режимах работы двигателя. Маховик изготавливают из чугуна и динамически балансируют в сборе с коленчатым валом.

В последнее время с целью гашения крутильных колебаний маховик разделяется на внутреннюю и наружную части, которые соединяются упругим материалом, поглощающим вибрации за счет внутреннего трения. Другим способом гашения крутильных колебаний является заполнение корпуса маховика силиконовой жидкостью. При этом гашение крутильных колебаний коленчатого вала осуществляется за счет сил сдвига, действующих в силиконовой жидкости.

На маховике большинства двигателей имеется метка, предназначенная для определения в.м.т. поршня первого цилиндра.

### **8.1.2. Газораспределительный механизм**

*Газораспределительный механизм* (ГРМ) предназначен для своевременного впуска в цилиндры горючей смеси (карбюраторные двигатели) или очищенного воздуха (дизели) и выпуска отработавших газов.

Впускные и выпускные тракты ГРМ имеют окна, которые могут открываться и закрываться подвижными элементами: клапаном, перемещающимся в отверстие, или золотником (диском, совершающим вращательное движение, или цилиндром – поршнем, совершающим плоскопараллельное движение в камере сгорания). В современных четырехтактных двигателях применяют клапанные механизмы газораспределения, харак-



теризующиеся простотой конструкции, малой стоимостью изготовления и ремонта, хорошим уплотнением камеры сгорания и надежностью в работе.

По способу размещения клапанов газораспределительного механизма относительно горизонтальной плоскости двигателя подразделяются на верхнеклапанные и нижнеклапанные. В ГРМ современных двигателей используются механизмы с верхним расположением клапанов в головке цилиндров.

Обобщенная конструктивная схема ГРМ включает в себя коленчатый вал, привод распределительного вала, распределительный вал, привод клапанного узла, клапанный узел. Здесь коленчатый вал через привод осуществляет вращение распределительного вала, который через привод клапанного узла задает закон подъема клапана, а возвратное движение клапана обеспечивается пружиной.

Конструкция привода клапанного узла определяется расположением распределительного вала или валов (рис. 8.18): верхнее – в головке цилиндров, нижнее – в блок-картере.

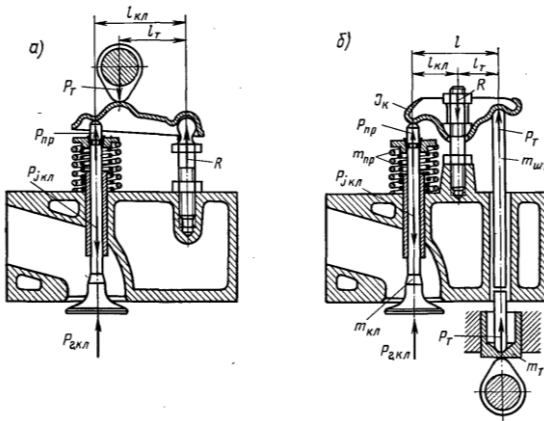


Рис. 8.18. Схемы приводов клапанов ГРМ:

*а* – с верхним расположением распределительного вала; *б* – с нижним расположением распределительного вала

ГРМ при верхнем расположении распределительного вала (валов) включает в себя распределительный вал (или два вала), привод к нему (шестеренчатый, ременной или цепной) от коленчатого вала, коромысло со стойками и узлом крепления, клапанную пружину, клапан, седло клапана. Если распределительный вал расположен внизу, то механизм газораспределения дополнительно содержит толкатель и штангу. Конструкция ГРМ с нижним расположением распределительного вала предпочтительна

для тихоходных и V-образных ДВС. Для быстроходных автомобильных двигателей применяют ГРМ с верхним расположением распределительного вала.

В последнее время наблюдается переход от двухклапанного газораспределительного механизма, состоящего из одного впускного и одного выпускного клапанов на цилиндр, к многоклапанному с 3...5 клапанами на цилиндр. Двухклапанный механизм наиболее простой, однако возможности улучшения наполнения цилиндров за счет увеличения диаметров головок клапанов в нем ограничены. Многоклапанные ГРМ позволяют получить более высокий коэффициент наполнения  $\eta_v$  за счет увеличения общего проходного сечения трактов. При этом уменьшаются габаритные размеры и масса подвижных элементов ГРМ и, следовательно, силы инерции. Однако повышаются стоимость изготовления, сложность механизма и снижается надежность функционирования.

В механизме газораспределения *клапаны* работают в наиболее тяжелых условиях. Они подвергаются высоким динамическим и тепловым нагрузкам, взаимодействуя с химически активным рабочим телом, движущимся с большой скоростью и имеющим высокую температуру. Поэтому выпускные клапаны изготавливают из жаропрочных и коррозионно-стойких сплавов, содержащих хром, кремний, никель и молибден. Впускные клапаны, работающие в менее напряженных условиях, изготавливают из легированных сталей. Клапаны имеют стержень и головку. На стержне размещают канавки для крепления узла тарелки клапанной пружины. Головка клапана может быть плоской, выпуклой и тюльпанообразной. Преимущественное применение, как наиболее простое в изготовлении, получили клапаны с плоской головкой. Головка клапана своей конической частью (фаской) плотно прилегает к седлу, что обеспечивает герметизацию камеры сгорания. Ниже фаски головка обычно имеет цилиндрический поясок, который предохраняет ее кромки от обгорания, сохраняет диаметр клапана при перешлифовке уплотняющей фаски, обеспечивает жесткость головки.

Выпускные клапаны требуют интенсивного охлаждения, поэтому в ряде их конструкций реализуется принудительный отвод теплоты. Клапан при этом выполняют пустотелым и на 50...60% заполняют солями натрия, температура плавления которых  $97^{\circ}\text{C}$ . Горячие газы нагревают головку клапана и заполняющие ее внутреннюю полость соли натрия. При открытии клапана нагретый расплав солей натрия перемещается относительно стержня, перенося теплоту от головки к стержню и далее в направляющую втулку. При посадке клапана на седло соли натрия снова перемещаются к головке, воспринимая часть теплоты ее стенок. Таким образом, при движении клапана интенсифицируется передача тепла от головки к стержню, от которого оно проще отводится обычными способами.

Для увеличения долговечности и надежности работы уплотняющих фасок в сопряжении клапан – седло головка клапана должна периодически изменять свое положение относительно седла. Для этой цели клапаны многих двигателей снабжаются поворотными устройствами. Поворот клапана вокруг своей оси препятствует отложению на нем нагара, перегреву и прогоранию.

*Седла клапанов* работают в условиях, аналогичных условиям работы клапанов (ударные нагрузки, высокая температура и агрессивная среда), однако отвод теплоты от них осуществить проще. Для изготовления седел применяются специальные легированные чугуны или жаростойкие сплавы.

*Стержень клапана* движется в бронзовой, керамической или чугунной втулке, запрессовываемой в головку цилиндра. Пружины клапана работают в условиях резко изменяющихся динамических нагрузок, поэтому они должны быть упругими, иметь высокую частоту собственных колебаний, превышающую частоту приложения нагрузки. Материалом для изготовления пружин является проволока из пружинной стали диаметром 3...6 мм. В пружинном узле современных двигателей в большинстве случаев используют две пружины на каждый клапан, что уменьшает габариты и повышает надежность узла. Навивки внутренней и наружной пружин должны быть противоположно направлены либо различаться углами, чтобы при поломке исключить попадание витков одной пружины между витками другой. Пружины размещают на клапане чаще всего с помощью устройства, содержащего стальные тарелку и сухарики.

*Коромысло* газораспределительного механизма представляет собой одноплечий или двухплечий рычаг с отношением плеч (см. рис. 8.18)  $l_{кл}/l_{т} = 1,4...1,75$ . При работе двигателя этот рычаг качается относительно неподвижной оси, передавая усилие от штанги или непосредственно от кулачка распределительного вала к клапану. Для регулировки теплового зазора в коромысло со стороны штанги ввертывают регулировочный болт. Коромысло на оси устанавливается на подшипниковых втулках из оловянистой бронзы, а оси размещаются в стойках, прикрепленных к головке блока цилиндра. Трущиеся элементы коромысла обеспечиваются смазкой под давлением. Масло к коромыслам, расположенным на общей оси, подводится по соответствующим каналам из внутренней полости оси. Одноплечие рычаги на индивидуальных опорах смазывают через отверстия, выполненные в кулачках распределительного вала. Ряд конструкций предусматривает подвод масла от толкателя к коромыслу через отверстие в штанге. Коромысла штампуют из среднеуглеродистых сталей.

*Штанги* газораспределительного механизма стремятся максимально облегчить и сделать их жесткими на продольный изгиб. Штанга представляет собой стержень трубчатого сечения, изготавливаемый из малоугле-

родистой стали или алюминиевого сплава. Концы штанг снабжают стальными вставками со сферическими головками или сферическими гнездами.

*Толкатели* обеспечивают передачу усилий от кулачка распределительного вала штанге или непосредственно клапанам. В зависимости от особенностей схемы привода различают толкатели грибовидные с плоской или сферической опорной поверхностью, цилиндрические со сферической или роликовой опорной поверхностью и рычажные выпуклые или роликовые. На ряде двигателей устанавливают гидравлические толкатели, позволяющие исключить тепловой зазор в газораспределительном механизме. Толкатели изготавливаются из сталей или серого чугуна.

*Распределительный вал* обеспечивает управление клапанами с помощью расположенных на нем кулачков непосредственно или через промежуточные элементы (толкатель, штангу, коромысло). Также он может использоваться для привода узлов и механизмов систем смазки, питания, зажигания. Вал, объединяющий кулачки, опорные шейки, подшипники и зачастую служащий для подвода масла, имеет также элементы для крепления на двигателе и для фиксации от осевых перемещений.

Распределительные валы изготавливаются из малоуглеродистых или среднеуглеродистых сталей и подвергаются термохимической обработке: валы из малоуглеродистой стали – цементации, а валы из среднеуглеродистой стали – поверхностной закалке токами высокой частоты.

Распределительный вал вращается в опорах – подшипниках скольжения. Число опорных шеек, выбираемое из условия обеспечения достаточной изгибной жесткости пролетов вала, обычно равно числу коренных опор коленчатого вала.

Фиксация распределительного вала от осевых перемещений при нижнем расположении обеспечивается одним из двух способов: либо упорным фланцем, либо буртиком подшипника с одной стороны и регулировочным болтом или пружинным упором с другой. При верхнем расположении распределительного вала фиксация от осевых перемещений обеспечивается упорными буртиками, ограничивающими перемещение относительно торцов стоек опор вала.

Подвод масла к трущимся элементам распределительного вала производится из главной масляной магистрали по каналам к каждой опоре или через внутреннюю полость вала и систему поперечных в его опорных шейках и кулачках, а также через ось коромысла.

Характерными дефектами, возникающими в процессе эксплуатации распределительного вала, являются повышенный износ поверхностей кулачков и опор вала, разрушение рабочих поверхностей сопряжения кулачок – толкатель из-за высоких контактных напряжений в этих сопряжениях, усталостное разрушение вала от повторно-переменного изгиба и кручения.

## 8.2. Практикум

### 8.2.1. Основы расчета поршня

1. Изображается эскиз поршня двигателя с указанием основных размеров. При отсутствии справочных данных и геометрических характеристик поршня подбор его размеров может быть произведен согласно рекомендациям, приведенным в табл. 8.1.

Таблица 8.1

#### Конструктивные соотношения размеров элементов поршневой группы

Наименование параметра	Обозначение	Тип двигателя	
		ДсИЗ	Дизель
Высота поршня	$H/D$	0,60...0,80	1,00...1,20
Толщина днища поршня	$\delta/D$	0,06...0,09	0,15...0,22
Высота огневого (жарового) пояса	$e/D$	0,03...0,08	0,06...0,18
Высота первой кольцевой перемычки	$h_{I}/D$	0,04...0,05	0,05...0,08
Высота верхней части поршня	$h_{II}/D$	0,30...0,50	0,50...0,62
Высота юбки поршня	$h_{III}/D$	0,30...0,50	0,50...0,70
Толщина стенки головки поршня	$s/D$	0,05...0,10	0,05...0,10
Толщина стенки юбки поршня, мм	$\delta_{II}$	1,50...3,00	1,50...3,50
Радиальная толщина кольца: – компрессионного – маслосъемного	$t/D$	0,035...0,045 0,030...0,043	0,040...0,045 0,038...0,043
Радиальный зазор кольца в канавке поршня, мм: – компрессионного – маслосъемного	$\Delta t$	0,70...0,95 0,90...1,10	0,70...0,95 0,90...1,10
Высота кольца, мм	$a$	1,00...2,00	2,00...3,50
Внутренний диаметр поршня, мм	$d_i$	$D - 2(s+t+\Delta t)$	
Разность между величинами зазоров замка кольца в свободном и рабочем состоянии	$A_0/t$	2,5...4,0	3,2...4,0
Число масляных отверстий в поршне	$n_M$	6...12	6...12
Диаметр отверстия масляного канала	$d_M/a$	0,30...0,50	0,30...0,50
Диаметр бобышки	$d_{\phi}/D$	0,30...0,50	0,40...0,50
Расстояние между торцами бобышек	$b/D$	0,30...0,50	0,30...0,50
Наружный диаметр поршневого пальца	$d_{IV}/D$	0,22...0,28	0,32...0,38
Внутренний диаметр поршневого пальца	$d_{\phi}/d_{II}$	0,65...0,75	0,50...0,70
Длина пальца: – закрепленного – плавающего	$l_{IV}/D$	0,85...0,90 0,78...0,88	0,85...0,90 0,80...0,85
Длина головки шатуна: – при закрепленном пальце – при плавающем пальце	$l_{III}/D$	0,28...0,32 0,33...0,45	0,28...0,32 0,33...0,45

2. Определяется внутренний радиус днища, м

$$r_i = \frac{d_i}{2} = \frac{D}{2} - (s + t + \Delta t), \quad (8.1)$$

где  $d_i$  – внутренний диаметр поршня, м;  $D$  – диаметр цилиндра, м;  $s$  – толщина стенки головки поршня, м;  $t$  – радиальная толщина поршневого кольца, м;  $\Delta t$  – радиальный зазор кольца в канавке поршня, м.

3. Определяется напряжение изгиба в днище поршня, МПа

$$\sigma_{из} = p_{zmax} \left( \frac{r_i}{\delta} \right)^2, \quad (8.2)$$

где  $p_{zmax}$  – максимальное давление сгорания действительное, МПа;  $\delta$  – толщина днища поршня, м.

Максимальное давление сгорания действительное определяется в процессе выполнения теплового расчета двигателя  $p_{zmax} = p_{зд}$ .

4. Производится сопоставление полученного значения напряжения изгиба с допустимыми значениями, приведенными в табл. 8.2. При этом оценивается необходимость наличия ребер жесткости днища.

Таблица 8.2

**Допустимые значения напряжений изгиба в днище поршня  
[ $\sigma_{из}$ ], МПа**

Материал поршня	Наличие ребер жесткости	
	отсутствуют	имеются
алюминиевый сплав	20...25	50...150
чугун	40...50	80...200

5. Производится расчет толщины верхней кольцевой перемычки.

5.1. Определяется напряжение среза кольцевой перемычки, МПа

$$\tau = 0,0314 p_{zmax} \frac{D}{h_n}, \quad (8.3)$$

где  $h_n$  – высота первой кольцевой перемычки, м.

5.2. Определяется напряжение изгиба кольцевой перемычки, МПа

$$\sigma_{из} = 0,0045 p_{zmax} \left( \frac{D}{h_n} \right)^2. \quad (8.4)$$

5.3. Определяется сложное напряжение, МПа

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau^2}. \quad (8.5)$$

Производится сравнение полученного значения сложного напряжения кольцевой перемычки  $\sigma_{\Sigma}$  с величинами допускаемого напряжения в верхних кольцевых перемычках, представленными в табл. 8.3.

Таблица 8.3

**Допускаемые напряжения в верхней кольцевой перемычке**

Материал поршня	Допускаемые напряжения $[\sigma_{\Sigma}]$ , МПа
алюминиевый сплав	30...40
чугун	60...80

При этом производится оценка правильности выбора толщины верхней кольцевой перемычки. При необходимости производится пересчет.

6. Рассчитывается максимальное удельное давление юбки поршня на стенку цилиндра, МПа

$$q_1 = \frac{N_{\max}}{h_{ю}D}, \quad (8.6)$$

где  $N_{\max}$  – наибольшая нормальная сила, действующая на стенку цилиндра при работе двигателя на режиме максимальной мощности, МН;  $h_{ю}$  – высота юбки поршня, м.

Наибольшая нормальная сила  $N_{\max}$  определяется по данным динамического расчета.

7. Рассчитывается максимальное удельное давление всей высоты поршня на стенку цилиндра, МПа

$$q_2 = \frac{N_{\max}}{HD}, \quad (8.7)$$

где  $H$  – высота поршня, м.

Полученные значения удельных давлений  $q_1$  и  $q_2$  сравниваются с величинами допускаемых удельных давлений на стенку цилиндра, приведенными в табл. 8.4.

Таблица 8.4

**Допускаемые удельные давления на стенку цилиндра**

$q_1$ , МПа	0,3...1,0
$q_2$ , МПа	0,2...0,7

При этом оценивается правильность и рациональность выбора размера поршня. При необходимости производится пересчет.

*Пример № 8.1.* Максимальное давление сгорания в цилиндрах двигателя равно 5,5 МПа, а наибольшая нормальная сила, действующая на стенку цилиндра при работе двигателя на режиме максимальной мощности, 0,00164 МН. Диаметр цилиндра составляет 76 мм. Поршни в указанном двигателе выполнены из алюминиевого сплава. Произведите расчет поршня.

Решение

1. По формуле (7.4) определяется площадь поршня

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,076^2}{4} = 0,004536 \text{ м}^2.$$

2. Воспользовавшись конструктивными соотношениями размеров элементов поршневой группы, приведенными в табл. 8.1, можно принять следующие основные конструктивные размеры поршня:

толщина стенки головки поршня  $s = D \cdot \frac{s}{D} = 0,076 \cdot 0,066 = 0,005 \text{ м}$ ;

радиальная толщина поршневого кольца  $t = D \cdot \frac{t}{D} = 0,076 \cdot 0,04 \approx 0,003 \text{ м}$ ;

радиальный зазор кольца в канавке поршня  $\Delta t = 0,8 \text{ мм} = 0,0008 \text{ м}$ ;

толщина днища поршня  $\delta = D \cdot \frac{\delta}{D} = 0,076 \cdot 0,09 \approx 0,007 \text{ м}$ ;

высота первой кольцевой перемычки

$$h_{\text{п}} = D \cdot \frac{h_{\text{п}}}{D} = 0,076 \cdot 0,046 \approx 0,0035 \text{ м};$$

высота юбки поршня  $h_{\text{ю}} = D \cdot \frac{h_{\text{ю}}}{D} = 0,076 \cdot 0,5 \approx 0,038 \text{ м}$ ;

высота поршня  $H = D \cdot \frac{H}{D} = 0,076 \cdot 0,8 \approx 0,061 \text{ м}$ .

3. По формуле (8.1) определяется внутренний радиус днища

$$r_i = \frac{d_i}{2} = \frac{D}{2} - (s + t + \Delta t) = \frac{0,076}{2} - (0,005 + 0,003 + 0,0008) = 0,0292 \text{ м}.$$

4. По формуле (8.2) определяется напряжение изгиба в днище поршня

$$\sigma_{\text{из}} = p_{z \max} \left( \frac{r_i}{\delta} \right)^2 = 5,5 \cdot \left( \frac{0,0292}{0,007} \right)^2 = 95,7 \text{ МПа}.$$

Таким образом, сопоставляя полученное значение напряжения изгиба в днище поршня с допустимыми значениями, приведенными в табл. 8.2, можно сделать вывод, что усиление днища поршня ребрами жесткости необходимо.

5. Производится расчет толщины верхней кольцевой перемычки.

5.1. По формуле (8.3) определяется напряжение среза кольцевой перемычки

$$\tau = 0,0314 p_{z \max} \frac{D}{h_{\text{п}}} = 0,0314 \cdot 5,5 \cdot \frac{0,076}{0,0035} = 3,75 \text{ МПа}.$$

5.2. По формуле (8.4) определяется напряжение изгиба кольцевой перемычки



$$\sigma_{из} = 0,0045 p_{z,max} \left( \frac{D}{h_n} \right)^2 = 0,0045 \cdot 5,5 \cdot \left( \frac{0,076}{0,0035} \right)^2 = 11,67 \text{ МПа.}$$

5.3. По формуле (8.5) определяется сложное напряжение

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{11,67^2 + 4 \cdot 3,75^2} = 13,87 \text{ МПа.}$$

Так как полученное значение  $\sigma_{\Sigma}$  не превышает величину допускаемого напряжения в верхних кольцевых перемычках из алюминиевого сплава, представленную в табл. 8.3., можно сделать вывод, что толщина верхней кольцевой перемычки выбрана правильно.

6. По формуле (8.6) производится расчет максимального удельного давления юбки поршня на стенку цилиндра

$$q_1 = \frac{N_{max}}{h_{ю} D} = \frac{0,00164}{0,038 \cdot 0,076} = 0,568 \text{ МПа.}$$

7. По формуле (8.7) производится расчет максимального удельного давления всей высоты поршня на стенку цилиндра

$$q_2 = \frac{N_{max}}{HD} = \frac{0,00164}{0,061 \cdot 0,076} = 0,354 \text{ МПа.}$$

Так как полученные значения  $q_1$  и  $q_2$  не превышают величины допускаемых удельных давлений на стенку цилиндра, приведенных в табл. 8.4., можно сделать вывод, что размеры поршня выбраны правильно.

### 8.2.2. Основы расчета поршневых колец

1. Изображается эскиз поршня двигателя с указанием основных размеров. При отсутствии справочных данных и геометрических характеристик поршня подбор его размеров может быть произведен согласно рекомендациям, приведенным в табл. 8.1.

2. Принимается модуль упругости материала поршневых колец. Для этого можно воспользоваться данными, приведенными в табл. 8.5.

Таблица 8.5

#### Модуль упругости некоторых материалов

Материал	$E \times 10^{-5}$ , МПа
серый чугун	1,00
легированный чугун	1,20
сталь	2,00...2,30
бронза	1,15

3. Определяется среднее давление каждого из поршневых колец одного поршня на стенку цилиндра по формуле, МПа

$$p_{\text{cp}} = 0,152E \frac{A_0/t}{\frac{D}{t} \left( \frac{D}{t} - 1 \right)^3}, \quad (8.8)$$

где  $D$  – диаметр цилиндра, м;  $A_0$  – разность между величинами зазоров замка кольца в свободном и рабочем состоянии, м;  $t$  – радиальная толщина кольца, м.

При отсутствии данных, величины  $A_0$  и  $t$  могут быть определены из конструктивных соотношений размеров элементов поршневой группы, приведенных в табл. 8.1.

Необходимо произвести сравнение полученных значений среднего давления колец на стенку цилиндра с допустимыми величинами среднего радиального давления, которые для различных типов поршневых колец приведены в табл. 8.6.

Таблица 8.6

### Допустимое среднее радиальное давление

Тип кольца	$p_{\text{cp}}$ , МПа
компрессионное	0,11...0,37
маслосъемное	0,20...0,40

После этого необходимо оценить правильность выбора материала и радиальной толщины колец. При необходимости произвести пересчет.

Пример № 8.2. Диаметр цилиндра двигателя внутреннего сгорания 76 мм. Поршневые кольца выполнены из легированного чугуна. Определите среднее давление каждого из поршневых колец поршня на стенку цилиндра.

#### Решение

1. Воспользовавшись конструктивными соотношениями размеров элементов поршневой группы, приведенными в табл. 8.1, можно принять следующие основные конструктивные размеры поршня:

радиальная толщина компрессионного поршневого кольца

$$t = D \cdot \frac{t}{D} = 0,076 \cdot 0,04 \approx 0,003 \text{ м};$$

радиальная толщина маслосъемного поршневого кольца

$$t = D \cdot \frac{t}{D} = 0,076 \cdot 0,04 = 0,003 \text{ м};$$

разность между величинами зазоров замка кольца в свободном и рабочем состоянии для компрессионного и маслосъемного колец

$$A_0 = t \cdot \frac{A_0}{t} = 0,003 \cdot 3 = 0,009 \text{ м}.$$

2. Модуль упругости материала поршневых колец, выполненных из легированного чугуна

$$E = 1,20 \cdot 10^5 \text{ МПа.} \quad [\text{табл. 8.5}]$$

3. Среднее давление каждого из поршневых колец поршня на стенку цилиндра

$$p_{\text{cp}} = 0,152 \cdot 1,2 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,009/0,003}{\frac{0,076}{0,003} \left( \frac{0,076}{0,003} - 1 \right)^3} = 0,150 \text{ МПа.}$$

Поскольку расчетное значение среднего давления каждого из поршневых колец не превышает допустимых значений, приведенных в табл. 8.6, можно сделать вывод, что материал и радиальная толщина каждого из колец выбраны правильно.

### 8.2.3. Основы расчета поршневого пальца

1. Изображается эскиз поршня двигателя с указанием основных размеров. При отсутствии справочных данных и геометрических характеристик поршня подбор его размеров может быть произведен согласно рекомендациям, приведенным в табл. 8.1.

2. Определяется расчетная сила, действующая на поршневой палец, МН

$$P = p_{z\text{max}} F_{\text{п}} + k P_j, \quad (8.9)$$

где  $p_{z\text{max}}$  – максимальное давление газов на расчетном режиме, МПа;  $F_{\text{п}}$  – площадь поршня, м<sup>2</sup>;  $k$  – коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца;  $P_j$  – сила инерции поршневой группы на расчетном режиме.

Для двигателей с искровым зажиганием расчетным режимом является режим максимального крутящего момента, а для дизелей – режим номинальной мощности.

Коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца, выбирается в следующих пределах:

- для двигателей с воспламенением от искры  $k = 0,76 \dots 0,86$ ;
- для дизелей  $k = 0,68 \dots 0,81$ .

Максимальное давление сгорания действительное определяется в процессе выполнения теплового расчета двигателя для расчетного режима  $p_{z\text{max}} = p_{z\text{д}}$ .

Сила инерции поршневой группы определяется по формуле, МН

$$P_j = -m_{\text{п}} \omega^2 R(1 + \lambda) \cdot 10^{-6}, \quad (8.10)$$

где  $m_{\text{п}}$  – масса поршневой группы, кг;  $\omega$  – угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с;  $R$  – радиус кривошипа, м;  $\lambda$  – параметр, равный отношению радиуса кривошипа к длине шатуна.

Угловая скорость вращения коленчатого вала на расчетном режиме (при расчетной частоте вращения коленчатого вала) определяется по формуле (6.9).

3. Оценивается износостойкость поршневого пальца.

3.1. Определяется удельное давление между втулкой поршневой головки шатуна и опорной поверхностью пальца, МПа

$$q_{ш} = \frac{P}{d_n l_{ш}}, \quad (8.11)$$

где  $d_n$  – наружный диаметр поршневого пальца, м;  $l_{ш}$  – длина головки шатуна, м.

При отсутствии данных, величины  $d_n$  и  $l_{ш}$  могут быть определены из конструктивных соотношений размеров элементов поршневой группы, приведенных в табл. 8.1.

3.2. Определяется удельное давление между бобышками поршня и опорной поверхностью пальца, МПа

$$q_б = \frac{P}{d_n (l_n - b)}, \quad (8.12)$$

где  $b$  – расстояние между торцами бобышек, м;  $l_n$  – длина пальца, м.

При отсутствии данных, величины  $b$  и  $l_n$  могут быть определены из конструктивных соотношений размеров элементов поршневой группы, приведенных в табл. 8.1.

Полученные значения  $q_{ш}$  и  $q_б$  сравниваются с допустимыми значениями. Допустимые значения удельных давлений между втулкой шатуна, бобышками поршня и опорными поверхностями пальца для различных типов ДВС приведены в табл. 8.7.

Таблица 8.7

**Удельные давления между втулкой шатуна, бобышкой и опорными поверхностями пальца, МПа**

Тип двигателя	$q_{ш}$	$q_б$
тракторный	20...30	15...25
автомобильный с искровым зажиганием	35...40	30...35
автомобильный дизель	45...55	40...45

По результатам сравнения делаются выводы относительно износостойкости поршневого пальца.

4. Рассчитывается напряжение изгиба поршневого пальца, МПа

$$\sigma_{из} = P \frac{l_n + 2b - 1,5l_{ш}}{1,2d_n^3(1 - \alpha^4)}, \quad (8.13)$$

где  $\alpha = d_v/d_n$  – отношение внутреннего диаметра пальца к наружному.

Производится сравнение полученной величины напряжения изгиба пальца с допустимыми ( $[\sigma_{из.}] = 100 \dots 250$  МПа) и делается оценка правильности выбора размеров поршневого пальца из соображений поддержания допустимого изгибающего напряжения в его конструкции.

Пример № 8.3. Максимальное давление сгорания в цилиндрах автомобильного двигателя с искровым зажиганием на режиме максимального крутящего момента равно 5,5 МПа, а инерционная сила равна  $-0,003$  МН. Диаметр цилиндра составляет 76 мм. Произведите расчет плавающего поршневого пальца.

Решение

1. По формуле (7.4) определяется площадь поршня

$$F_n = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,076^2}{4} = 0,004536 \text{ м}^2.$$

2. Воспользовавшись конструктивными соотношениями размеров элементов поршневой группы, приведенными в табл. 8.1, можно принять следующие основные конструктивные размеры поршня: наружный диаметр поршневого пальца

$$d_n = D \cdot \frac{d_n}{D} = 0,076 \cdot 0,28 = 0,0213 \approx 0,022 \text{ м};$$

внутренний диаметр поршневого пальца

$$d_b = d_n \cdot \frac{d_b}{d_n} = 0,022 \cdot 0,68 \approx 0,015 \text{ м};$$

отношение внутреннего диаметра пальца к наружному

$$\alpha = \frac{d_b}{d_n} = \frac{0,015}{0,022} = 0,682;$$

длина плавающего поршневого пальца

$$l_n = D \cdot \frac{l_n}{D} = 0,076 \cdot 0,88 = 0,0669 \approx 0,067 \text{ м};$$

длина головки шатуна для плавающего поршневого пальца

$$l_{ш} = D \cdot \frac{l_{ш}}{D} = 0,076 \cdot 0,36 = 0,0274 \approx 0,028 \text{ м};$$

расстояние между торцами бобышек  $b = D \cdot \frac{b}{D} = 0,076 \cdot 0,42 = 0,032 \text{ м}$ .

3. Коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца, принимается равным  $k = 0,82$ . Расчетная сила, действующая на поршневой палец, определяется по формуле (8.9)

$$P = p_{z, \max} F_n + k P_j = 5,5 \cdot 0,004536 + 0,82 \cdot (-0,003) = 0,0225 \text{ МН}.$$

4. По формуле (8.11) определяется удельное давление между втулкой поршневой головки шатуна и опорной поверхностью пальца

$$q_{\text{ш}} = \frac{P}{d_{\text{н}} l_{\text{ш}}} = \frac{0,0225}{0,022 \cdot 0,028} = 36,5 \text{ МПа.}$$

5. По формуле (8.12) определяется удельное давление между бобышками поршня и опорной поверхностью пальца

$$q_6 = \frac{P}{d_{\text{н}}(l_{\text{н}} - b)} = \frac{0,0225}{0,022(0,067 - 0,032)} = 29,2 \text{ МПа.}$$

Полученные значения удельных давлений пальца на втулку поршневой головки шатуна и на бобышки не превышают приведенные в табл. 8.7 допустимые значения этих показателей для автомобильных двигателей с искровым зажиганием.

6. По формуле (8.12) рассчитывается напряжение изгиба поршневого пальца

$$\sigma_{\text{из}} = P \frac{l_{\text{н}} + 2b - 1,5l_{\text{ш}}}{1,2d_{\text{н}}^3(1 - \alpha^4)} = 0,0225 \cdot \frac{0,067 + 2 \cdot 0,032 - 1,5 \cdot 0,028}{1,2 \cdot 0,022^3 \cdot (1 - 0,682^4)} = 200 \text{ МПа.}$$

Поскольку расчетное значение напряжения изгиба не превышает допустимых значений, можно сделать вывод, что выбор размеров поршневого пальца из соображений поддержания допустимого изгибающего напряжения в его конструкции произведен правильно.

### 8.3. Лабораторный практикум

Отчет о лабораторной работе выполняется на листах формата А4 (с одной стороны листа) в стандартных рамках. Рамки и основные надписи в них выполняются в соответствии с требованиями ГОСТ 2.104–91. На первой странице отчета о лабораторной работе помещают расширенный штамп, на последующих – уменьшенный. Отчет о лабораторной работе должен содержать:

- сведения о студенте, ее выполняющем: фамилия, инициалы, группа;
- номер лабораторной работы;
- название и цель работы;
- краткие теоретические сведения (схема или эскиз, описание назначения, устройства и работы механизма или системы);
- необходимые расчеты.

Отметка о выполнении лабораторной работы получается при предъявлении преподавателю оформленного отчета с произведенными расчетами.

Защита работы происходит в форме беседы с преподавателем, в ходе которой проверяется знание студентом ответов на контрольные вопросы, назначения и методики выполненных расчетов, способность анализировать результаты, полученные в ходе расчетов.

## Лабораторная работа № 3

### Изучение конструкции механизмов двигателя внутреннего сгорания

**Цель работы:** изучить назначение, конструкцию и работу механизмов двигателя внутреннего сгорания, приобрести навыки расчета элементов механизмов

#### Порядок выполнения работы

1. Изучить и произвести описание схемы, основных узлов и принципа работы механизмов выбранного двигателя.
2. Изобразить эскиз поршня двигателя с указанием основных размеров. При отсутствии справочных данных и геометрических характеристик поршня подбор его размеров производить согласно рекомендациям, приведенным в табл. 8.1.
3. По формуле (8.1) определить внутренний радиус днища.
4. По формуле (8.2) определить напряжение изгиба в днище поршня.
5. Произвести сопоставление полученного значения напряжения изгиба с допустимыми значениями, приведенными в табл. 8.2. Оценить необходимость наличия ребер жесткости днища.
6. По формуле (8.3) определить напряжение среза кольцевой перемычки.
7. По формуле (8.4) определяется напряжение изгиба кольцевой перемычки.
8. По формуле (8.5) определяется сложное напряжение.
9. Сравнить полученное значение  $\sigma_{\Sigma}$  с величинами допустимого напряжения в верхних кольцевых перемычках, представленными в табл. 8.3. Произвести оценку правильности выбора толщины верхней кольцевой перемычки. При необходимости произвести пересчет.
10. По формуле (8.6) произвести расчет максимального удельного давления юбки поршня на стенку цилиндра. Наибольшая нормальная сила  $N_{\max}$  определяется по данным динамического расчета (см. лабораторную работу № 2).
11. По формуле (8.7) произвести расчет максимального удельного давления всей высоты поршня на стенку цилиндра.
12. Сравнить полученные значения  $q_1$  и  $q_2$  с величинами допустимых удельных давлений на стенку цилиндра, приведенными в табл. 8.4. Оценить правильность и рациональность выбора размера поршня. При необходимости произвести пересчет.

### Вопросы для самопроверки

1. Каково назначение и устройство кривошипно-шатунного механизма?
2. Что собой представляет блок цилиндров?
3. Типы, конструктивные особенности достоинства и недостатки гильз цилиндров?
4. Укажите достоинства и недостатки различных материалов, используемых для изготовления блоков цилиндров.
5. Охарактеризуйте различные силовые схемы ДВС.
6. Дайте характеристику головок цилиндров для различных видов двигателей внутреннего сгорания.
7. Назначение и основные конструктивные элементы поршня ДВС.
8. Чем отличаются конструкции поршней для различных типов ДВС?
9. Чем обосновывается выбор конструктивных размеров элементов поршня?
10. Типы, функции и основные конструктивные отличия различных типов поршневых колец?
11. Функции, конструкции и типы поршневых пальцев.
12. Назначение и основные элементы шатунной группы?
13. Назначение и основные конструктивные элементы коленчатого вала.
14. Назначение и классификация газораспределительных механизмов ДВС.
15. Обобщенная конструктивная схема газораспределительного механизма.
16. Какие бывают схемы приводов клапанов газораспределительного механизма?
17. Укажите преимущества и недостатки многоклапанных газораспределительных механизмов перед двухклапанными.
18. Дайте характеристику клапанов газораспределительного механизма.
19. Дайте характеристику распределительного вала газораспределительного механизма.



## Глава 9. СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

### 9.1. Система питания

Системы питания двигателей внутреннего сгорания (топливные системы) осуществляют хранение запаса топлива, дозированную его подачу в цилиндры в определенной фазе цикла и способствуют качественному смесеобразованию на всех режимах, включая пусковые.

В зависимости от способа воспламенения топливовоздушной смеси двигатели внутреннего сгорания разделяются на двигатели с принудительным (искровым) зажиганием (ДСИЗ) и с воспламенением от сжатия – дизели. В свою очередь двигатели с искровым зажиганием по способу смесеобразования подразделяются на двигатели с внешним смесеобразованием (карбюраторные, двигатели с системами впрыска топлива во впускной трубопровод) и с внутренним смесеобразованием (двигатели с системами впрыска топлива непосредственно в цилиндр). Дизели являются двигателями с внутренним смесеобразованием.

Приведенная выше классификация отражается на устройстве и работе систем питания двигателей.

В *карбюраторном двигателе* система питания служит для приготовления горючей смеси и подачи ее к цилиндрам. В систему питания (рис. 9.1) входят устройства, обеспечивающие подачу и очистку топлива и воздуха, приготовление горючей смеси, хранение запаса топлива и контроль его количества. Бензин из бака 10 через открытый кран 12, фильтр тонкой очистки 16 и топливопроводы 7 подается топливным насосом 22 к карбюратору 3. Одновременно из подкапотного пространства или воздушного канала 1 через воздухоочиститель 2 в карбюратор засасывается очищенный воздух, который, смешиваясь с парами и мелкораспыленными частицами бензина, образует горючую смесь, поступающую через впускной газопровод в цилиндры двигателя.

Сущность процесса смесеобразования в карбюраторных двигателях заключается в получении мельчайших частиц бензина, их испарении и перемешивании с воздухом. Процесс получения смеси воздуха с мелкораспыленным и частично испаренным бензином (карбюрация) происходит в карбюраторе. К карбюраторам предъявляются следующие требования: точное дозирование топлива, обеспечивающее получение необходимых экономических и мощностных показателей двигателя на всех режимах его работы при допустимой токсичности отработавших газов; возможность быстрого и плавного изменения режима работы двигателя; надежный и быстрый запуск двигателя; тонкое распыливание топлива.

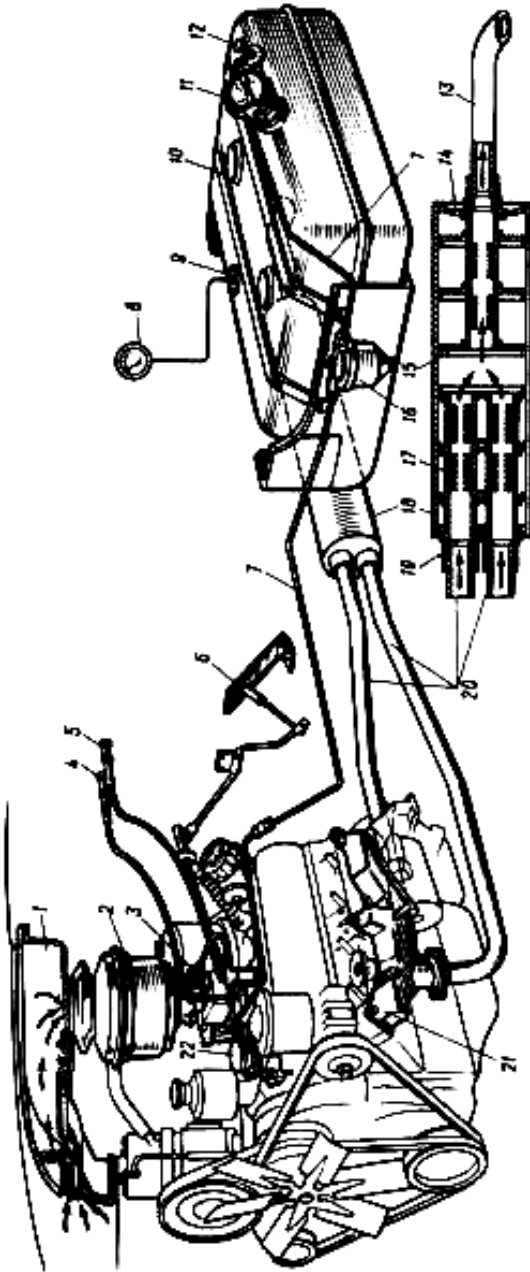


Рис. 9.1. Система питания карбюраторного двигателя.

1 – воздушный канал; 2 – воздухоочиститель; 3 – карбюратор; 4, 5 – рукоятки управления подачи топлива и воздуха; 6 – педаль; 7 – топливопроводы; 8, 9 – указатель и датчик уровня топлива; 10 – топливный бак; 11 – заливная горловина; 12 – кран; 13 – выпускная труба; 14, 19 – заднее и переднее днище глушителя; 15 – переторочки; 16 – фильтр тонкой очистки топлива; 17 – внутренние трубы; 18 – глушитель; 20 – приемные трубы; 21 – выпускной газопровод; 22 – топливный насос

Процесс смесеобразования в карбюраторных двигателях происходит за тысячные доли секунды. За это время бензин, поступающий в смесительную камеру карбюратора, должен достаточно тонко распылиться, перемешаться с воздухом и испариться. Принцип действия карбюратора основан на том, что из-за большой разницы в скоростях движения воздуха и топлива, проходящих через смесеобразующее устройство, струя топлива разбивается на мельчайшие частицы с образованием паровоздушной горючей смеси.

Простейший карбюратор (рис. 9.2) состоит из поплавковой камеры 9, жиклера 10 (пробки с калиброванным отверстием) с распылителем 11, диффузора 2, смесительной камеры 1 и дроссельной заслонки 12. По топливопроводу 5 топливо из топливного бака поступает в поплавковую камеру 9, в которой с помощью поплавка 8 и игольчатого клапана 7 поддерживается постоянный уровень топлива.

Калиброванное отверстие жиклера 10 рассчитано на истечение через распылитель 11 определенного количества топлива в диффузор 2. Для поддержания атмосферного давления в поплавковой камере сделано балансирующее отверстие 6.

При такте впуска, когда поршень движется вниз, в надпоршневом пространстве цилиндра создается разрежение, которое через открытый впускной клапан передается в газопровод. Под действием этого разрежения поток воздуха, пройдя воздухоочиститель и полностью открытую воздушную заслонку 4, поступает в диффузор 2, имеющий в средней части сужение, что увеличивает скорость воздушного потока, и, следовательно, разрежение у среза распылителя.

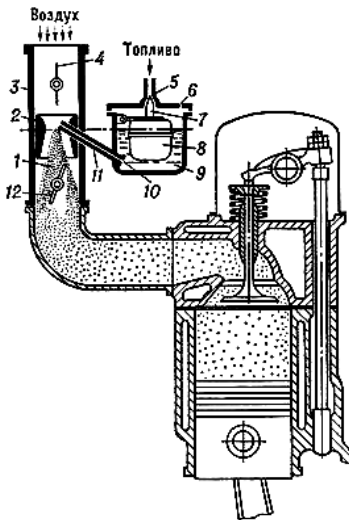


Рис. 9.2. Схема простейшего карбюратора:

- 1 – смесительная камера; 2 – диффузор;
- 3 – входной патрубок; 4 – воздушная заслонка; 5 – топливопровод;
- 6 – балансирующее отверстие;
- 7 – игольчатый клапан; 8 – поплавок;
- 9 – поплавковая камера; 10 – топливный жиклер; 11 – распылитель;
- 12 – дроссельная заслонка

Под действием разности давлений в смесительной *1* и поплавковой *9* камерах топливо вытекает из распылителя *11* и из-за большой скорости воздуха интенсивно размельчается, затем, испаряясь, смешивается с воздухом, образуя паровоздушную горючую смесь. Наибольшая скорость движения топлива в смесительной камере карбюратора равна 5...7 м/с, а воздуха – 100...150 м/с. С повышением скорости перемещения воздуха в смесительной камере тонкость распыления бензина и скорость его испарения увеличиваются. Скорость испарения бензина увеличивается также за счет подогрева горючей смеси горячими стенками цилиндров, камер сгорания и днищами поршней. Наиболее полное смесеобразование обеспечивается при температуре 45...65 °С.

Количество и качество горючей смеси, поступающей в цилиндры двигателя, регулируют изменением положения дроссельной заслонки *12*. При пуске двигателя проходное сечение входного патрубка *3* уменьшают частичным или полным закрытием воздушной заслонки *4*, в результате чего увеличивается разрежение в смесительной камере карбюратора, а, следовательно, и количество топлива, поступающего в распылитель. Но по мере открытия дроссельной заслонки *12* коэффициент избытка воздуха уменьшается, и горючая смесь все больше обогащается. Характеристика простейшего карбюратора существенно отличается от характеристики идеального карбюратора, который обеспечивает экономичную по составу горючую смесь при всех промежуточных положениях дроссельной заслонки и мощностную при полностью открытой заслонке.

Простейший карбюратор не может обеспечить работу двигателя на холостом ходу, не приготавливает смесь необходимого состава при пуске двигателя и при его переходе с одного режима работы на другой. Поэтому для обеспечения всех режимов работы двигателя современные карбюраторы снабжены смеседозирующими системами и устройствами, совместная работа которых позволяет приблизиться к оптимальному составу горючей смеси с одновременным снижением токсичности отработавших газов на каждом режиме. Такими системами и устройствами являются главная дозирующая система, система холостого хода, экономайзер принудительного холостого хода, пусковое устройство, экономайзер мощностных режимов, эконостат, ускорительный насос.

*Главная дозирующая система* обеспечивает приготовление обедненной горючей смеси постоянного состава (компенсацию состава смеси) при работе двигателя на средних нагрузках. В большинстве карбюраторов главная дозирующая система работает с компенсацией состава смеси посредством понижения разрежения у топливного жиклера. Такая система (рис. 9.3) помимо главного топливного жиклера *16* имеет колодец с эмульсионной трубкой *15* и воздушный жиклер *14*, через который колодец сообщается с атмосферой или с входным патрубком.

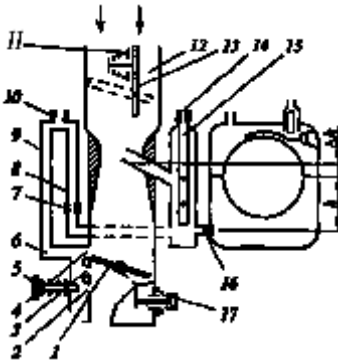


Рис. 9.3. Схема главной дозирующей системы карбюратора с понижением разрежения у жиклера:  
 1 – дроссельная заслонка; 2–4 – отверстия системы холостого хода; 5 – винт регулировки качества смеси; 6, 8, 9 – каналы системы холостого хода; 7 – топливный жиклер холостого хода; 10 – воздушный жиклер холостого хода; 11 – предохранительный клапан; 12 – входной патрубок; 13 – воздушная заслонка; 14 – воздушный жиклер; 15 – эмульсионная трубка; 16 – главный топливный жиклер; 17 – винт регулировки количества смеси

*Система холостого хода* (рис. 9.3) служит для приготовления и подачи обогащенной горючей смеси в целях обеспечения устойчивой работы двигателя при малой частоте вращения коленчатого вала. Она состоит из топливного 7 и воздушного 10 жиклеров холостого хода, каналов для поступления топлива 8 и топливозвоздушной эмульсии 6, 9, отверстий 2–4, посредством которых канал 6 сообщается со смесительной камерой, винтов 5 регулировки количества эмульсии (состава смеси) и 17 регулировки положения дроссельной заслонки 1 (количества смеси и частоты вращения) в режиме холостого хода. Подбором положений винтов 5 и 17 можно добиться устойчивой работы двигателя с малой частотой вращения. Система холостого хода обычно связана с главной дозирующей системой и к жиклеру 7 топливо поступает, пройдя через главный жиклер 16. В результате взаимодействия двух этих систем удается получить благоприятную характеристику карбюратора при малых и средних нагрузках.

*Экономайзер принудительного холостого хода* отключает подачу топлива через систему холостого хода с помощью электромагнитного клапана, перекрывающего подачу эмульсии к выходным отверстиям системы холостого хода. Это делается для предотвращения выделения больших количеств угарного газа и углеводородов на режиме принудительного холостого хода. Такое название получил режим, когда при торможении автомобиля двигателем последний работает с закрытой дроссельной заслонкой и повышенной частотой вращения, получая для этого энергию от трансмиссии автомобиля.

*Пусковое устройство* служит для обогащения горючей смеси при пуске и прогреве холодного двигателя. Оно представляет собой воздушную заслонку 13, расположенную во входном патрубке 12 карбюратора (рис. 9.3), с автоматическим предохранительным клапаном 11, обеспечивающим поступление необходимого количества воздуха для образования нужного состава горючей смеси.

*Экономайзер мощностных режимов* служит для обогащения горючей смеси с целью получения от двигателя полной мощности при полностью открытой дроссельной заслонке. Экономайзер мощностных режимов с механическим приводом включает в себя клапан 1 и жиклер 2 (рис. 9.4). Когда дроссельная заслонка открывается более чем на  $\frac{3}{4}$ , клапан 1 освобождает доступ топлива к жиклеру 2, и в распылитель 3 топливо поступает через два жиклера: главный 4 и экономайзера 2.

*Эконостат* предотвращает переобеднение смеси главной дозирующей системой при высоких расходах воздуха. Он представляет собой распылитель, установленный значительно выше диффузора. Топливо к нему подводится через трубчатый жиклер, опущенный в поплавковую камеру.

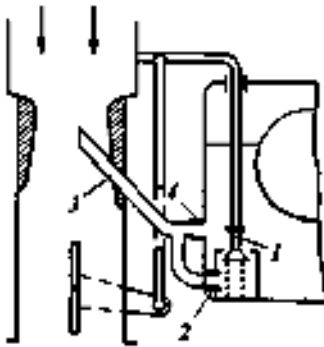


Рис. 9.4. Схема экономайзера:  
1 – клапан; 2 – жиклер экономайзера;  
3 – распылитель; 4 – главный топливный жиклер

*Ускорительный насос* служит для кратковременного обогащения горючей смеси при резком открытии дроссельной заслонки. Это ускоряет разгон (улучшает приемистость) автомобиля. Ускорительный насос (рис. 9.5) имеет механический привод от рычага 9, укрепленного на оси дроссельной заслонки 10. При резком открытии дроссельной заслонки под действием рычага, тяги и пластины 5 поршень 7 быстро перемещается вниз, обратный клапан 8 закрывается, а нагнетательный 4 – открывается и порция топлива через распылитель 3 впрыскивается в смесительную камеру, обогащая горючую смесь. Пружина 6 способствует некоторому затягиванию впрыскивания топлива по времени. Если заслонка 10 открывается медленно, то обратный клапан 8 остается открытым и топливо поступает обратно в поплавковую камеру. Применяются также ускорительные насосы диафрагменного типа.

Карбюраторы, устанавливаемые на двигателях легковых автомобилей, могут иметь несколько смесительных камер с параллельным включением. Это позволяет повысить мощность двигателя в связи с лучшей дозировкой и распределением горючей смеси по цилиндрам.

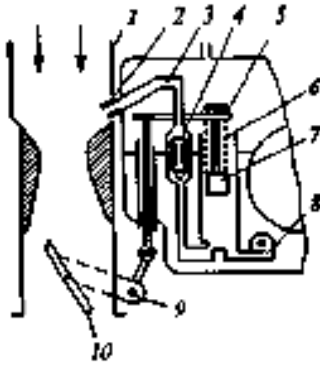


Рис. 9.5. Схема ускорительного насоса:  
 1 – входной патрубком; 2 – жиклер  
 ускорительного насоса; 3 – распылитель  
 ускорительного насоса; 4 – нагнетательный  
 клапан; 5 – пластина; 6 – пружина;  
 7 – поршень; 8 – обратный клапан;  
 9 – рычаг; 10 – дроссельная заслонка

Широко применяются двухкамерные карбюраторы с последовательным включением смесительных камер. В таких карбюраторах сначала включается в работу одна (основная) камера, а при увеличении нагрузки подключается другая (дополнительная) камера. Моделями таких типов карбюраторов оснащаются двигатели многих легковых автомобилей.

Помимо карбюратора неотъемлемыми устройствами системы питания карбюраторного двигателя являются топливные бак, насос и фильтры, а также воздухоочиститель.

*Топливный бак* состоит из двух штампованных половин, сваренных между собой. Внутри бака имеются перегородки, повышающие его жесткость и уменьшающие гидравлические удары при резких перемещениях топлива. В баке устанавливается датчик уровня топлива, связанный с указателем уровня топлива, расположенным на щитке приборов. Заливная горловина топливного бака имеет сетчатый фильтр и герметично закрывается крышкой, в которую для уменьшения потерь топлива вследствие испарения встроены впускной и выпускной автоматические клапаны.

*Топливный насос* осуществляет принудительную подачу топлива из бака к карбюратору. Наибольшее распространение получили мембранные насосы.

*Топливные фильтры* служат для очистки топлива от механических примесей и воды. На пути от бака к карбюратору топливо очищается сетчатыми фильтрами бака, топливного насоса и карбюратора. Между карбюратором и топливным насосом имеется фильтр тонкой очистки с фильтрующим элементом, представляющим собой латунную сетку, установленную на алюминиевом или капроновом патроне или стакан, выполненный из пористого керамического материала. Двигатели некоторых автомобилей оборудуются также фильтрами грубой очистки, устанавливаемыми между топливным насосом и баком. Фильтрующий элемент такого фильтра состоит из тонких пластин с отверстиями и штампованными

выступами, благодаря которым в собранном фильтрующем элементе образуются щелевые зазоры. В этих зазорах задерживаются и выпадают в отстойник механические примеси.

*Воздухоочиститель* очищает от механических примесей воздух, подаваемый далее в карбюратор. Применяются масляно-инерционные воздухоочистители, а также воздухоочистители со сменными фильтрующими элементами.

В двигателях с карбюраторным питанием неравномерность состава смеси достигает 10...15%. В настоящее время в системах питания бензиновых двигателей практически все производители вместо карбюраторов применяют *системы впрыска топлива*. В этом случае улучшаются равномерность распределения топлива по цилиндрам, газодинамические характеристики впускного тракта, обеспечивается более высокий коэффициент наполнения цилиндров свежим зарядом, появляется возможность применения топлива с более низким октановым числом и т.д. При применении систем впрыска топлива мощность двигателя повышается на 10...12%, улучшается топливная экономичность, снижается токсичность отработавших газов. При этом системы впрыска топлива дороже и сложнее карбюраторов.

Системы впрыскивания бензина в зависимости от места впрыскивания топлива можно классифицировать на системы центрального впрыска, системы распределенного впрыска над впускными клапанами и системы распределенного впрыска непосредственно в цилиндр (рис. 9.6).

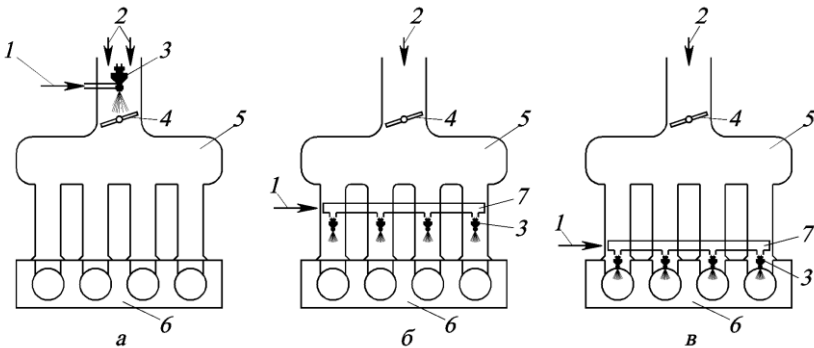


Рис. 9.6. Схемы систем впрыска бензина:

- а* – центрального; *б* – распределенного над впускными клапанами; *в* – распределенного непосредственно в цилиндр; 1 – подвод топлива; 2 – подвод воздуха; 3 – форсунка; 4 – дроссельная заслонка; 5 – впускной трубопровод; 6 – головка цилиндров; 7 – коллектор подвода топлива к форсункам

При *центральной впрыскивании* топливо подается одной форсункой, устанавливаемой на участке до разветвления впускного газопровода.



По способу смесеобразования системы с центральным впрыском наиболее близки к системам топливоподачи и смесеобразования карбюраторных двигателей и могут применяться на уже эксплуатируемых двигателях. При центральном впрыскивании по сравнению с карбюратором обеспечивается большая точность и стабильность дозирования топлива.

При *распределенном впрыскивании над впускными клапанами* топливо подается в зону впускных клапанов каждого цилиндра отдельной форсункой в определенный момент времени, согласованный с открытием соответствующих впускных клапанов цилиндров (согласованное впрыскивание), или группами форсунок без согласования момента впрыскивания с процессами впуска в каждый цилиндр (несогласованное впрыскивание).

*Системы распределенного впрыска непосредственно в полость цилиндра* относятся к системам бензиновых двигателей с внутренним смесеобразованием, аналогичным системам смесеобразования дизелей.

Система электронного впрыска топлива включает в себя топливный насос с электроприводом и регулятор давления, поддерживающий постоянное рабочее давление в системе до 0,17...0,20 МПа. Впрыск топлива осуществляется электромагнитными форсунками, время открытия которых зависит от давления во впускной системе двигателя и частоты вращения коленчатого вала.

Принципиальная схема электромагнитной форсунки для впрыска топлива показана на рис. 9.7. В корпусе 1 форсунки расположены игольчатый клапан 2, нагруженный усилием мембраны 3, и соленоид 4.

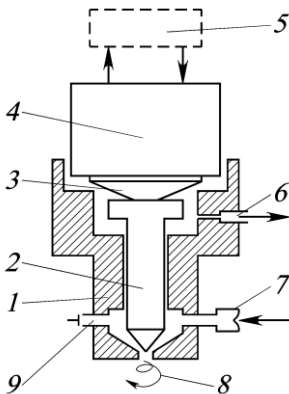


Рис. 9.7. Принципиальная схема электромагнитной форсунки:  
1 – корпус; 2 – игольчатый клапан;  
3 – мембрана; 4 – соленоид;  
5 – распределительное устройство;  
6 – отверстие; 7 – топливная магистраль;  
8 – факел топлива; 9 – сливной канал

Когда игла прижата к седлу распылителя, поступающее из топливной магистрали 7 топливо проходит через корпус форсунки на слив. В соответствии с электрическим сигналом от распределительного устройства 5 соленоид 4 освобождает мембрану 3, в этом случае сливной канал 9 закрывается, а игла под давлением топлива поднимается.

На выходе из сопла форсунки факел топлива  $\delta$  получает вращательное движение и впрыскивается в виде широкого конуса. Часть топлива, просочившаяся между иглой и корпусом, удаляется через отверстие  $\delta$  в сливную магистраль. Максимальный подъем иглы составляет  $0,15 \dots 0,17$  мм, а продолжительность подъема иглы колеблется в пределах  $1,5 \dots 6,5$  мс.

В качестве главного управляющего параметра для регулирования цикловой подачи топлива в большинстве систем используется величина циклового расхода воздуха.

Важным элементом систем с электронным впрыском топлива является также топливный насос. Топливный насос роликового или шестеренчатого типа и электромотор, от которого осуществляется его привод, размещаются в едином герметичном корпусе и погружаются в бензин, находящийся в топливном баке.

В системах непосредственного впрыскивания бензина в цилиндр устанавливаются два насоса: низкого давления (роликового или шестеренчатого типа с электроприводом) и высокого давления (плунжерного типа).

Особенностью *двигателей с самовоспламенением от сжатия* (дизелей) является приготовление горючей смеси топлива с воздухом внутри цилиндров.

Для дизелей различают топливные системы непосредственного действия и аккумуляторные. Топливные системы непосредственного действия подразделяются на системы разделенного типа и насос-форсунки.

В *насос-форсунках* секция насоса и форсунка представляют собой один узел. В таких системах отсутствует топливопровод высокого давления, что позволяет получить высокие давления впрыскивания ( $150 \dots 200$  МПа).

В *системах разделенного типа* секции топливного насоса высокого давления (ТНВД) и форсунки выполнены отдельно и соединены топливопроводом высокого давления. Схема топливной системы непосредственного действия разделенного типа приведена на рис. 9.8.

Подача топлива осуществляется по двум основным магистралям: низкого и высокого давления. Основными механизмами и узлами топливной аппаратуры магистрали низкого давления дизелей являются топливный бак, фильтр грубой очистки топлива, фильтр тонкой очистки топлива, топливопроводы низкого давления, сливные трубопроводы. Назначение механизмов и узлов магистрали низкого давления состоит в хранении топлива, его фильтрации и подаче под малым давлением к насосу высокого давления. Основными механизмами и узлами топливной аппаратуры высокого давления являются ТНВД, муфта опережения впрыскивания топлива, форсунки, расположенные в головках цилиндров, топливопроводы высокого давления. Механизмы и магистрали высокого давления обеспе-

чивают подачу и впрыскивание необходимого количества топлива в цилиндры дизеля.

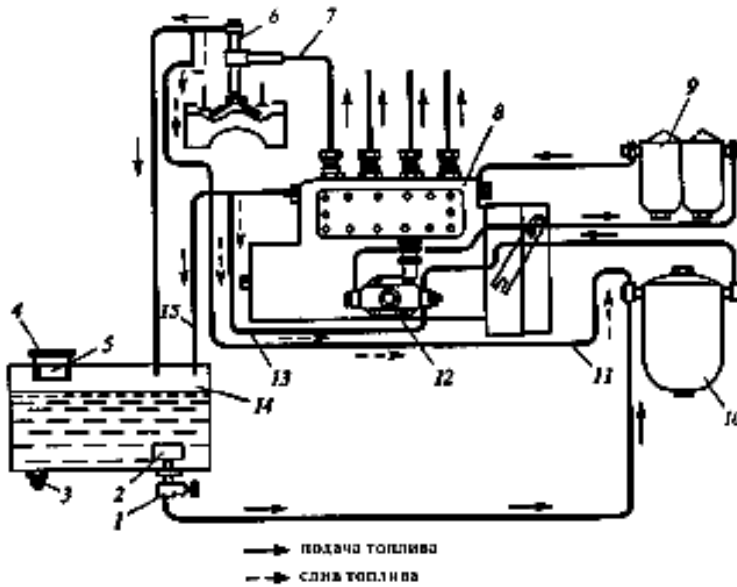


Рис. 9.8. Схема топливной системы разделенного типа:

1 – кран; 2 – приемный фильтр; 3 – сливной кран; 4 – заливная горловина; 5 – фильтр заливной горловины; 6 – форсунка; 7 – топливопровод высокого давления; 8 – топливный насос высокого давления; 9 – фильтр тонкой очистки топлива; 10 – фильтр грубой очистки топлива; 11 – трубка отвода топлива к фильтру грубой очистки; 12 – топливоподкачивающий насос; 13 – трубка отвода топлива к топливоподкачивающему насосу; 14 – топливный бак; 15 – трубка отвода топлива в бак

Работа системы питания дизеля в общем виде осуществляется следующим образом. Топливо из бака забирается топливоподкачивающим насосом низкого давления, который нагнетает его на всас топливного насоса высокого давления. При этом (между баком и ТНВД) топливо проходит через фильтры грубой и тонкой очистки. Топливным насосом высокого давления топливо по топливопроводам высокого давления под большим давлением подается в соответствии с порядком работы дизеля к его форсункам, через которые впрыскивается в цилиндры.

Избыточное топливо, поданное насосом низкого давления, а также топливо, просочившееся через зазоры в деталях форсунок, по сливным трубопроводам отводится в бак.

Смесеобразование начинается с момента поступления топлива в цилиндр. При этом в результате трения о воздух струя топлива распыля-

ется на мельчайшие частицы, которые образуют топливный факел конусообразной формы.

Испарение и воспламенение топлива осуществляется за счет высокой температуры (550...700 °С) и давления (3,5...5,5 МПа) сжатого воздуха. После начала горения смеси температура и давление в камере сгорания резко возрастают, что ускоряет процессы испарения и воспламенения остальных частиц распыленного факела топлива.

*Фильтр грубой очистки топлива* предназначен для предварительной очистки топлива.

*Фильтр тонкой очистки* служит для окончательной очистки топлива перед поступлением его в топливный насос высокого давления.

*Топливонасос* низкого давления поршневого типа предназначен для подачи топлива из топливного бака к насосу высокого давления.

*Топливный насос высокого давления* служит для точного дозирования топлива и подачи его в определенный момент под высоким давлением к форсункам или к аккумулятору аккумуляторной топливной системы. По числу и компоновке секций ТНВД подразделяются на многосекционные (многоплунжерные), индивидуальные (встроенные в блок цилиндров) и распределительные. В многосекционных и индивидуальных ТНВД каждая секция обслуживает один цилиндр, а в распределительных – несколько цилиндров.

Широкое распространение на дизелях получили *многосекционные насосы* с постоянным ходом плунжера и регулировкой конца подачи топлива. По расположению они подразделяются на рядные и V-образные. Основной частью каждой насосной секции является плунжерная пара, состоящая из плунжера и гильзы. Зазор между плунжером и гильзой должен обеспечивать максимальную плотность сопряжения, а, следовательно, необходимое давление впрыскивания топлива. Работа насоса осуществляется следующим образом (рис. 9.9).

При вращении кулачкового вала насоса выступ кулачка набегают на роликовый толкатель, воздействующий на плунжер, и перемещает его вверх. Когда выступ кулачка выходит из-под ролика толкателя, пружина возвращает плунжер в первоначальное положение. При движении плунжера вниз внутреннее пространство гильзы наполняется топливом из подводящего канала корпуса насоса. При этом открывается впускное отверстие, и топливо поступает в надплунжерное пространство. Затем под действием кулачка плунжер начинает подниматься вверх, перепуская топливо обратно в подводящий канал до тех пор, пока верхняя кромка плунжера не перекроет впускное отверстие гильзы. После перекрытия этого отверстия давление топлива резко возрастает, и при 1,2...1,8 МПа топливо, преодолевая усилие пружины, поднимает нагнетательный клапан и поступает в топливопровод. При дальнейшем движении плунжера вверх

давление повышается до величины, превышающей давление, создаваемое пружиной форсунки ( $16,5+0,5$  МПа), в результате чего игла форсунки приподнимается, и происходит впрыскивание топлива в камеру сгорания. Подача топлива продолжается до тех пор, пока винтовая кромка плунжера не откроет выпускное отверстие в гильзе, в результате чего давление над плунжером резко падает, нагнетательный клапан под действием пружины закрывается и надплунжерное пространство разъединяется с топливопроводом высокого давления. При дальнейшем движении плунжера вверх топливо перетекает в сливной канал через отверстие и винтовую кромку плунжера.

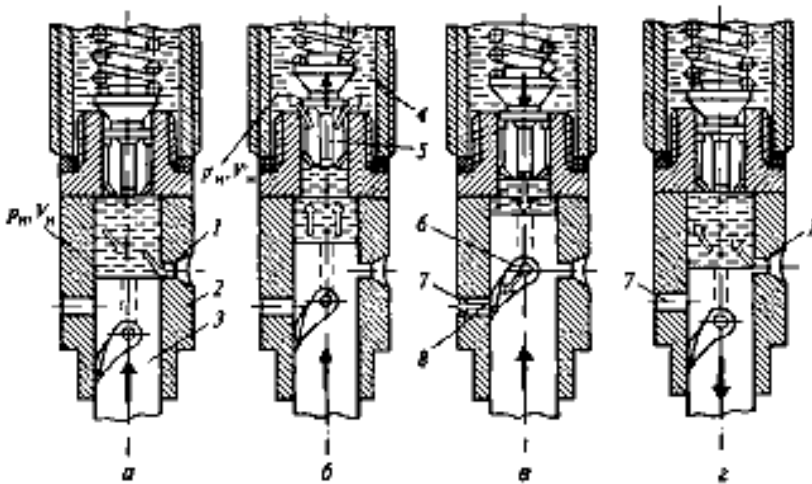


Рис. 9.9. Схема работы секции топливного насоса высокого давления:

- а* – вытеснение; *б* – подача; *в* – конец подачи; *г* – наполнение; 1 – впускное отверстие; 2 – гильза; 3 – плунжер; 4 – штуцер; 5 – нагнетательный клапан; 6 – отверстие; 7 – выпускное отверстие; 8 – винтовая кромка

Изменение количества топлива, подаваемого секцией за один цикл, происходит в результате поворота плунжера зубчатой рейкой. При разных углах поворота плунжера благодаря винтовой кромке смещаются моменты открытия выпускного отверстия. При этом, чем позднее открывается выпускное отверстие, тем большее количество топлива может быть подано к форсункам.

Момент начала подачи топлива каждой секцией по углу поворота коленчатого вала изменяют регулировочным болтом с контргайкой, повернутым в толкатель. При вывертывании болта верхний торец плунжера раньше перекрывает впускное отверстие гильзы, и топливо раньше подается к форсунке, т.е. угол начала подачи топлива увеличивается. При свертывании болта в толкатель, угол уменьшается.

*Муфта опережения впрыскивания топлива* служит для изменения момента начала подачи топлива в зависимости от частоты вращения коленчатого вала. Эта муфта дополнительно поворачивает кулачковый вал относительно вала привода топливного насоса, обеспечивая углы опережения впрыскивания, близкие к оптимальным.

*Форсунка* (рис. 9.10) служит для впрыскивания и распыления топлива, а также для распределения его частиц по объему камеры сгорания. Основным конструктивным элементом форсунки – распылитель, имеющий одно или несколько выходных отверстий, формирующих факел впрыскиваемого топлива. В современных четырехтактных дизелях применяют форсунки закрытого типа, распыливающие отверстия которых закрываются запорной иглой. Форсунки бывают бесштифтовые и штифтовые. У бесштифтовых форсунок конец запорной иглы представляет собой конус, отделяющий сопловые отверстия от топливопровода высокого давления. Распылители таких форсунок обычно имеют несколько сопловых отверстий. У штифтовых форсунок на конце запорной иглы имеется фасонный штифт, входящий в сопловое отверстие распылителя, что придает струе конусообразность и строго определенную направленность (устанавливают обычно в дизелях с разделенными камерами сгорания).

Принцип действия форсунки: топливо при давлении, превышающем давление пружины, перемещает запорную иглу вверх, и происходит впрыск топлива. Когда в секции насоса происходит отсечка подачи топлива, под давлением пружины игла резко закрывает сопловые отверстия.

*Регуляторы частоты вращения коленчатого вала* позволяют автоматически поддерживать заданную скорость движения автомобиля. Бывают всережимные и двухрежимные (холостой ход и максимальная частота вращения).

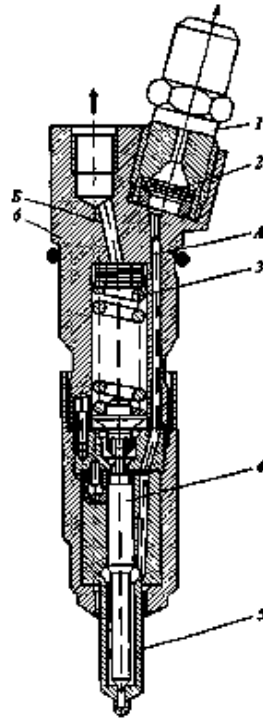


Рис. 9.10. Закрытая форсунка с пружинным запираем:

- 1 – штуцер; 2 – защитный фильтр;
- 3 – пружина; 4 – запорная игла;
- 5 – корпус распылителя; 6 – корпус форсунки; А – подводящий топливный канал;
- Б – отводящий топливный канал

## 9.2. Система смазки

Смазочная система предназначена для уменьшения износа трущихся поверхностей и механических потерь на трение за счет равномерной и достаточной подачи масла. Кроме того, масло отводит от смазываемых поверхностей теплоту и предохраняет их от коррозии. При работе механизмов сила трения зависит от качества обработки деталей и условий их смазывания.

При недостаточной смазке имеют место большие потери на трение, повышенный износ деталей, выделяется значительное количество теплоты. В результате снижается механический КПД двигателя.

При избыточном смазывании масло попадает в камеру сгорания, в результате чего увеличивается нагарообразование на днищах поршней, электродах свечей и клапанах. Это приводит к перебоям в работе двигателя, а также к повышенному расходу масла.

Принципиальная схема смазочной системы двигателя внутреннего сгорания приведена на рис. 9.11.

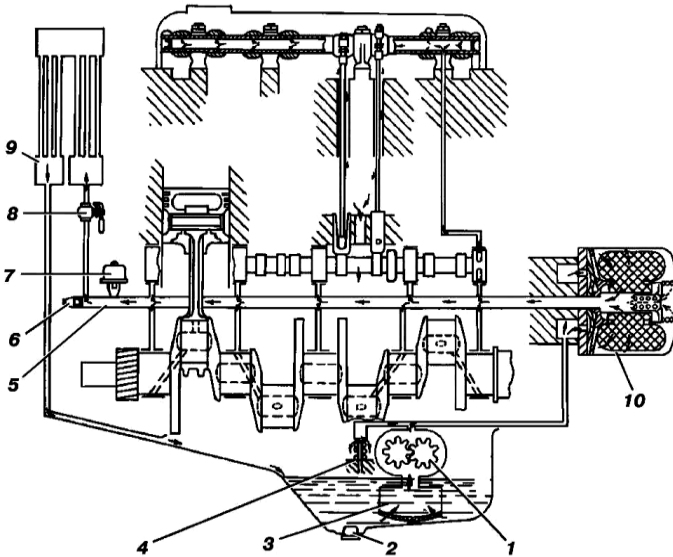


Рис. 9.11. Принципиальная схема устройства и работы смазочной системы двигателя внутреннего сгорания:

1 – масляный насос; 2 – сливная пробка; 3 – маслоприемник; 4 – редукционный клапан;  
5 – главная магистраль; 6 – клапан масляного радиатора; 7 – датчик указания давления масла; 8 – запорный кран масляного радиатора; 9 – масляный радиатор; 10 – масляный фильтр

В зависимости от того, где находится основное количество масла, различают системы с *мокрым* и *сухим* картером. Первый вид системы

применяется в дизелях сравнительно небольшой мощности и бензиновых двигателях, а второй – в машинах высокой проходимости, дорожных машинах и тракторах, условия работы которых связаны с изменением пространственного положения двигателя. В системах смазки с сухим картером масло хранится во внешней емкости.

В зависимости от условий работы смазочный материал к узлам и механизмам двигателя может подводиться несколькими способами: принудительным под давлением (циркуляционное смазывание), разбрызгиванием (в виде капель или масляного тумана) и комбинированно, т.е. в таких системах применяется как первый, так и второй способ подвода масла.

Под давлением, создаваемым масляным насосом, масло подводится к коренным и шатунным подшипникам коленчатого вала, подшипникам опорных шеек распределительного вала, осям коромысел и верхним наконечникам штанг. В отдельных конструкциях под давлением смазываются втулки верхней (поршневой) головки шатуна и поршневые пальцы, а также обеспечивается периодическая подача масла на более нагруженную часть стенки цилиндра через отверстие в нижней головке шатуна.

Разбрызгиванием масла и масляным туманом смазываются кулачки распределительного вала, нижние наконечники штанг, направляющие втулки клапанов, механизмы вращения выпускных клапанов, зубчатые колеса механизма газораспределения и другие детали.

Для нагнетания масла в магистральные каналы и подачи его под давлением к трущимся деталям узлов и механизмов двигателя служит *масляный насос*. В автомобильных двигателях применяют шестеренчатые масляные насосы с *внешним* и *внутренним* зацеплением зубчатых колес (рис. 9.12). Во втором случае насосы более компактны по сравнению с насосами с внешним зацеплением. В шестеренчатых насосах масло переносится во впадинах между зубьями и корпусом. В насосах с внутренним зацеплением может использоваться как эвольвентное (рис. 9.12, б), так и эпициклоидальное (рис. 9.12, в) зацепление. Эпициклоидальное зацепление обеспечивает непрерывность контакта всех зубьев наружного и внутреннего роторов.

Масляные насосы могут быть одно- и двухсекционными. Каждая пара зубчатых колес двухсекционного насоса размещается в корпусе верхней и корпусе нижней частей насоса, разделенных между собой промежуточной крышкой.

Ведущие шестерни верхней и нижней секций насоса крепятся на валу насоса. В корпусе каждой секции на осях свободно установлены ведомые зубчатые колеса, которые в паре с ведущими шестернями вращаются в своих корпусах с минимальными радиальными и торцовыми зазорами.



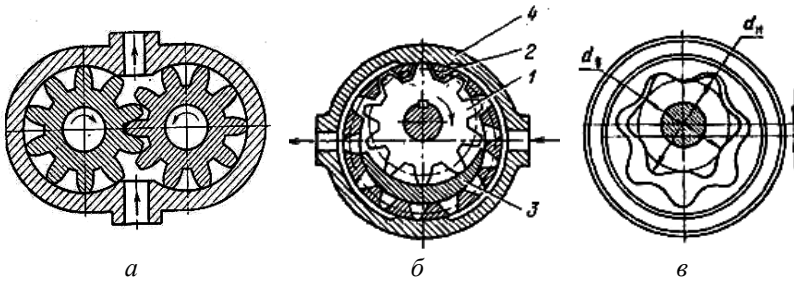


Рис. 9.12. Схемы масляных насосов:

*a* – с внешним зацеплением; *б* – с внутренним эвольвентным зацеплением;  
*в* – с внутренним эциклоидальным зацеплением; 1 – внутренняя (ведущая) шестерня; 2 – наружная (ведомая) шестерня; 3 – серпообразный выступ; 4 – корпус

При работе насоса масло поступает во всасывающие полости верхней и нижней секций, заполняет впадины между зубьями зубчатых колес и далее переносится вдоль стенок корпусов верхней и нижней секций насоса в полости нагнетания, из которых оно подается к масляным фильтрам и радиатору. Необходимое давление масла на входе в главную смазочную магистраль поддерживается редукционным клапаном (4, рис. 9.11), отрегулированным на определенное давление и состоящим из плунжера и пружины, закрытых пробкой. При увеличении давления клапан открывается, и масло из полости нагнетания поступает во всасывающую полость насоса.

Нижняя секция масляного насоса подает масло в масляный радиатор. Давление масла, нагнетаемого в радиатор, поддерживается шариковым перепускным клапаном, отрегулированным на давление, при котором не произойдет разрушение сердцевины радиатора. При увеличении давления масло из нагнетательной полости поступает во всасывающую полость нижней секции.

В большинстве случаев масляные насосы устанавливаются внутри картера. Их привод осуществляется от носка коленчатого вала или режее от распределительного вала. В случае установки насоса снаружи картера для его привода используются роликовые цепи и зубчатые ремни.

Для очистки и фильтрации масла от механических примесей, появляющихся в результате изнашивания трущихся деталей, попадания пыли из воздуха, образования нагара и отложения смолистых веществ, используются системы, состоящие из нескольких фильтров, центрифуг, отстойников и т.д. Металлические частицы из масляного картера удаляются специальным магнитным фильтром, расположенным в сливной пробке. Вторая ступень очистки масла – фильтр маслоприемника. Здесь отфильтровываются частицы размером более 0,7 мм. Основная фильтрация масла происходит в масляных фильтрах, а очистка масла – в центрифугах.

Для фильтрации масла в смазочной системе двигателя используются *полнопоточная* или *комбинированная* схемы. В состав полнопоточной схемы входит один фильтр, через который прокачивается весь поток масла. В комбинированной схеме кроме полнопоточного фильтра имеется еще и частичнопоточный (неполнопоточный) фильтр или в некоторых случаях центрифуга.

В зависимости от способа очистки масла от загрязнений *масляные фильтры* подразделяются на две группы: барьерные и энергетические. В *барьерных* фильтрах в качестве фильтрующего элемента используются пористые материалы, а в *энергетических* загрязняющие частицы отделяются от масла в поле центробежных сил.

В системах смазки могут использоваться разборные и неразборные фильтры. *Разборные* фильтры со сменным фильтрующим элементом по сравнению с неразборными имеют большие габаритные размеры и менее удобны в обслуживании. Наиболее распространены *неразборные* фильтры (рис. 9.13). Они отличаются компактностью, удобством монтажа и демонстрации, а также низкой стоимостью.

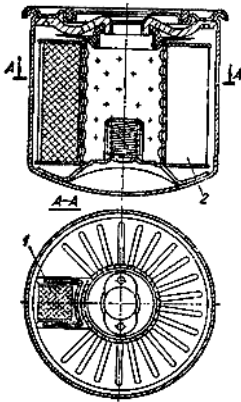


Рис. 9.13. Конструкция неразборного полнопоточного масляного фильтра:  
1 – дополнительный фильтрующий элемент; 2 – основной фильтрующий элемент

В смазочных системах используют масляные фильтры грубой (50...120 мкм) и тонкой очистки (40...50 мкм). Для грубой очистки фильтрующие элементы выполняют сетчатыми, пластинчато-щелевыми и ленточно-щелевыми. В фильтрах тонкой очистки применяются элементы из бумаги, картона, хлопчатобумажной ткани и др. Материал фильтрующего элемента должен обладать высокой пористостью и прочностью. Материал основного фильтрующего элемента чаще всего укладывается в виде многолучевой звезды. В качестве дополнительного фильтрующего материала может использоваться вставка из специальной пластмассы или целлюлозных волокон.

Фильтрация масла в барьерных фильтрах осуществляется при просачивании его под давлением через фильтрующие элементы. Очистка масла в фильтре тонкой очистки происходит следующим образом. Нагнетаемое насосом масло поступает под днище и через отверстия в нем проходит в наружную полость фильтра. Затем, проходя под давлением через поры фильтрующего элемента 2, масло очищается и подается в центральную часть фильтра, откуда направляется в главную смазочную магистраль блока. При пуске холодного двигателя очистка масла осуществляется через специальную вставку 1, так как в этом случае загустевшее масло не проходит через бумажный фильтрующий элемент. При засорении фильтрующего элемента срабатывает перепускной клапан, который перепускает неочищенное масло непосредственно в смазочную магистраль. Фильтр заменяется при смене масла в двигателе.

Энергетические фильтры (центрифуги) могут включаться в систему смазывания последовательно или параллельно. В зависимости от способа привода ротора эти фильтры подразделяются на центрифуги: с механическим приводом, с реактивным сопловым приводом, с бессопловым приводом.

Центрифуга с механическим приводом (рис. 9.14) устанавливается на шпонке на носке коленчатого вала двигателей небольшой мощности. Загрязненное масло по каналам передней опоры коленчатого вала поступает в корпус центрифуги. При этом загрязняющие частицы отбрасываются и оседают на внутренних стенках крышки и корпуса центрифуги, а очищенное масло через центральный штуцер подается в главную масляную магистраль.

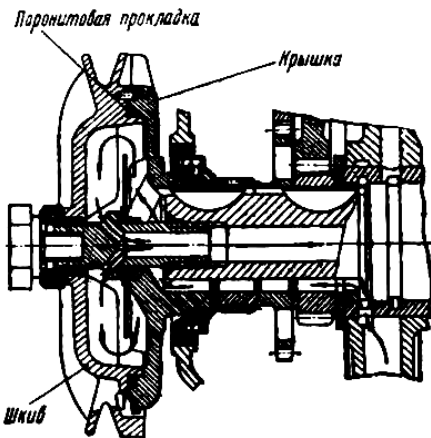


Рис. 9.14. Конструкция центрифуги с механическим приводом

В центрифуге с реактивным сопловым приводом (рис. 9.15) масло от масляного насоса по масляному каналу 11 подается под вставку 6 центрифуги, откуда небольшая часть масла, пройдя сетчатый фильтр 5, поступает к двум жиклерам 2, отверстия которых направлены в противоположные стороны. Масло, выбрасываемое из жиклеров в двух противоположных направлениях, создает крутящий момент, приводящий ротор 3, установленный на упорном подшипнике 10, во вращение с частотой 5000...6000 мин<sup>-1</sup>. При этом основная часть масла, поступающая в полость колпака 4 ротора, подвергается центробежной очистке. Продукты изнашивания, нагара и смолистые отложения, находящиеся в масле, отбрасываются под действием центробежной силы к внутренней поверхности колпака ротора и равномерно распределяются по ней в виде осадка, который удаляют при чистке центрифуги (одновременно со сменой масла в двигателе).

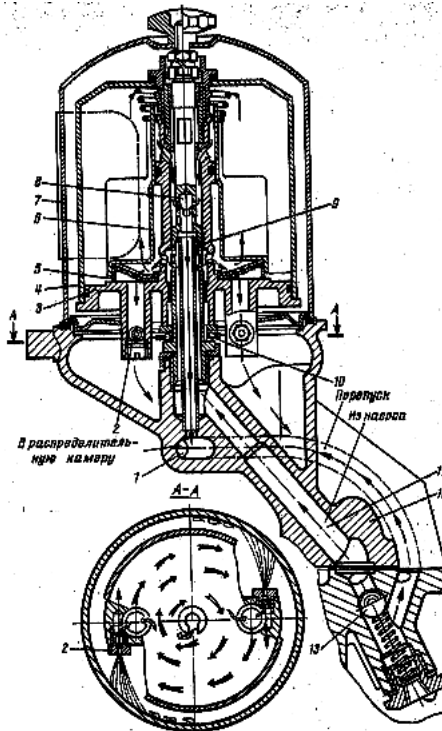


Рис. 9.15. Центрифуга с реактивным сопловым приводом:  
 1 – канал масляной магистрали; 2 – жиклеры; 3 – ротор; 4 – колпак ротора; 5 – сетчатый фильтр; 6 – вставка центрифуги; 7 – кожух; 8 – ось ротора; 9 – трубка ротора;  
 10 – подшипник; 11 – масляный канал от смазочного насоса; 12 – корпус;  
 13 – перепускной клапан

Очищенное масло через радиальные отверстия оси 8 ротора, трубку 9 и канал 1 поступает в распределительную камеру масляной магистрали. Канал соединен с перепускным клапаном 13, который при изнашивании подшипников коленвала или загустении масла (при пуске холодного двигателя) перепускает часть неочищенного масла в магистраль помимо центрифуги.

В центрифуге с *бессопловым приводом* масло, поступающее в ротор центрифуги под давлением, направляется на лопатки установленной в нем турбинки, создавая крутящий момент. Частота вращения роторов центрифуги достигает значений 6000...8000 мин<sup>-1</sup>. Это обеспечивает высокую степень очистки масла. Размер пропускаемых частиц не превышает 0,5...0,1 мкм.

При нормальном тепловом режиме работы двигателя температура масла должна составлять 65...85 °С. На грузовых автомобилях при повышенной температуре окружающего воздуха, а также при длительной работе двигателя на больших нагрузках необходимая интенсивность *охлаждения масла* достигается обдувом поддона картера воздухом и подачей масла в масляный радиатор. У большинства легковых автомобилей масло охлаждается в результате естественной теплоотдачи поверхности поддона картера, обдуваемого встречным потоком воздуха. При этом применяются литые оребренные или гофрированные штампованные поддоны.

*Масляные радиаторы* в зависимости от охлаждающей среды подразделяются на воздушно-масляные и жидкостно-масляные.

*Воздушно-масляные радиаторы* обдуваются встречным потоком воздуха или потоком, создаваемым вентилятором. Они обычно выполняются из оребренных трубок или имеют трубчато-пластинчатую конструкцию. Такие радиаторы могут устанавливаться либо перед радиатором системы охлаждения, либо параллельно с ним. Предусматривается отключение радиатора при температуре окружающего воздуха ниже 0 °С.

Основными преимуществами воздушно-масляных радиаторов являются относительно простое и надежное устройство. К недостаткам этих радиаторов относятся необходимость применения перепускного клапана для предотвращения разрушения охлаждающей решетки при холодном масле и загрязнение охлаждающей решетки.

*В жидкостно-масляные радиаторы* подается жидкость, циркулирующая в системе охлаждения двигателя. Пройдя теплообменник, эта жидкость снова возвращается в систему охлаждения. При этом перегретое масло отдает теплоту охлаждающей жидкости, а если масло холодное, то оно от этой жидкости подогревается. Жидкостно-масляные радиаторы могут иметь трубчатую или пластинчатую конструкцию.

Основными преимуществами жидкостно-масляных радиаторов являются быстрый прогрев масла после запуска двигателя и поддержание стабильного температурного режима.

Масляный радиатор может включаться в смазочную систему по одной из схем: последовательно в главную магистраль; параллельно главной магистрали с подачей масла от основной или от дополнительной секции масляного насоса.

Для очистки картера от картерных газов, образующихся вследствие прорыва продуктов горения через неплотности поршневых колец и их смешивания с парами масла в картере, необходима *вентиляция картера*. Вентиляция картера может быть вытяжной (естественной, открытой) и приточно-вытяжной (принудительной, закрытой). В *открытой системе вентиляции* газы отводятся в атмосферу, а в *закрытой* – во впускной газопровод и далее в цилиндры двигателя для дожигания. В современных двигателях применяется только закрытая система вентиляции.

### 9.3. Система охлаждения

Система охлаждения служит для поддержания оптимального теплового режима двигателя путем принудительного отвода теплоты от нагретых деталей и передачи этой теплоты окружающей среде.

Сгорание в двигателе происходит при очень высоких температурах (2200...2300 °С). Без принудительного охлаждения цилиндр, поршень и направляющие втулки клапанов нагреваются до температуры, значительно превышающей температуру воспламенения масла.

При перегреве двигателя увеличиваются силы трения и изнашивание деталей, уменьшаются тепловые зазоры, происходит нагарообразование, ухудшается наполнение цилиндров карбюраторных двигателей горючей смесью, а дизелей – очищенным воздухом. С другой стороны, при чрезмерном отводе теплоты возникает переохлаждение двигателя, которое вызывает изменение вязкостных свойств масла, что приводит также к увеличению изнашивания деталей и механических потерь на трение, снижению мощности и экономичности двигателя.

Поэтому независимо от нагрузки двигателя, следует поддерживать его тепловой режим в пределах 85...95 °С.

Применяется воздушное или жидкостное охлаждение. При воздушном охлаждении через ребренные поверхности блока и головки цилиндров излишняя теплота отводится потоком воздуха, создаваемым многолопастным вентилятором с устройством, регулирующим интенсивность охлаждения.

В воздушной системе охлаждения отсутствует радиатор, жидкостный насос, каналы и трубопроводы для охлаждающей жидкости. Преимуществами такой системы являются простота конструкции, уменьшение массы, удобство обслуживания, исключение опасности размораживания двигателя зимой. Недостатки воздушной системы охлаждения: большая мощность на привод вентилятора, затруднение пуска при низкой тем-

пературе из-за отсутствия возможности прогрева двигателя горячей водой.

Наибольшее распространение получили жидкостные системы с принудительной циркуляцией охлаждающей жидкости. При этом облегчается пуск двигателя при отрицательных температурах окружающего воздуха и уменьшается шум при работе двигателя.

Охлаждающие жидкости: вода или ее этиленгликолевые смеси – антифризы. Антифризы получают разбавлением технического этиленгликоля водой. Они при низкой температуре превращаются не в лед, а в густую массу, не вызывающую повреждения блока цилиндров или радиатора.

Принципиальная схема жидкостной системы охлаждения показана на рис. 9.16.

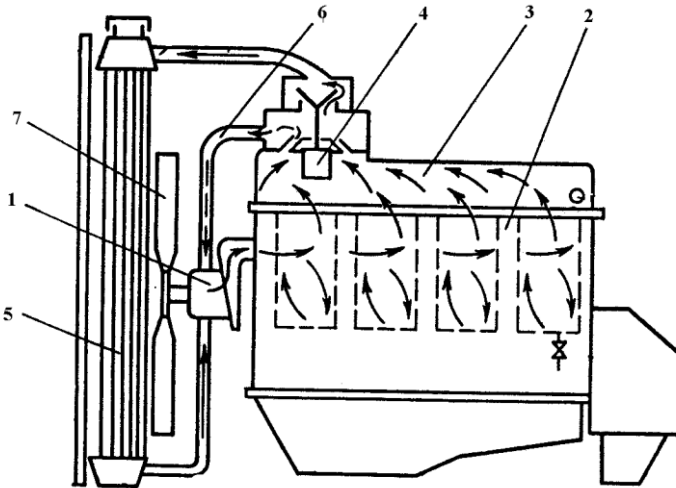


Рис. 9.16. Схема циркуляционной жидкостной системы охлаждения:  
 1 – жидкостный насос; 2 – рубашка охлаждения цилиндров двигателя; 3 – полость охлаждения головок цилиндров; 4 – термостат; 5 – радиатор; 6 – обводная магистраль;  
 7 – вентилятор

В зависимости от теплового состояния двигателя циркуляция жидкости в системе происходит по большому или малому кругу и обеспечивается насосом, который приводится в действие от шкива, соединенного со шкивом коленчатого вала. При нормальном тепловом режиме работы двигателя охлаждающая жидкость циркулирует по большому кругу. При этом клапан термостата открыт, и жидкость подается к верхнему бачку радиатора, откуда по трубкам сердцевины радиатора она поступает в его нижний бачок. Жидкость, проходящая через радиатор, охлаждается воздухом, подаваемым под напором вентилятором, и потоком воздуха, воз-

никающим при движении автомобиля и регулируемым при помощи жалюзи. Охлажденная жидкость через нижний патрубок радиатора подается снова к насосу и далее в рубашку охлаждения блока и головки цилиндров.

При пуске и работе непрогретого двигателя, когда температура охлаждающей жидкости ниже  $72\text{ }^{\circ}\text{C}$ , ее циркуляция происходит по малому кругу. В этом случае жидкость не поступает в радиатор, т.к. клапан термостата закрыт, а проходит по рубашке охлаждения блока и головки цилиндров и, омывая термостат, через обводную магистраль снова подается на всас насоса, обеспечивая тем самым быстрый прогрев холодного двигателя. По мере повышения температуры охлаждающей жидкости клапан термостата открывается и она начинает циркулировать по большому кругу.

Для нормальной работы двигателя температура охлаждающей жидкости при входе в водяную рубашку должна составлять  $75\text{...}80\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а при выходе из нее –  $85\text{...}95\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Для повышения температуры кипения воды в современных двигателях применяют закрытую систему охлаждения, которая может сообщаться с атмосферой при помощи пароотводной трубки только через паровоздушный клапан, расположенный в пробке радиатора или в пробке расширительного бачка, имеющего сливной кран.

Температуру охлаждающей жидкости в системах охлаждения контролируют с помощью дистанционных магнитоэлектрических термометров, состоящих из указателей и встроенных термодатчиков. О перегреве жидкости в системе охлаждения сигнализирует контрольная лампочка, установленная на щитке приборов и соединенная с термодатчиком, ввернутым в верхний бачок радиатора.

В некоторых конструкциях двигателей предусматривается циркуляция жидкости через распределительную трубу или продольный канал с отверстиями, направленными к наиболее нагретым деталям (выпускные клапаны, стенки камеры сгорания, свечи зажигания и т.д.). Это делается для обеспечения более равномерного режима охлаждения по длине двигателя.

Также систему охлаждения двигателя используют для отопления пассажирского помещения кузовов легковых автомобилей и автобусов, а также кабин грузовых автомобилей. Для этой цели в отопительной системе имеются радиаторы, специально встроенные в салон кузова или кабины, к которым через кран и шланги нагретая жидкость подается из системы охлаждения двигателя.

Для создания принудительной циркуляции охлаждающей жидкости в системе охлаждения служит *жидкостный насос*. Наиболее распространены консольные одноколесные насосы центробежного типа с полукрытой крыльчаткой (рис. 9.17). Насос расположен в передней части блока цилиндров и приводится в действие клиноременной передачей от шки-



ва коленчатого вала. Состоит из корпуса, крыльчатки и корпуса подшипников. Для обеспечения герметичности соединения корпуса насоса и корпуса подшипников служит уплотнитель.

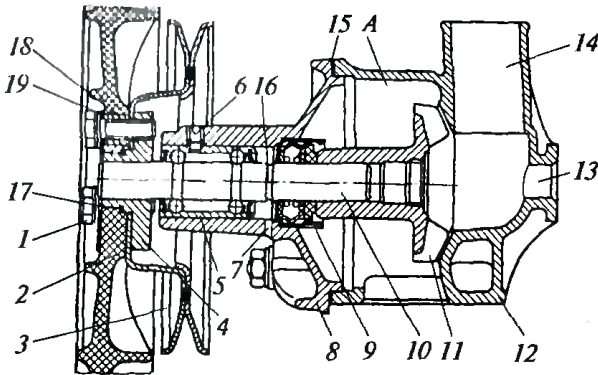


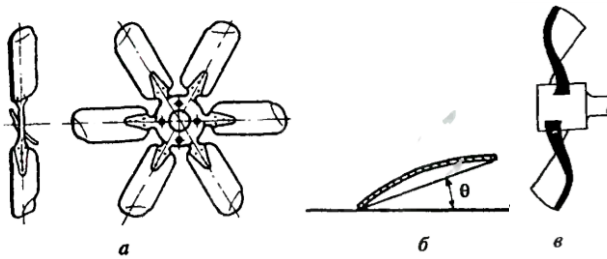
Рис. 9.17. Жидкостный насос двигателя:

1 – болт; 2 – вентилятор; 3 – шкив; 4 – ступица вентилятора; 5 – подшипник шариковый двухрядный; 6 – винт стопорный; 7 – дренажное отверстие; 8 – крышка; 9 – уплотнитель; 10 – вал; 11 – крыльчатка; 12 – корпус; 13 – приемное отверстие шланга отопителя; 14 – приемный патрубок; 15 – прокладка; 16 – канавка; 17 – кольцо; 18 – втулка дистанционная; 19 – шайба пружинная; А – полость насоса

Принцип работы жидкостного насоса следующий. Охлаждающая жидкость поступает в центральную часть насоса через патрубок 14, получает вращательное движение от лопаток рабочего колеса 11 и отбрасывается центробежными силами к периферии. В окружающем рабочее колесо диффузоре, имеющем форму улитки, кинетическая энергия жидкости преобразуется в потенциальную, повышая давление, и далее жидкость направляется в рубашку охлаждения двигателя.

Основными характеристиками насоса являются подача  $G_{\text{нас}}$ , кг/с; напор  $\Delta p_{\text{нас}}$ , МПа; потребляемая мощность  $N_{\text{нас}}$ , кВт; гидравлический КПД  $\eta_{\text{г}}$ .

*Вентилятор* служит для повышения скорости потока воздуха, проходящего через радиатор. В системах жидкостного охлаждения преимущественное распространение получили осевые вентиляторы. Вентиляторы могут выполняться клепаными или литыми (рис. 9.18). КПД вентиляторов со штампованными лопастями существенно ниже КПД литых вентиляторов, выполненных из полимерных материалов или алюминиевых сплавов с профилированными лопастями. На ряде двигателей лопасти вентилятора располагают в направляющем кожухе (диффузоре), который улучшает вентиляцию подкапотного пространства и увеличивает количество воздуха, проходящего через радиатор.



9.18. Осевые вентиляторы:

*a* – клепаный; *б* – установка лопасти клепаного вентилятора по отношению к плоскости вращения; *в* – литой

Привод может быть осуществлен либо клиноременной передачей от шкива коленчатого вала, либо через систему зубчатых колес, непосредственно от зубчатого колеса распределительного вала. На некоторых переднеприводных автомобилях устанавливают электровентиляторы. Включение электровентилятора осуществляется от датчика температуры охлаждающей жидкости.

Частота вращения вентилятора с приводом от коленчатого или распределительного вала и, соответственно, его производительность в зависимости от температуры охлаждающей жидкости регулируется с помощью муфт (вязкостных, гидравлических и др.).

Регулирование количества теплоты, отводимой от двигателя в окружающее пространство в единицу времени, осуществляется изменением массового расхода теплоносителей в жидкостном и воздушном контурах радиатора. Базовым при этом является регулирование производительности по жидкостному контуру, выполняемое с помощью автоматически действующего термостата, включаемого в циркуляционный контур. *Термостат* представляет собой клапан, регулирующий количество циркулирующей через радиатор жидкости. По конструкции термочувствительного элемента различают термостаты с жидким и твердым наполнителем.

Термостат с жидким наполнителем (рис. 9.19) имеет сильфон (гофрированный цилиндр) из тонкой латуни, заполненный легкоиспаряющейся жидкостью (смесью этилового спирта и воды в соотношении 1:3 по объему). К верхней части гофрированного цилиндра штоком присоединен клапан термостата. При температуре охлаждающей жидкости ниже 75 °С гофрированный цилиндр находится в сжатом состоянии, клапан термостата при этом закрыт, а охлаждающая жидкость, проходя через окна перепускного клапана, циркулирует через перепускной канал (шланг) по малому кругу, минуя радиатор.

С повышением температуры охлаждающей жидкости смесь в сильфоне подогревается и начинает испаряться, давление нем увеличивается, и сильфон удлиняется. При этом клапан термостата приоткрывается и

жидкость начинает циркулировать по большому кругу. При температуре выше  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$  клапан термостата открывается полностью, и вся жидкость циркулирует через радиатор.

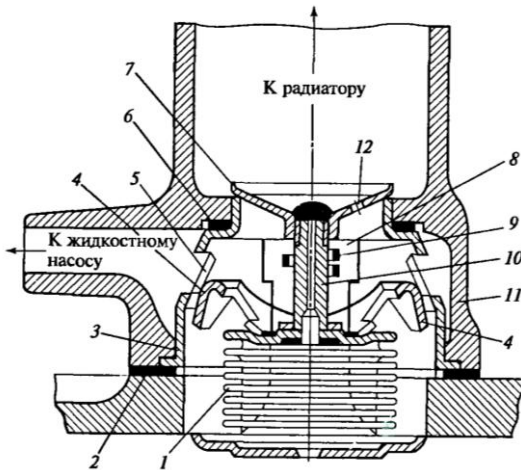


Рис. 9.19. Термостат с жидким наполнителем:

1 – сильфон; 2, 6 – герметизирующие прокладки; 3 – корпус термостата; 4 – перепускной клапан; 5 – окна перепускного клапана; 7 – основной клапан; 8 – кронштейн крепления нижней части сильфона к корпусу; 9 – направляющая штока основного клапана; 10 – шток основного клапана; 11 – выходной патрубок; 12 – отверстие для выхода воздуха при заполнении системы охлаждающей жидкостью

Такие термостаты имеют ограниченный ресурс вследствие образования микроскопических усталостных трещин в стенках сильфона и потери им герметичности.

Этого недостатка в значительной мере лишен термостат с твердым наполнителем (рис. 9.20). Термостат с твердым наполнителем состоит из капсулы, заполненной активной массой (обычно смесь нефтяного воска и медного порошка), закрытой резиновым буфером-мембраной, и штоком, упирающимся в регулировочный винт, расположенный в верхней рамке термостата, кольцо которой образует седло для основного клапана. Через направляющее кольцевое отверстие в нижней рамке термостата проходит конец капсулы, на котором закреплен перепускной клапан, зафиксированный упругим кольцом и пружиной.

При температуре охлаждающей жидкости ( $70\pm 2$ )  $^{\circ}\text{C}$  активная масса начинает плавиться и расширяется. При этом шток, упирающийся в регулировочный винт, отжимает капсулу вместе с основным клапаном от седла и открывает проход жидкости к радиатору. Одновременно нижний конец капсулы с перепускным клапаном перекрывает циркуляцию жидкости

по малому кругу. Полное открытие основного клапана происходит при температуре  $(83 \pm 2)^\circ\text{C}$ . Т.е. при температуре  $68 \dots 85^\circ\text{C}$  клапаны термостата, изменяя свое положение, регулируют в заданных пределах количество охлаждающей жидкости, проходящей через радиатор, поддерживая тем самым нормальный температурный режим работы двигателя.

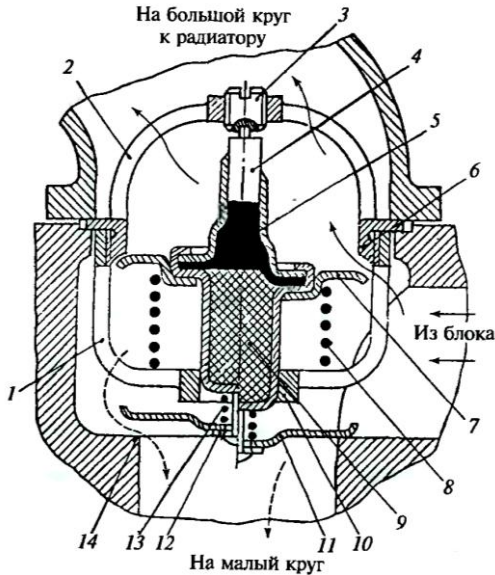


Рис. 9.20. Термостат с твердым наполнителем:

- 1 – нижняя рамка термостата; 2 – верхняя рамка термостата; 3 – регулировочный винт;  
 4 – шток; 5 – резиновый буфер-мембрана; 6 – седло основного клапана; 7 – основной клапан; 8 – пружина основного клапана; 9 – капсула с активной массой;  
 10 – направляющее кольцевое отверстие; 11 – перепускной клапан; 12 – фиксирующее кольцо перепускного клапана; 13 – пружина перепускного клапана; 14 – седло перепускного клапана

*Радиатор*, являющийся теплообменным узлом, предназначен для передачи теплоты от охлаждающей жидкости потоку воздуха. Конструкция радиаторов реализуется по следующим компоновочным схемам: с вертикальным, горизонтальным и наклонным расположением бачка. Наибольшее распространение получили радиаторы с естественным (вертикальным) направлением потока охлаждающей жидкости. Обычно радиаторы устанавливаются перед двигателем, но при значительных габаритах могут располагаться в другом месте (например, сбоку от двигателя).

Радиатор состоит из верхнего и нижнего бачков (либо левого и правого при горизонтальном расположении радиатора) и теплоотдающей сердцевины, наружная поверхность которой обдувается возду-

хом, рассеивающим теплоту, полученную жидким теплоносителем (охлаждающей жидкостью) от нагретых деталей двигателя.

Количество воздуха, проходящего через сердцевину, регулируется створками-жалюзи, установленными в специальной рамке на каркасе радиатора. Они представляют собой набор узких пластин и снабжены шарнирным устройством, обеспечивающим их поворот из кабины водителя. В радиаторах применяют в основном трубчато-пластинчатые или трубчато-ленточные сердцевинные (рис. 9.21).

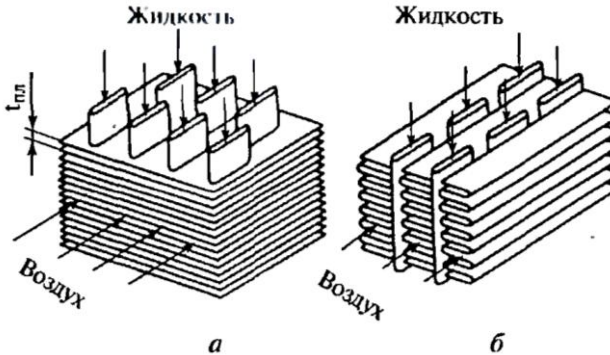


Рис. 9.21. Теплоотсеивающая сердцевина радиаторов:  
а – трубчато-пластинчатого; б – трубчато-ленточного

Трубчато-пластинчатая сердцевина состоит из 3...4 рядов трубок овального сечения, изготавливаемых из латуни или алюминиевого сплава, к которым припаяны поперечно расположенные пластины из того же материала, увеличивающие поверхность охлаждения.

Трубчато-ленточная сердцевина состоит из плоских латунных трубок, между рядами которых размещаются широкие зигзагообразные медные ленты, имеющие специальные выштамповки, искривляющие воздушный канал и повышающие эффективность отдачи теплоты потоку воздуха. Радиаторы с трубчато-ленточной сердцевиной получили широкое распространение и устанавливаются на большинстве двигателей.

В трубчато-пластинчатых радиаторах может выполняться коридорное и шахматное расположение охлаждающих трубок по отношению к потоку охлаждающего воздуха, а также шахматное под углом к потоку. В трубчато-ленточных радиаторах – только коридорное.

В современных системах охлаждения закрытого типа горловина радиатора с установленной в ней пароотводной трубкой герметически закрывается пробкой. Т.к. давление в такой системе охлаждения несколько больше атмосферного, то температура кипения жидкости составляет 108...119 °С. Она меньше испаряется и реже закипает, что обеспечивает более длительную работу двигателя без дозаправки и перегрева.

Герметичность закрытия горловины радиатора пробкой достигается упорной гофрированной шайбой и пружиной, а сообщение системы охлаждения с атмосферой происходит через паровой и воздушный клапаны (рис. 9.22). При избыточном давлении паровой клапан открывается, и пар или жидкость поступает к пароотводной трубке. Из-за разрежения, возникающего после выхода пара, давление в системе снижается, и открывается воздушный клапан, что предохраняет верхний бачок радиатора от деформации под действием давления воздуха.

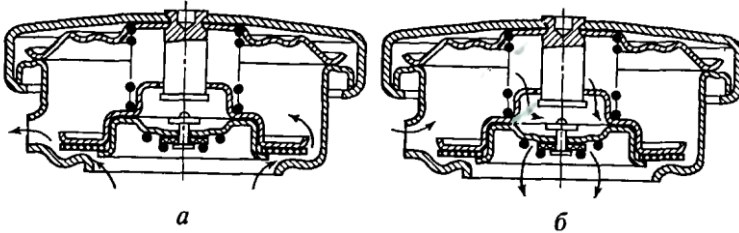


Рис. 9.22. Пробка радиатора с открытым клапаном:  
а – паровым; б – воздушным

На двигателях большинства автомобилей устанавливают расширительный бачок, служащий для поддержания постоянного объема циркулирующей жидкости. Для контроля уровня жидкости в бачке может использоваться контрольная метка, кран или электронный датчик. В пробке расширительного бачка или в пробке радиатора размещаются выпускной и впускной клапаны, устройство и принцип действия которых аналогичны паровому и воздушному клапанам.

При избыточном давлении в системе охлаждения открывается выпускной клапан и пар или жидкость по трубопроводу отводится в расширительный бачок. По мере понижения температуры двигателя объем охлаждающей жидкости уменьшается, вследствие чего создается разрежение, под действием которого открывается впускной клапан, и жидкость из расширительного бачка поступает обратно в радиатор, в результате объем жидкости в системах охлаждения поддерживается постоянным.

Охлаждающую жидкость сливают через сливные краны, расположенные, соответственно, на нижней патрубке радиатора и в нижней части блок-картера. При этом пробки радиатора и расширительного бачка должны быть открытыми.

В большинстве автотракторных двигателей *воздушного охлаждения* применяется система с принудительным нагнетанием воздуха в межреберные каналы головок и цилиндров. При этом расход воздуха регулируется дефлектирующими элементами (рис. 9.23).

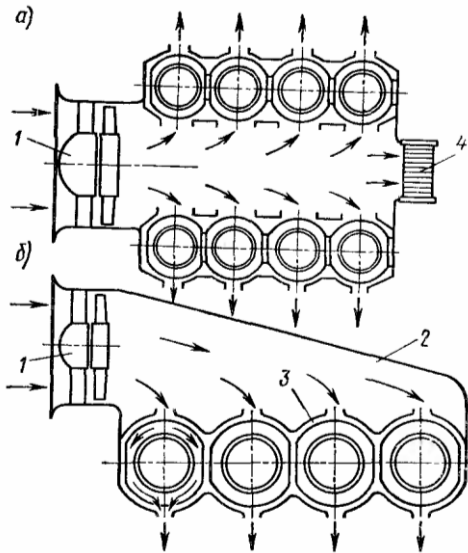


Рис. 9.23. Схемы циркуляции охлаждающего воздуха в двигателях воздушного охлаждения:

- a* – V-образном; *б* – рядном;  
 1 – вентилятор; 2 – кожух;  
 3 – дефлектор;  
 4 – масляный радиатор

Для обеспечения высоких скоростей циркуляции воздуха применяют высокоэффективные осевые вентиляторы с большим числом профилированных лопаток. Полный напор, развиваемый такими вентиляторами, достигает 1...2,5 кПа.

Форма и размеры охлаждающих ребер должны обеспечивать требуемую теплоотдачу при минимальном аэродинамическом сопротивлении. Чаще всего используются трапециевидные ребра, которые удобны в производстве и имеют высокую тепловую эффективность.

### Вопросы для самопроверки

1. Назначение и основные элементы системы питания карбюраторного ДВС.
2. В чем заключается сущность процесса смесеобразования в карбюраторных двигателях?
3. Какие требования предъявляются к карбюраторам?
4. Устройство и принцип работы простейшего карбюратора.
5. Назначение и устройство главной дозирующей системы и системы холостого хода карбюраторного ДВС.
6. Назначение и устройство экономайзера мощностных режимов карбюраторного двигателя.
7. Назначение и устройство ускорительного насоса карбюраторного двигателя.
8. Достоинства и недостатки систем впрыска легкого топлива.

9. Типы и основные отличия различных схем впрыска бензина.
10. Устройство и принцип работы электромагнитной форсунки систем впрыска бензина.
11. Топливные насосы каких типов используются в системах впрыска бензина?
12. Опишите устройство топливной системы разделенного типа двигателей с воспламенением от сжатия.
13. Опишите работу системы питания дизеля.
14. Устройство и принцип работы ТНВД дизеля.
15. Устройство и принцип работы топливных форсунок дизеля.
16. Каково назначение системы смазки ДВС?
17. Классификация и принципиальные особенности различных видов смазочных систем ДВС.
18. Масляные насосы: назначение, типы, принцип работы.
19. Устройство и принцип действия барьерного масляного фильтра.
20. Типы энергетических масляных фильтров.
21. Работа центрифуги с реактивным сопловым приводом.
22. Масляные радиаторы: типы, преимущества и недостатки.
23. Какие бывают системы вентиляции картера?
24. Каково назначение системы охлаждения ДВС?
25. Какой тепловой режим является оптимальным для ДВС?
26. Проведите сопоставление различных типов систем охлаждения.
27. По какому пути осуществляется циркуляция жидкости в системе охлаждения при нормальном тепловом режиме двигателя?
28. По какому пути осуществляется циркуляция жидкости в системе охлаждения при пуске и работе непрогретого двигателя?
29. Назначение, конструкции и принцип работы наиболее распространенных жидкостных насосов системы охлаждения.
30. Назначение и типы вентиляторов системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания.
31. Для чего в системах охлаждения ДВС используется термостат?
32. Конструкция и принцип действия термостатов.
33. Каким образом осуществляется регулирование количества теплоты, отводимой от двигателя в окружающее пространство?
34. Назначение, конструкция и принцип работы жидкостного радиатора.
35. Каким образом в жидкостной системе охлаждения поддерживается постоянный объем циркулирующей жидкости?



## **Глава 10. ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ НАЗЕМНОГО ТРАНСПОРТА**

### **10.1. Основные пути совершенствования двигателей наземного транспорта**

Развитие наземных транспортных комплексов невозможно без постоянного совершенствования транспортных энергетических установок.

Главными направлениями развития двигателестроения являются:

- повышение энергоэкономических показателей двигателя в целом за счет совершенствования рабочего процесса;
- повышение моторесурса в километрах пробега транспортного средства и моточасах работы;
- снижение токсичности отработавших газов;
- снижение материальных затрат при изготовлении двигателя, на техническое обслуживание и ремонт двигателя;
- переход на использование нетрадиционных топливных ресурсов.

Повышение экономичности бензиновых и дизельных двигателей транспортных средств, а также снижение токсичности отработавших газов в современных двигателях достигается путем применения систем впрыска топлива с электронным управлением цикловой подачей топлива, повышения давления впрыскиваемого топлива (что улучшает распыливание топлива на мелкие капли), более равномерного распределения топлива по объему камеры сгорания. Кроме того, снижению токсичности отработавших газов способствует применение нейтрализаторов отходящих газов, фильтров, рециркуляции отработавших газов в рабочий объем цилиндров и т.д.

Повышение моторесурса двигателей достигается совершенствованием их конструкции, применением высококачественных горючесмазочных материалов, своевременным и качественным проведением работ по диагностированию и техническому обслуживанию двигателей.

### **10.2. Способы повышения мощности двигателей внутреннего сгорания**

Для анализа влияния различных факторов на энергетические параметры двигателя целесообразно выразить зависимость индикаторной мощности ДВС через его основные параметры, кВт

$$N_i = \frac{1}{120} \cdot \frac{H_u}{\alpha l_0} \cdot V_h \rho_k \eta_v \eta_i n, \quad (10.1)$$

где  $H_u$  – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;  $\alpha$  – коэффициент избытка (расхода) воздуха;  $l_0$  – теоретически необходимое количество воз-

духа для полного сгорания 1 кг топлива, кг возд. / кг топл.;  $V_h$  – рабочий объем цилиндра, м<sup>3</sup>;  $\rho_k$  – плотность воздуха перед впускными органами двигателя, кг/м<sup>3</sup>;  $\eta_V$  – коэффициент наполнения;  $\eta_i$  – индикаторный КПД;  $n$  – частота вращения коленчатого вала, мин<sup>-1</sup>.

Анализируя приведенное выражение, можно выделить основные факторы, воздействуя на которые, можно влиять на величину индикаторной мощности.

Первая группа факторов обуславливает повышение эффективности преобразования теплоты в индикаторную работу за счет воздействия на индикаторный КПД путем сокращения потерь теплоты и улучшения эффективности теплоиспользования. К этим факторам относятся повышение степени сжатия, совершенствование качества смесеобразования, снижение потерь теплоты в систему охлаждения, снижение потерь теплоты на процессы газообмена. Этого можно достичь совершенствованием конструкции впускного и выпускного трактов в части снижения аэродинамических потерь, совершенствованием конструкции топливной аппаратуры, интенсификацией турбулизации заряда в цилиндре и другими мероприятиями.

Вторая группа факторов определяет количество топлива, вводимого в полость цилиндра двигателя в единицу времени. К этой группе факторов относятся рабочий объем цилиндра, коэффициент наполнения, плотность воздуха на впуске в двигатель, частота вращения коленчатого вала двигателя.

Наиболее эффективными методами повышения энергоэкономических показателей двигателя являются:

- увеличение рабочего объема двигателя;
- повышение частоты вращения коленчатого вала;
- повышение массы свежего заряда за счет применения наддува.

Увеличение рабочего объема ДВС вызывает пропорциональное увеличение массы свежего заряда, поступающего в цилиндры за цикл, что в свою очередь позволяет увеличить количество сжигаемого топлива. Рабочий объем двигателя может быть увеличен как за счет увеличения диаметра цилиндра, так и за счет увеличения количества цилиндров.

Однако с увеличением размеров цилиндров и их количества возрастают масса и габариты двигателя в целом, что не рационально.

Увеличение частоты вращения коленчатого вала двигателя вызывает увеличение количества топлива, сжигаемого в единицу времени. При этом мощность двигателя возрастает пропорционально частоте вращения. Однако, начиная с некоторой величины частоты вращения коленчатого вала, аэродинамические потери во впускном и выпускном трактах двигателя, а также тепловая и механическая напряженность деталей ДВС возрастают настолько, что дальнейший рост мощности двигателя замедляет-

ся, а, начиная с некоторой величины частоты вращения, мощность двигателя даже убывает.

Дальнейшее повышение мощности двигателя с увеличением частоты вращения коленчатого вала возможно за счет совершенствования конструкции впускного и выпускного трактов, применения многокамерных карбюраторов, перехода на впрыск легкого топлива во впускной трубопровод или непосредственно в цилиндры, увеличения числа клапанов на цилиндр и другими мероприятиями.

Применение наддува для увеличения мощности двигателя является наиболее эффективным и наиболее часто применяемым средством повышения энергоэкономических показателей ДВС. Повышение мощности при наддуве достигается увеличением массового наполнения цилиндров свежим зарядом за счет предварительного сжатия вне цилиндра двигателя и наполнения под давлением.

### **10.3. Применение в автотракторных двигателях перспективных топлив**

Развитие и совершенствование двигателей внутреннего сгорания за счет проведения приведенных выше мероприятий активно осуществляется в настоящее время и, вероятно, будет осуществляться в будущем. Однако потенциал такого развития в существенной степени уже исчерпан. В то же время в последние годы приоритетное значение приобрели проблемы существенного улучшения экономических и экологических показателей ДВС. Эти задачи вытекают из ситуации, связанной с глобальным характером топливного, энергетического и экологического кризисов, к которым пришла наша цивилизация.

Решение указанных задач возможно за счет поиска эффективных заменителей традиционных углеводородных жидких топлив. Такими заменителями с различной степенью использования являются растительные топлива, спирты, сжиженный пропан-бутан, диметилэфир, природный газ, водород.

*Растительные топлива* получают из рапса, сои, подсолнечника. К таким топливам можно также отнести спирты (метиловый и этиловый), метиловый эфир рапсового масла и диметилэфир, которые получают переработкой биомассы.

Теплота сгорания смеси метилового эфира рапсового масла с воздухом близка к удельной теплоте сгорания дизельного топлива. По другим моторным свойствам (цетановое число, плотность, кинематическая вязкость) эти два вида топлива также близки, однако фракционный состав их существенно различается. Содержание трехатомных газов и водяного пара в отработавших газах метилового эфира рапсового масла лишь незначительно выше, чем у дизельного топлива. При использовании мети-

лового эфира рапсового масла и оптимальной организации процессов смесеобразования и тепловыделения можно получить показатели, не уступающие показателям, получаемым при применении дизельного топлива. Однако пусковые качества двигателя при использовании метилового эфира рапсового масла несколько хуже.

При использовании *метанола* в дизелях в случае организации достаточно близких по длительности и характеру процессов тепловыделения индикаторные показатели ДВС будут практически равными аналогичным показателям при использовании дизельного топлива. Однако доля трехатомных компонентов в отработавших газах при использовании метанола несколько выше, чем при использовании дизельного топлива.

Цетановое число метанола составляет 3–5. Поэтому для воспламенения метанола используется либо такая мера, как сжигание запальной порции дизельного топлива, либо специальные свечи зажигания.

При внешнем смесеобразовании в двигателях с искровым зажиганием испарение метанола, имеющего высокую теплоту парообразования, производится в управляемом испарителе, как правило, за счет теплоты жидкости, охлаждающей двигатель. В цилиндры поступает газообразная смесь, воспламеняемая от искры. Коэффициент наполнения в двигателе при использовании метанола несколько меньше, чем в бензиновом двигателе, однако это можно компенсировать повышением степени сжатия, учитывая высокое октановое число метанола. Иногда в двигателе с искровым зажиганием используют смеси бензина и метанола или этанола, что также позволяет повысить степень сжатия ДВС, благодаря более высокому октановому числу смеси. В результате повышается экономичность двигателя.

Недостаточная вязкость метанола требует добавления в него небольших количеств (1–2 % по массе) касторового масла во избежание повышенных износов деталей топливной системы. Также для некоторых сочетаний металлов существует опасность электролитической коррозии.

В настоящее время экономически целесообразно не создание новых конструкций двигателей, работающих на *природном газе*, а перевод жидкотопливных двигателей в газовые. Для легковых автомобилей часто применяется концепция *би-топливного* двигателя, но в случае внешнего смесеобразования при этом снижается мощность двигателя. Чтобы избежать снижения мощности необходимо отказаться от би-топливной системы питания, применить более высокую степень сжатия и внутреннее смесеобразование, а также использовать наддув.

Замена дизелей на газовые двигатели осуществляется или заменой дизеля специально сконструированным газовым двигателем с количественным регулированием и искровым зажиганием, или переводом дизеля на питание природным газом при помощи некоторых доработок и использования количественного регулирования и искрового зажигания. Второй

путь экономически более выгоден. При этом стоимость производства таких двигателей меньше стоимости производства дизеля или газодизеля. Расходы на переоборудование окупаются в короткие сроки.

При газодизельном процессе воспламенение бедной газозвоздушной смеси обеспечивается подачей небольшой запальной порции дизельного топлива. Основная часть теплоты вводится с природным газом при внешнем смесеобразовании. Применяется качественное или смешанное регулирование. При переводе все основные детали дизеля остаются без изменения, добавляются лишь агрегаты, необходимые для хранения и подачи газа. Преимущество газодизельных двигателей – быстрый переход с одного вида топлива на другой. Однако из-за добавления второй системы питания, а также возможности коксования распылительных форсунок снижается надежность таких двигателей.

При переводе дизеля в чисто газовый двигатель необходимы: доработка поршней для снижения степени сжатия с 16...18 до 11...14; доработка отверстий под форсунку в головке цилиндров с целью установки свечи зажигания; установка распределителя вместо топливного насоса и установка во впускную систему смесителя с дроссельной заслонкой. При этом реализуется центральная эжекционная подача газа. При использовании микропроцессорного зажигания отпадает необходимость в приводе распределителя.

Улучшение работы газового двигателя обеспечивает центральная подача газа под давлением. Но при этом имеет место задержка изменения работы цилиндров по отношению к моменту изменения дозы подаваемого топлива. Распределенная подача газа по впускным патрубкам обеспечивает лучшие динамические свойства работы двигателя. При этом требуется применение форм камер сгорания, обеспечивающих повышенную турбулизацию смеси и изменение литья головки переводимого двигателя.

При использовании газовых двигателей снижаются концентрации вредных компонентов в отработавших газах, шум, расход смазочного масла, а также увеличивается срок службы двигателя. Однако при подаче через впускную систему уменьшается наполнение цилиндров воздухом, ниже степень сжатия и индикаторный КПД. Но повышение расхода топлива относительно невелико и, с учетом меньшей стоимости газа, не является существенным недостатком. С другой стороны, вместимость газовых баллонов, а, следовательно, и их масса должны быть больше, чем для газодизеля. Кроме того, пробег транспортного средства с газовым двигателем заметно ниже по сравнению с пробегом машин, оборудованных дизелем или газодизелем.

Для улучшения экологических показателей целесообразно или существенно обеднение смеси (но при этом резко падают номинальная мощность и максимальный крутящий момент), или обеспечение работы газового двигателя на стехиометрической смеси и применение трехком-

понентного нейтрализатора. Однако при этом очень высока тепловая напряженность деталей двигателя. Для обеспечения такого же индикаторного давления, что и при стехиометрической смеси, в газовом двигателе, работающем на бедной смеси ( $\alpha=1,6$ ), нужно применить наддув до  $p_k=0,1335-0,135$  с промежуточным охлаждением воздуха. Тогда значительно снижаются относительные потери теплоты в среду охлаждения, что, наряду с повышением КПД цикла, заметно повышает экономичность цикла газового двигателя под наддувом на бедной смеси.

Определенные перспективы имеет также применение в качестве топлива для ДВС *сжиженного пропан-бутана*, основными преимуществами которого перед природным газом являются существенно меньшие масса и стоимость баллонов для его хранения на борту автотранспортного средства.

При использовании *диметилэфира* в дизелях сохраняются следующие преимущества, свойственные двигателям этого типа:

- высокая экономичность;
- воспламенение от сжатия, являющееся наиболее надежным способом возбуждения горения;
- качественное регулирование;
- высокие надежность и долговечность, которые при работе на диметилэфире могут повыситься вследствие меньшего попадания в смазочное масло сажи.

При этом использование диметилэфира позволяет решить следующие проблемы, возникающие при работе дизеля:

- исключить дымление благодаря высокому содержанию в топливе кислорода и отсутствию связи углерод – углерод;
- существенно снизить выбросы оксидов азота благодаря высокому цетановому числу топлива и короткой задержке воспламенения;
- снизить шумоизлучение от процесса сгорания благодаря меньшей скорости нарастания давления в цилиндре при сгорании;
- обеспечить хорошие пусковые свойства благодаря высокому цетановому числу и более интенсивному испарению распыленного диметилэфира в цилиндре.

Малая токсичность дизелей без наддува при работе их на диметилэфире может продлить период их экономически целесообразного применения на транспорте.

Низкая температура кипения диметилэфира обеспечивает исключительно малые отложения на деталях камеры сгорания. Кроме того, высокое давление насыщенных паров и низкая температура кипения требуют применения для хранения диметилэфира баллонов, аналогичных используемым при работе двигателей на сжиженном пропан-бутане.

*Водород* в двигателях внутреннего сгорания используется в газообразном состоянии. Применение водорода в двигателях с искровым зажи-

ганием возможно в чистом виде или в качестве присадки в смесях с бензином. При использовании водорода в качестве присадки к бензину он заметно повышает антидетонационную способность двигателя.

Для увеличения удельной работы цикла при питании двигателя водородом организуют внутреннее смесеобразование. При внешнем смесеобразовании существенно падает мощность. Хранение водорода на борту транспортного средства наиболее целесообразно в виде металлгидридов.

Для обеспечения выполнения требований по снижению выбросов в атмосферу основного парниковообразующего газа – диоксида углерода (углекислого газа) – требуется значительное снижение потребления автотракторными двигателями углеводородных топлив. С этой целью в настоящее время много внимания уделяется разработке для транспортных и транспортно-технологических машин *нетрадиционных силовых установок*.

К числу таких установок можно отнести *комбинированные энергетические установки* (КЭУ), которые также называют гибридными. Комбинированные энергетические установки включают в себя два источника энергии: двигатель внутреннего сгорания и электрогенератор, потоки энергии от которых имеют сложную функциональную связь. Кроме того, в состав этих установок входят обратимая электромашина, аккумулятор, электродвигатель, электропреобразователи, высоковольтные кабели, трансмиссия и система управления.

Применение комбинированных энергетических установок по сравнению с традиционными ДВС обеспечивает транспортному средству ряд новых качеств:

- работу ДВС меньшей мощности в узком диапазоне наиболее экономичных режимов, а в идеале – в самом экономичном режиме;
- на неэкономичных режимах холостого хода и в начале разгона ДВС на трансмиссию не работает, что улучшает экономические и экологические показатели автомобиля;
- возможность рекуперации энергии при торможении на принудительном холостом ходу и при спусках транспортного средства с направлением ее в аккумулятор, что при выключенном ДВС уменьшает расход топлива и выбросы токсичных газов;
- улучшение динамических качеств транспортного средства из-за высокого крутящего момента электрического привода на малых скоростных режимах.

Также перспективным направлением является *использование силовых установок на топливных элементах*. Наиболее подходящим для силовой установки наземного транспортного средства является топливный элемент с полимерной электролитной мембраной, имеющий очень высокую удельную мощность и КПД до 40 %. Его рабочая температура 80 °С достаточно низка, и ею можно легко управлять.

Топливный элемент с полимерной электролитной мембраной состоит из двух пластин: анода и катода, разделенных твердым полимерным электролитом, называемым полимерной мембраной. Каждая пластина покрыта платиновым катализатором. Катализатор на аноде вызывает распад молекул подводимого в качестве топлива водорода на свободные электроны и протоны (положительно заряженные ионы водорода). Свободные электроны перемещаются в виде электрического тока по внешней цепи и могут совершать работу (приводить в движение электродвигатель). Протоны проникают через твердый электролит на катод, где под воздействием катализатора объединяются с кислородом, содержащимся в воздухе, и электронами из внешней цепи, образуя воду и выделяя некоторое количество теплоты.

В случае использования силовых агрегатов, работающих на топливных элементах, электрическая энергия производится без образования каких-либо токсичных веществ, а количество водорода, используемого в качестве топлива, неограниченно, хотя он находится в связанной форме, например в составе воды. Данная технология позволяет экономить природные ресурсы и радикально снижать выбросы углекислого газа. При этом значительно улучшаются акустические характеристики транспортных средств, исключается механический износ в процессе образования электрического тока в батарее топливного элемента, улучшаются компоновочные возможности транспортного средства, повышаются комфорт и удобство управления вследствие отсутствия коробки передач, а также решается проблема питания многочисленных электрических и электронных систем, возникающая в ситуациях, когда транспортное средство стоит с неработающим двигателем. КПД современных топливных элементов выше, чем КПД дизеля, а, кроме того, их максимальный КПД достигается в области малых нагрузок.

Главными недостатками транспортных средств, работающих на топливных элементах, до последнего времени являлись значительные размеры и масса силовой установки (включая систему для производства водорода на борту), а также высокая стоимость, примерно в десять раз превышающая стоимость аналогичной машины с ДВС. Кроме того, массовому производству транспортных средств на топливных элементах препятствует отсутствие сети станций по заправке водородом. Однако в последние годы массогабаритные показатели и стоимость силовых агрегатов на топливных элементах стремительно снижаются.

Так как двигатели транспортных средств часто работают в условиях резко переменных режимов, топливные элементы лучше использовать в составе комбинированной энергетической установки, имеющей батарею топливных элементов и аккумулятор. Аккумулятор в этом случае передает тяговому электродвигателю дополнительную энергию при резком уве-



личении нагрузки и поглощает энергию топливного элемента при резком сбросе нагрузки.

Если совершенствование топливных элементов и конструкции транспортных средств, в которых они используются, будет продолжаться прогнозируемыми темпами, а планы по строительству станций по заправке водородом будут выполнены, то можно ожидать к 2020 г. создание в развитых странах условий для массового перехода на использование в транспортных и транспортно-технологических машинах топливных элементов.

### **Вопросы для самопроверки**

1. Перечислите основные пути совершенствования автотракторных двигателей.
2. За счет выполнения каких мероприятий достигается повышение моторесурса двигателя?
3. Перечислите основные факторы, воздействуя на которые, можно влиять на величину индикаторной мощности.
4. Назовите и охарактеризуйте наиболее эффективные методы повышения энергоэкономических показателей двигателя.
5. Дайте характеристику растительным топливам как перспективным моторным топливам.
6. Дайте характеристику метиловому и этиловому спиртам как перспективным моторным топливам.
7. Дайте характеристику природным газам как перспективным моторным топливам.
8. Дайте характеристику сжиженного пропан-бутана как перспективного моторного топлива.
9. Дайте характеристику диметилэфира как перспективного моторного топлива.
10. Дайте характеристику водорода как перспективного моторного топлива.
11. Какие силовые агрегаты получили название комбинированные энергетические установки?
12. Перечислите преимущества использования комбинированных энергетических установок в качестве автомобильных двигателей.
13. Опишите принцип работы топливного элемента с полимерной электролитной мембраной.
14. Перечислите преимущества использования силовых установок на топливных элементах в качестве автотракторных двигателей.
15. Перечислите недостатки использования силовых установок на топливных элементах в качестве автотракторных двигателей.

## Глава 11. ЗАДАНИЕ НА ВЫПОЛНЕНИЕ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

Назначением выполнения расчетно-графической работы является изучение студентами методики и приобретение навыков расчета действительного рабочего цикла самых распространенных энергетических установок транспортно-технологического оборудования – двигателей внутреннего сгорания.

Расчет двигателей с искровым зажиганием производится либо на режиме номинальной мощности ( $N_{\max}$ ), либо на режиме максимального крутящего момента ( $M_{\text{кр}}$ ). Расчет дизеля производится на режиме номинальной мощности ( $N_{\max}$ ). Информация о расчетном режиме отражается в задании.

Расчетно-пояснительная записка (РПЗ) оформляется на листах формата А4 (с одной стороны листа) в стандартных рамках. Рамки и основные надписи в них выполняются в соответствии с требованиями ГОСТ 2.104–91. На первой странице РПЗ помещают расширенный штамп, на последующих – уменьшенный. Расчетно-пояснительная записка должна содержать:

- сведения о студенте, выполняющем работу: фамилия, инициалы, группа;
- задание на расчетно-графическую работу, подписанное студентом и преподавателем;
- аннотацию;
- введение;
- характеристику рассчитываемой энергетической установки;
- необходимые расчеты (согласно заданию);
- выводы и заключение.

Отметка о допуске к защите работы получается при предъявлении преподавателю оформленной расчетно-пояснительной записки, а также, при необходимости, графической части.

Защита работы происходит в форме беседы с преподавателем, в ходе которой проверяется знание студентом рассчитываемого оборудования, назначения и методики выполненных расчетов, способность анализировать результаты, полученные в ходе расчетов.

## 11.1. Бланк задания на выполнение расчетно-графической работы

Белгородский государственный технологический университет  
им. В.Г. Шухова

Кафедра подъемно-транспортных и дорожных машин

Утверждаю зав. кафедрой ПТиДМ

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_\_\_\_  
(подпись)

### Задание

на выполнение расчетно-графической работы по дисциплине

Энергетические установки подъемно-транспортных, строительных, дорожных средств  
(машин) и оборудования

студенту(ке) группы \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
(Ф.И.О.)

Выдано \_\_\_\_\_ Срок выполнения \_\_\_\_\_

Тема работы Тепловой поверочный расчет двигателя внутреннего сгорания

Исходные технические данные:

Марка ДВС \_\_\_\_\_ ;  $N_{max}$ =\_\_\_\_\_ кВт;  $M_{кр}$ =\_\_\_\_\_ Н·м;  
степень сжатия – \_\_\_\_\_ ; нагрузочный режим – (  $n$ =\_\_\_\_\_ )

Содержание расчетно-пояснительной записки:

*Аннотация; Оглавление; Характеристика двигателя; Тепловой расчет двигателя;  
Литература; Приложения (при необходимости)*

Состав графической части:

*Графическая часть включает 1 рисунок на листе формата А4 – изображение  
индикаторной диаграммы двигателя*

Контрольные точки проверки хода выполнения РГР: \_\_\_\_\_.

Руководитель работы \_\_\_\_\_ /А.В. Губарев/

Студент \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_ /

## 11.2. Варианты заданий на выполнение расчетно-графической работы

Студент вправе произвести выбор типа двигателя для расчета и его реальных характеристик самостоятельно. При отсутствии возможности самостоятельного выбора студент может воспользоваться исходными данными, приведенными в табл. 11.1. Номер варианта в таком случае равен сумме двух последних цифр в зачетной книжке студента.

Таблица 11.1

### Исходные данные для выполнения расчетно-графической работы

Вариант	Марка ДВС	Топливо	$N_{\max}$ , кВт	$n_N$ , мин <sup>-1</sup>	$M_{кр}$ , Н·м	$\epsilon$	Нагрузочный режим	$D \times S$ , мм
0	Caterpillar 3126B	ДТ	172,0	2500	878	16,0	$N_{\max}$	110×127
1	Cummins ISLe 340 40	ДТ	250,0	2100	1380	16,6	$N_{\max}$	107×124
2	Cat C6.6 ACERT	ДТ	103,0	2000	906	16,2	$N_{\max}$	105×127
3	Д-245	ДТ	77,0	2200	385,5	15,1	$N_{\max}$	110×125
4	Камаз-740	ДТ	154,4	2600	650	17,0	$N_{\max}$	120×120
5	ЯМЗ-238	ДТ	176,0	2100	833	16,5	$N_{\max}$	130×140
6	ЯМЗ 236	ДТ	132,0	2100	667	17,5	$N_{\max}$	130×140
7	ЯМЗ-5340	ДТ	140,0	2300	710	17,5	$N_{\max}$	105×128
8	ЯМЗ-536	ДТ	229,0	2300	1226	17,5	$N_{\max}$	105×128
9	ЯМЗ-650	ДТ	303,0	1900	1870	16,4	$N_{\max}$	123×156
10	ЯМЗ-6565	ДТ	220,6	1900	1275	17,5	$N_{\max}$	130×140
11	ЯМЗ-6585	ДТ	309,0	1900	1766	17,5	$N_{\max}$	130×140
12	Cat C27 ACERT	ДТ	597,0	2100	3657	16,5	$N_{\max}$	137×152
13	Cat C32 ACERT	ДТ	709,0	2100	4338	15,0	$N_{\max}$	145×162
14	Cat C4.4 ACERT	ДТ	106,2	2200	556	16,5	$N_{\max}$	105×127
15	Cat C13 ACERT	ДТ	287,0	2100	1760	17,3	$N_{\max}$	130×157
16	Cat C11 ACERT	ДТ	242,0	2100	1487	17,2	$N_{\max}$	130×140
17	Cat C15 ACERT	ДТ	328,0	2100	2012	18,0	$N_{\max}$	137×171
18	Cat C18 ACERT	ДТ	522,0	1900	3279	16,3	$N_{\max}$	145×183
19	Cat C9 ACERT	ДТ	205,0	2200	1225	16,1	$N_{\max}$	112×149

Обозначения в табл. 11.1:

$N_{\max}$  – номинальная мощность;

$n_N$  – частота вращения коленчатого вала на режиме номинальной мощности;

$M_{кр}$  – максимальный крутящий момент;

$\epsilon$  – степень сжатия;

$D \times S$  – диаметр цилиндра × ход поршня.

### 11.3. Пример теплового расчета дизеля

#### Исходные данные

Произвести тепловой расчет четырехтактного восьмицилиндрового дизеля для грузового автомобиля с турбонаддувом  $p_k = 0,17$  МПа (центробежный компрессор с охлаждаемым корпусом и лопаточным диффузором и радиальная турбина с постоянным давлением перед турбиной). Дизель с неразделенными камерами сгорания, с объемным смесеобразованием. Эффективная мощность двигателя без наддува  $N_e = 170$  кВт. Ход поршня  $S = 120$  мм, степень сжатия  $\varepsilon = 17$ . Частота вращения коленчатого вала  $n_N = 2600$  мин<sup>-1</sup>.

#### Тепловой расчет двигателя

##### Расчет параметров рабочего тела

1. В соответствии с ГОСТ 305-82 для рассчитываемого двигателя принято дизельное топливо (для работы в летних условиях – марки Л, для работы в зимних условиях – марки З). Средний элементный состав дизельного топлива:

$$C = 87,0 \%, H = 12,6 \%, O = 0,4 \%. \quad [\text{табл. 3.1}]$$

2. Низшая теплота сгорания топлива

$$H_u = 33,91C + 125,6H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W) = 33,91 \cdot 0,87 + \\ + 125,6 \cdot 0,126 - 10,89 \cdot 0,004 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,126 = 42,44 \text{ МДж/кг.}$$

3. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left( \frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = \\ = 0,499 \frac{\text{кмоль возд.}}{\text{кг топл.}};$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3}C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} \cdot 0,87 + 8 \cdot 0,126 - 0,004 \right) = \\ = 14,452 \frac{\text{кг возд.}}{\text{кг топл.}}$$

4. Для устойчивой работы двигателя без существенного перегрева его деталей коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  для дизеля с наддувом принят  $\alpha = 1,7$ .

5. Количество свежего заряда

$$M_1 = \alpha L_0 = 1,7 \cdot 0,499 = 0,849 \text{ кмоль св. зар./кг топл.}$$

6. Количество отдельных компонентов продуктов сгорания

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,87}{12} = 0,0725 \text{ кмоль } \text{CO}_2 / \text{кг топл.};$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0,126}{2} = 0,063 \text{ кмоль } \text{H}_2\text{O}/\text{кг топл.};$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,208(\alpha - 1)L_0 = 0,208 \cdot (1,7 - 1) \cdot 0,499 = 0,0727 \text{ кмоль } \text{O}_2/\text{кг топл.};$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,792\alpha L_0 = 0,792 \cdot 1,7 \cdot 0,499 = 0,6724 \text{ кмоль } \text{N}_2/\text{кг топл.}$$

7. Общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 0,0725 + 0,063 + 0,0727 + 0,6724 = 0,8806 \text{ кмоль пр.сг./кг топл.}$$

### Расчет параметров окружающей среды и остаточных газов

1. Атмосферные условия

$$p_0 = 0,1 \text{ МПа}; T_0 = 293 \text{ К.}$$

При работе двигателя с наддувом давление окружающей среды по заданию равно  $p_k = 0,17 \text{ МПа}$ .

Для центробежного компрессора с охлаждаемым корпусом показатель политропы сжатия принят

$$n_k = 1,65. \quad [\text{табл. 4.2}]$$

Температура окружающей среды при работе двигателя с наддувом

$$T_k = T_0 \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 293 \cdot \left( \frac{0,17}{0,1} \right)^{\frac{1,65 - 1}{1,65}} = 361 \text{ К.}$$

2. Температура остаточных газов для двигателя с наддувом принята

$$T_r = 800 \text{ К.} \quad [\text{табл. 4.3}]$$

3. Давление остаточных газов для двигателей с наддувом и наличием газовой турбины на выпуске, МПа

$$p_r = (0,75 - 0,98)p_k = 0,95p_k = 0,95 \cdot 0,17 = 0,162 \text{ МПа.}$$

### Расчет процесса впуска

1. Температура подогрева свежего заряда принята

$$\Delta T = 10^\circ. \quad [\text{табл. 4.4}]$$

2. Плотность заряда на впуске,  $\text{кг}/\text{м}^3$

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_b T_k} = \frac{0,17 \cdot 10^6}{287 \cdot 361} = 1,641 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

3. Потери давления на впуске, МПа

$$\Delta p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) \omega_{\text{вп}}^2 \rho_k \cdot 10^{-6}}{2},$$

где  $\beta$  – коэффициент затухания скорости движения заряда в рассматриваемом сечении цилиндра;  $\xi_{\text{вп}}$  – коэффициент сопротивления впускной системы, отнесенный к наиболее узкому ее сечению;  $\omega_{\text{вп}}$  – средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы, м/с.

В соответствии со скоростным режимом ( $n = 2600 \text{ мин}^{-1}$ ) и с учетом небольших гидравлических сопротивлений во впускной системе дизеля с наддувом принято  $(\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) = 2,7$ ;  $\omega_{\text{вп}} = 70 \text{ м/с}$ .

Потери давления на впуске

$$\Delta p_a = \frac{2,7 \cdot 70^2 \cdot 1,641 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,0109 \text{ МПа.}$$

4. Давление в конце впуска

$$p_a = p_k - \Delta p_a = 0,17 - 0,0109 = 0,159 \text{ МПа.}$$

5. Коэффициент остаточных газов для четырехтактного дизеля с наддувом

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r} = \frac{361 + 10}{800} \frac{0,162}{17 \cdot 0,159 - 0,162} = 0,0296.$$

6. Температура в конце впуска

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{361 + 10 + 0,0296 \cdot 800}{1 + 0,0296} = 383 \text{ К.}$$

7. Коэффициент наполнения

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{1}{p_k} (\varepsilon p_a - p_r) = \\ &= \frac{361}{361 + 10} \cdot \frac{1}{17 - 1} \cdot \frac{1}{0,17} (17 \cdot 0,159 - 0,162) = 0,909. \end{aligned}$$

## Расчет процесса сжатия

1. При степени сжатия  $\varepsilon = 17$  и температуре в конце впуска  $T_a = 383 \text{ К}$  средний показатель адиабаты сжатия равен  $k_1 = 1,362$  [рис. 4.2]. Показатель политропы сжатия принят  $n_1 \approx 1,362$ .

2. Давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 0,159 \cdot 17^{1,362} = 7,538 \text{ МПа.}$$

3. Температура в конце сжатия

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 383 \cdot 17^{1,362 - 1} = 1068 \text{ К.}$$

4. Средняя мольная теплоемкость в конце сжатия:

а) свежей смеси (воздуха)

$$\begin{aligned} (m c_v)_{t_0}^c &= 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} t_c = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 795 = \\ &= 22,697 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град),} \end{aligned}$$

где  $t_c = T_c - 273 = 1068 - 273 = 795 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

б) остаточных газов [табл. 4.11]:

– определяется значение теплоемкости остаточных газов при  $t = 700 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $\alpha = 1,7$ .

При коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1,6$  теплоемкость остаточных газов равна  $24,109 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град})$  [табл. 3.4]; при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1,8$  теплоемкость остаточных газов равна  $23,927 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град})$  [табл. 3.4]. При разности коэффициентов избытка воздуха  $\Delta\alpha = 1,8 - 1,6 = 0,2$  разность теплоемкостей составит  $\Delta(mc_V^*)_{t_0}^{700} = 24,109 - 23,927 = 0,182 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град})$ . Т. к. в расчете принят коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 1,7$ , то разность между ним и ближайшим большим табличным  $\alpha$  равна  $\Delta\alpha_p = 1,8 - 1,7 = 0,1$ . Тогда значение теплоемкости составит

$$(mc_V^*)_{t_0}^{700} = 23,927 + (24,109 - 23,927) \cdot \frac{0,1}{0,2} = 24,018 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град});$$

– определяется значение теплоемкости остаточных газов при  $t = 800 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $\alpha = 1,7$ .

При коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1,6$  теплоемкость остаточных газов равна  $24,488 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град})$  [табл. 3.4]; при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1,8$  теплоемкость остаточных газов равна  $24,298 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град})$  [табл. 3.4]. При разности коэффициентов избытка воздуха  $\Delta\alpha = 1,8 - 1,6 = 0,2$  разность теплоемкостей составит  $\Delta(mc_V^*)_{t_0}^{800} = 24,488 - 24,298 = 0,190 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град})$ . Т. к. в расчете принят коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 1,7$ , то разность между ним и ближайшим большим табличным  $\alpha$  равна  $\Delta\alpha_p = 1,8 - 1,7 = 0,1$ . Тогда значение теплоемкости составит

$$(mc_V^*)_{t_0}^{800} = 24,298 + (24,488 - 24,298) \cdot \frac{0,1}{0,2} = 24,393 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град});$$

– определяется значение теплоемкости остаточных газов при  $t = 795 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $\alpha = 1,7$ .

При температуре  $t = 700 \text{ }^\circ\text{C}$  теплоемкость остаточных газов равна  $24,018 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град})$ ; при температуре  $t = 800 \text{ }^\circ\text{C}$  теплоемкость остаточных газов равна  $24,393 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град})$ . При разности температур  $\Delta t = 800 - 700 = 100^\circ$  разность теплоемкостей составит  $\Delta(mc_V^*)_{t_0}^{800-700} = 24,393 - 24,018 = 0,395 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град})$ . Т. к. по расчету температура в конце сжатия  $t_c = 795 \text{ }^\circ\text{C}$ , то разность между ней и ближайшей меньшей табличной составит  $\Delta t_p = 795 - 700 = 95^\circ$ . Тогда значение теплоемкости  $t_c = 795 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $\alpha = 1,7$  составит

$$(mc_V^*)_{t_0}^c = 24,018 + (24,393 - 24,018) \cdot \frac{95}{100} = 24,374 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град});$$



в) рабочей смеси

$$(mc'_V)_{i_0}^c = \frac{1}{1 + \gamma_r} \left[ (mc_V)_{i_0}^c + \gamma_r (mc''_V)_{i_0}^c \right] =$$

$$= \frac{1}{1 + 0,0296} [22,697 + 0,0296 \cdot 24,374] = 22,745 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)}.$$

### Расчет процесса сгорания

1. Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси

$$\mu_0 = M_2/M_1 = 0,8806/0,849 = 1,037.$$

2. Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,037 + 0,0296}{1 + 0,0296} = 1,036.$$

3. Теплота сгорания рабочей смеси

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} = \frac{42440}{0,849(1 + 0,0296)} = 48551 \text{ кДж/кмоль раб.см.}$$

4. Средняя мольная изохорная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль · град)

$$(mc''_V)_{i_0}^z = \frac{1}{M_2} [M_{\text{CO}_2} (mc''_{\text{VCO}_2})_{i_0}^z + M_{\text{H}_2\text{O}} (mc''_{\text{VH}_2\text{O}})_{i_0}^z + M_{\text{N}_2} (mc''_{\text{VN}_2})_{i_0}^z + M_{\text{O}_2} (mc''_{\text{VO}_2})_{i_0}^z] =$$

$$= \frac{1}{0,8806} [0,0725(39,123 + 0,003349t_z) + 0,063(26,67 + 0,004438t_z) +$$

$$+ 0,6724(21,951 + 0,001457t_z) + 0,0727(23,723 + 0,00155t_z)] = 23,849 + 0,00183t_z.$$

5. Средняя мольная изобарная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль · град)

$$(mc''_p)_{i_0}^z = (mc''_V)_{i_0}^z + R = 23,849 + 0,00183t_z + 8,315 = 32,164 + 0,00183t_z.$$

6. Коэффициент использования теплоты для современных дизелей с неразделенными камерами сгорания и хорошо организованным объемным смесеобразованием, работающих с наддувом, при котором повышается теплонапряженность двигателя, и создаются более благоприятные условия для протекания процесса сгорания, может быть принят равным  $\xi_z = 0,86$  [табл. 4.7].

7. Для снижения газовых нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма нецелесообразно, чтобы значение максимального давления сгорания превышало величину 11...12 МПа. В связи с этим, значение степени повышения давления в дизеле с наддувом принимается  $\lambda = 1,5$ .

Температура в конце видимого процесса сгорания

$$\xi_z H_{\text{раб.см}} + [(mc'_V)_{i_0}^c + 8,315\lambda] t_c + 2270(\lambda - \mu) = \mu (mc''_p)_{i_0}^z t_z,$$

$$0,86 \cdot 48551 + (22,745 + 8,315 \cdot 1,5) \cdot 795 + 2270(1,5 - 1,036) = \\ = 1,036 \cdot (32,164 + 0,00183t_z)t_z,$$

или  $0,001896t_z^2 + 33,32t_z - 70805 = 0$ ,

откуда

$$t_z = \frac{-33,32 + \sqrt{33,32^2 + 4 \cdot 0,001896 \cdot 70805}}{2 \cdot 0,001896} = 1916 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Абсолютное значение температуры в конце видимого процесса сгорания

$$T_z = t_z + 273 = 1916 + 273 = 2189 \text{ К}.$$

8. Максимальное давление сгорания

$$p_z = \lambda p_c = 1,5 \cdot 7,538 = 11,307 \text{ МПа}.$$

9. Степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\mu T_z}{\lambda T_c} = \frac{1,036}{1,5} \cdot \frac{2189}{1068} = 1,416.$$

### Расчет процесса расширения

1. Степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17}{1,416} = 12,01.$$

При степени последующего расширения  $\delta = 12,01$ , коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1,7$  и температуре в конце видимого процесса сгорания  $T_z = 2189 \text{ К}$  средний показатель адиабаты расширения равен  $k_2 = 1,2792$  [рис. 4.4]. Значение показателя политропы расширения принимается несколько меньшим, чем значение показателя адиабаты расширения  $n_2 = 1,267$ .

2. Давление в конце процесса расширения

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{11,307}{12,01^{1,267}} = 0,485 \text{ МПа}.$$

3. Температура в конце процесса расширения

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2189}{12,01^{1,267-1}} = 1127 \text{ К}.$$

### Расчет процесса выпуска

1. Проверка ранее принятой температуры остаточных газов

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b/p_r}} = \frac{1127}{\sqrt[3]{0,485/0,162}} = 782 \text{ К}.$$

2. Погрешность расчета

$$\Delta T_r = 100 \frac{800 - 782}{782} = 2,30\% < 5\% .$$

### Расчет индикаторных параметров рабочего цикла

1. Теоретическое среднее индикаторное давление

$$\begin{aligned} p'_i &= \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = \\ &= \frac{7,538}{17 - 1} \left[ 1,5(1,416 - 1) + \frac{1,5 \cdot 1,416}{1,267 - 1} \left( 1 - \frac{1}{12,01^{1,267 - 1}} \right) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{1,362 - 1} \left( 1 - \frac{1}{17^{1,362 - 1}} \right) \right] = 1,277 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

2. Среднее индикаторное давление действительного цикла, МПа

$$p_i = \varphi_n p'_i ,$$

где  $\varphi_n$  – коэффициент полноты диаграммы.

Коэффициент полноты диаграммы для дизеля принят  $\varphi_n = 0,95$ .

Среднее индикаторное давление

$$p_i = 0,95 \cdot 1,277 = 1,213 \text{ МПа.}$$

3. Индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i l_0 \alpha}{H_u \rho_k \eta_V} = \frac{1,213 \cdot 14,452 \cdot 1,7}{42,44 \cdot 1,641 \cdot 0,909} = 0,471 .$$

4. Индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = 3600 / (H_u \eta_i) = 3600 / (42,44 \cdot 0,471) = 180,2 \text{ г/(кВт·ч).}$$

### Расчет эффективных показателей двигателя

1. Средняя скорость поршня принимается

$$v_{п.ср} = 10,5 \text{ м/с.} \quad [\text{табл. 4.13}]$$

2. Среднее давление механических потерь

$$p_m = 0,089 + 0,0118 v_{п.ср} = 0,089 + 0,0118 \cdot 10,5 = 0,213 \text{ МПа.}$$

3. Среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m = 1,213 - 0,213 = 1,0 \text{ МПа.}$$

4. Механический КПД

$$\eta_m = p_e / p_i = 1,0 / 1,213 = 0,824 .$$

5. Эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,471 \cdot 0,824 = 0,388 .$$

6. Эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} = \frac{3600}{42,44 \cdot 0,388} = 219 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

Расчет основных параметров цилиндра и двигателя для дизелей без наддува производится по методике, аналогичной методике расчета карбюраторного двигателя. Для дизеля с наддувом в связи с отсутствием необходимых расчетных данных расчет основных параметров цилиндра и двигателя может не производиться.

### **Построение индикаторной диаграммы двигателя с воспламенением от сжатия**

Расчет и построение индикаторной диаграммы производится следующим образом.

1. Принимаются масштабы диаграммы:

– масштаб хода поршня  $M_S = 1,5$  мм в мм;

– масштаб давлений  $M_p = 0,08$  МПа в мм.

2. Длина отрезка  $AB$

$$AB = S/M_S = 120/1,5 = 80 \text{ мм.}$$

3. Определяется отрезок  $OA$

$$OA = AB/(\varepsilon - 1) = 80/(17 - 1) = 5 \text{ мм.}$$

Определяется величина отрезка  $z'z$

$$z'z = OA(\rho - 1) = 5 \cdot (1,416 - 1) = 2,08 \approx 2 \text{ мм.}$$

4. Из точки  $O$ , являющейся началом координат диаграммы, по оси абсцисс откладывается отрезок  $OA = 5$  мм. Далее от точки  $A$  по оси абсцисс откладывается отрезок  $AB = 80$  мм. Таким образом, длина отрезка  $OB$  составит

$$OB = OA + AB = 5 + 80 = 85 \text{ мм.}$$

5. Определяется максимальная высота диаграммы (ординаты точек  $z'$  и  $z$ ), а также ординаты характерных точек

$$p_z/M_p = 11,307/0,08 = 141,30 \text{ мм;}$$

$$p_a/M_p = 0,159/0,08 = 1,99 \text{ мм;}$$

$$p_b/M_p = 0,485/0,08 = 6,06 \text{ мм;}$$

$$p_c/M_p = 7,538/0,08 = 94,23 \text{ мм;}$$

$$p_r/M_p = 0,162/0,08 = 2,03 \text{ мм;}$$

$$p_k/M_p = 0,17/0,08 = 2,13 \text{ мм;}$$

$$p_0/M_p = 0,1/0,08 = 1,25 \text{ мм.}$$

6. Характерные точки  $a$  (85; 1,99);  $b$  (85; 6,06);  $c$  (5; 94,23);  $r$  (5; 2,03);  $z'$  (5; 141,3) наносятся на диаграмму. Также на диаграмму наносится точка  $z$ , абсцисса которой равна

$$OX_z = OA + z'z = 5 + 2 = 7 \text{ мм},$$

а ордината –  $p_z/M_p = 141,3$  мм.

Показывается величина давления окружающей среды  $p_0$ .

7. Производится построение политроп сжатия и расширения аналитическим методом:

а) политропа сжатия строится при помощи выражения

$$\frac{P_x}{M_p} = \frac{P_a}{M_p} \left( \frac{OB}{OX} \right)^{n_1} = 1,99 \left( \frac{85}{OX} \right)^{1,362} \text{ мм};$$

б) политропа расширения строится при помощи выражения

$$\frac{P_x}{M_p} = \frac{P_b}{M_p} \left( \frac{OB}{OX} \right)^{n_2} = 6,06 \left( \frac{85}{OX} \right)^{1,267} \text{ мм}.$$

Результаты определения точек политроп сжатия и расширения заносятся в табл. 11.2.

Таблица 11.2

**Расчетная таблица к построению политроп сжатия и расширения**

№ точек	OX, мм	OB/OX, мм	Политропа сжатия			Политропа расширения		
			$\left( \frac{OB}{OX} \right)^{1,362}$	$P_x/M_p$ , мм	$P_x$ , МПа	$\left( \frac{OB}{OX} \right)^{1,267}$	$P_x/M_p$ , мм	$P_x$ , МПа
1	5	17,00	47,41	94,35	7,55	–	–	–
2	7	12,14	29,98	59,66	4,77	23,65	142,61	11,41
3	10	8,50	18,44	36,70	2,94	15,05	90,76	7,26
4	15	5,67	10,62	21,13	1,69	9,00	54,30	4,34
5	20	4,25	7,18	14,28	1,14	6,25	37,71	3,02
6	25	3,40	5,30	10,54	0,84	4,71	28,43	2,27
7	35	2,43	3,35	6,66	0,53	3,08	18,56	1,48
8	45	1,89	2,38	4,73	0,38	2,24	13,50	1,08
9	55	1,55	1,81	3,60	0,29	1,74	10,47	0,84
10	70	1,21	1,30	2,59	0,21	1,28	7,71	0,62
11	85	1,00	1,00	1,99	0,16	1,00	6,03	0,48

8. Точки  $a$  и  $c$  соединяют плавной кривой, проходящей через вычисленные и нанесенные на поле диаграммы точки политропы сжатия, а точки  $z$  и  $b$  – кривой, проходящей через точки политропы расширения. Прямыми линиями соединяются точки точки  $c$  и  $z'$ ;  $z'$  и  $z$ , а также  $b$  и  $a$ . Принимается, что процесс выпуска протекает сначала при постоянном объеме от давления  $p_b$  до давления  $p_r$  (из точки  $b$  вертикально вниз), затем – при

постоянном давлении  $p_r$  от н.м.т. до в.м.т. (горизонтально до точки  $r$ ), а процесс впуска сначала протекает также при постоянном объеме от давления  $p_r$  до давления  $p_a$  (из точки  $r$  вертикально вниз, если  $p_a < p_r$  или вверх, если  $p_a > p_r$ ), затем – при постоянном давлении  $p_a$  от в.м.т. до н.м.т. (горизонтально до точки  $a$ ). Теоретическая индикаторная диаграмма приведена на рис. 11.1,  $a$ .

9. Скругление индикаторной диаграммы осуществляется на основании следующих соображений и расчетов. Учитывая достаточную быстроходность двигателя и величину наддува, ориентировочно устанавливаются следующие фазы газораспределения: впуск – начало (точка  $r'$ ) за  $25^\circ$  до прихода поршня в в.м.т., а окончание (точка  $a''$ ) – через  $60^\circ$  после прохода поршнем н.м.т.; выпуск – начало (точка  $b'$ ) принимается за  $60^\circ$  до прихода поршня в н.м.т., а окончание (точка  $a'$ ) через  $25^\circ$  после прохода поршнем в.м.т. Учитывая быстроходность дизеля, угол опережения впрыска  $\theta$  принимается равным  $20^\circ$ , а продолжительность периода задержки воспламенения –  $\Delta\varphi_1 = 8^\circ$ .

В соответствии с принятыми фазами газораспределения и углом опережения зажигания определяют положение точек  $r'$ ,  $a''$ ,  $a'$ ,  $b'$ ,  $c'$  и  $f$  по формуле для перемещения поршня:

$$AX = \frac{AB}{2} \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right],$$

где  $\lambda$  – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

При построении индикаторной диаграммы предварительно принимается  $\lambda = 0,270$ .

Расчеты абсцисс точек  $r'$ ,  $a''$ ,  $a'$ ,  $b'$ ,  $c'$  и  $f$  сведены в табл. 11.3.

Таблица 11.3

Расчетная таблица к скруглению индикаторной диаграммы

Обозначение точек	Положение точек	$\varphi$	$(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi)$	Расстояние от в.м.т. (AX), мм
$r'$	$25^\circ$ до в.м.т.	25	0,1178	4,7
$a'$	$25^\circ$ после в.м.т.	25	0,1178	4,7
$a''$	$60^\circ$ после н.м.т.	120	1,6013	64,1
$c'$	$20^\circ$ до в.м.т.	20	0,0761	3,0
$f$	$12^\circ$ до в.м.т.	12	0,0277	1,1
$b'$	$60^\circ$ до н.м.т.	120	1,6013	64,1

Положение точки  $c''$  определяется из выражения

$$p_{c''} = (1,15 \div 1,25)p_c = 1,15 \cdot 7,538 = 8,669 \text{ МПа};$$

$$p_{c''}/M_p = 8,669/0,08 = 108,36 \text{ мм.}$$

Точка  $z_d$  лежит на линии  $z'z$  ориентировочно вблизи точки  $z$ .

Точки  $r$  с  $a'$ ;  $c'$  с  $f$  и  $c''$  и далее с  $z_d$  соединяются плавными кривыми; далее точка  $z_d$  соединяется кривой расширения с точкой  $b'$ , а она – плавной кривой – с точкой  $b''$ , которая соединяется с точками  $r'$  и  $r$  линией выпуска. В итоге получается скругленная действительная индикаторная диаграмма  $ra'ac'fc''z_db'b''r$ .

Действительная индикаторная диаграмма (в уменьшенном масштабе) приведена на рис. 11.1, б.

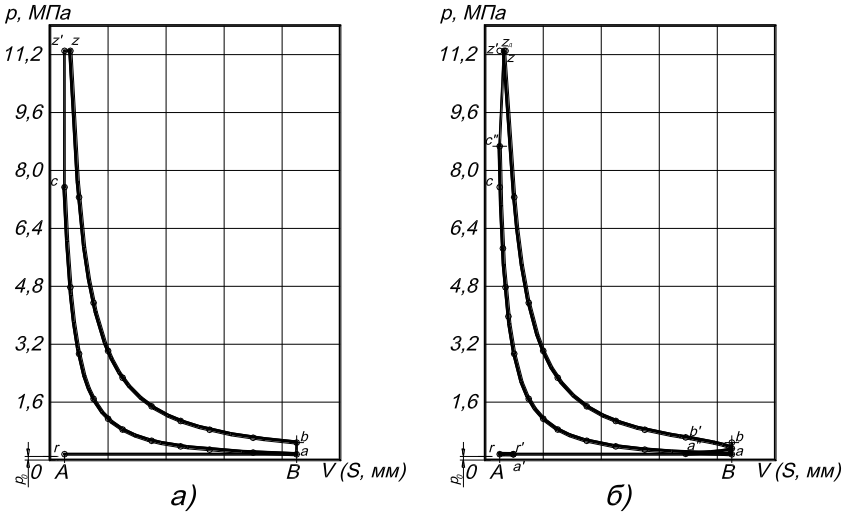


Рис. 11.1. Индикаторная диаграмма дизеля:  
а – теоретическая; б – действительная

**ТЕСТЫ**

**Внимание!** В качестве ответов следует указывать варианты с **буквенными обозначениями**.

1. Двигатель – это устройство, преобразующее
  - а) потенциальную энергию рабочего тела в электрическую энергию;
  - б) какой-либо вид энергии в работу;
  - в) потенциальную энергию рабочего тела в тепловую энергию;
  - г) потенциальную энергию рабочего тела в кинетическую энергию этого же рабочего тела.
  
2. Тепловой двигатель – это
  - а) устройство, преобразующее электрическую энергию в механическую работу;
  - б) устройство, преобразующее энергию текущей воды в механическую работу;
  - в) устройство, преобразующее потенциальную энергию сжатого газа в механическую работу;
  - г) нет правильного ответа.
  
3. Какой из механизмов (систем) ДВС обеспечивает своевременный впуск горючей смеси в цилиндр и удаление из него продуктов сгорания?
  - а) кривошипно-шатунный механизм;
  - б) газораспределительный механизм;
  - в) система смазки;
  - г) система питания.
  
4. Какой из механизмов (систем) ДВС предназначен для приготовления и подачи горючей смеси в цилиндр
  - а) кривошипно-шатунный механизм;
  - б) газораспределительный механизм;
  - в) система смазки;
  - г) система питания.
  
5. В двигателе внутреннего сгорания с центральным кривошипно-шатунным механизмом ход поршня равен 80 мм. Определите длину шатуна, если значение  $\lambda=0,25$ .
  - а) 160 мм;
  - б) 320 мм;
  - в) 20 мм;
  - г) 240 мм.



6. Длина шатуна в двигателе внутреннего сгорания с центральным кривошипно-шатунным механизмом равна 130 мм. Определите ход поршня, если значение  $\lambda=0,30$ .

- а) 39 мм;
- б) 433 мм;
- в) 78 мм;
- г) 217 мм.

7. Литраж шестицилиндрового ДВС составляет 2,1 л. Объем камеры сгорания цилиндра этого двигателя равен 0,05 л. Определите степень сжатия в указанном двигателе.

- а) 6;
- б) 7;
- в) 8;
- г) 9.

8. Литраж четырехцилиндрового ДВС составляет 1,6 л. Степень сжатия в двигателе равна 11. Определите объем камеры сгорания цилиндра этого двигателя.

- а) 0,036 л;
- б) 0,040 л;
- в) 0,150 л;
- г) 0,400 л.

9. Индикаторные показатели работы ДВС характеризуют

- а) работу, совершаемую газами в цилиндре двигателя;
- б) потери энергии, выделившейся при сгорании топлива за цикл работы двигателя;
- в) полезно используемую работу двигателя;
- г) нет правильного ответа.

10. Эффективные показатели работы ДВС характеризуют

- а) работу, совершаемую газами в цилиндре двигателя;
- б) потери энергии, выделившейся при сгорании топлива за цикл работы двигателя;
- в) полезно используемую работу двигателя;
- г) нет правильного ответа.

11. Среднее индикаторное давление представляет собой

- а) индикаторную работу цикла, снимаемую с единицы рабочего объема;
- б) индикаторную работу цикла, приходящуюся на единицу площади поршня;

- в) давление в конце сгорания;
- г) силу инерции возвратно-поступательно движущихся масс, приходящуюся на единицу площади поршня.

12. Экономичность действительного цикла ДВС характеризует

- а) механический КПД;
- б) среднее индикаторное давление;
- в) удельный индикаторный расход топлива;
- г) эффективная мощность.

13. Среднее индикаторное давление действительного цикла ДВС составляет 0,8 МПа, а среднее давление механических потерь равно 0,2 МПа. Определите эффективный КПД двигателя, если индикаторный КПД действительного цикла этого двигателя составляет 0,4.

- а) 0,10;
- б) 0,30;
- в) 0,35;
- г) 0,50.

14. Среднее индикаторное давление действительного цикла ДВС составляет 0,75 МПа, а среднее давление механических потерь равно 0,15 МПа. Определите эффективный удельный расход топлива, если индикаторный удельный расход топлива в этом двигателе составляет 240 г/(кВт·ч).

- а) 48 г/(кВт·ч);
- б) 192 г/(кВт·ч);
- в) 300 г/(кВт·ч);
- г) 1200 г/(кВт·ч).

15. Среднее эффективное давление действительного цикла ДВС составляет 0,8 МПа, а среднее давление механических потерь равно 0,2 МПа. Определите индикаторную мощность двигателя, если эффективная мощность действительного цикла этого двигателя составляет 60 кВт.

- а) 24 кВт;
- б) 48 кВт;
- в) 75 кВт;
- г) 80 кВт.

16. Какие из представленных ниже компонентов, содержащихся в отработавших газах ДВС, являются продуктами неполного сгорания топлива?

1)  $\text{CO}_2$ ; 2)  $\text{CO}$ ; 3)  $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$ ; 4)  $\text{SO}_2$

- а) 1;
- б) 2, 3;
- в) 2, 4;
- г) 1, 2, 3.

17. Какие из представленных ниже компонентов, содержащихся в отработавших газах ДВС, являются парниковообразующими газами?

1)  $\text{CO}_2$ ; 2)  $\text{NO}$ ; 3)  $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$ ; 4)  $\text{H}_2\text{O}$

- а) 1;
- б) 2, 3;
- в) 1, 4;
- г) 1, 2, 3, 4.

18. Коэффициент наполнения – это отношение

- а) полного объема цилиндра к объему камеры сгорания;
- б) полного объема цилиндра к рабочему объему цилиндра;
- в) максимального давления к давлению в конце сжатия;
- г) действительного количества свежего заряда, поступившего в цилиндр, к количеству, которое могло бы заполнить рабочий объем цилиндра при давлении и температуре окружающей среды.

19. Как изменяются температура и давление заряда в процессе такта сжатия?

- а) температура и давление заряда повышаются;
- б) температура заряда не изменяется, а давление – повышается;
- в) температура заряда уменьшается, а давление – повышается;
- г) температура заряда уменьшается, а давление – не изменяется.

20. Какие из перечисленных ниже свойств топлива относятся к физико-химическим?

1) плотность; 2) испаряемость;  
3) воспламеняемость; 4) поверхностное натяжение

- а) 1;
- б) 2, 3;
- в) 1, 4;
- г) 1, 2, 3.

21. Какие из перечисленных ниже свойств топлива относятся к эксплуатационным?

- 1) плотность;    2) испаряемость;  
3) вязкость;    4) поверхностное натяжение

- а) 3;  
б) 2;  
в) 2, 3, 4;  
г) 1, 2, 3.

22. Какая из характеристик топлива характеризует его способность противостоять детонации?

- а) октановое число;  
б) цетановое число;  
в) теплота сгорания;  
г) теплоемкость.

23. Какая из характеристик топлива характеризует его способность к самовоспламенению?

- а) октановое число;  
б) цетановое число;  
в) теплота сгорания;  
г) теплоемкость.

24. Какие из перечисленных компонентов в составе моторных топлив обладают наибольшей детонационной стойкостью?

- а) парафиновые углеводороды нормального строения;  
б) изопарафины;  
в) ароматические углеводороды;  
г) нафтеновые углеводороды.

25. Какие из перечисленных компонентов в составе моторных топлив обладают наименьшей детонационной стойкостью?

- а) парафиновые углеводороды нормального строения;  
б) изопарафины;  
в) ароматические углеводороды;  
г) нафтеновые углеводороды.

26. Количество теплоты, выделяющееся при полном сгорании 1 кг жидкого или 1 м<sup>3</sup> газообразного топлива, называется

- а) жаропроизводительностью топлива;  
б) теплотой сгорания топлива;

- в) теплоемкостью топлива;
- г) теплосодержанием топлива.

27. Следствием детонационного сгорания может являться

- 1) падение мощности двигателя;
- 2) увеличение расхода топлива;
- 3) появление в отработавших газах черного дыма;
- 4) износ деталей кривошипно-шатунного механизма.

а) 1, 2; б) 1, 2, 4; в) 1, 3, 4; г) 1, 2, 3, 4.

28. Какие из перечисленных ниже условий характерны для замкнутых теоретических циклов ДВС?

- 1) Преобразование теплоты в механическую работу осуществляется в замкнутом объеме одним и тем же несменяемым рабочим телом;
- 2) Подвод теплоты зависит от теплоты сгорания рабочей смеси и учитывает изменение количества рабочего тела при сгорании;
- 3) Отсутствуют потери теплоты, кроме отвода теплоты холодному источнику;
- 4) Процессы сжатия и расширения протекают по адиабатам с постоянными показателями.

а) 1, 3; б) 2, 3, 4; в) 1, 3, 4; г) 1, 2, 3, 4.

29. Какие из перечисленных ниже условий характерны для разомкнутых теоретических циклов ДВС?

- 1) Преобразование теплоты в механическую работу осуществляется в замкнутом объеме одним и тем же несменяемым рабочим телом;
- 2) Теплоемкость рабочего тела зависит от температуры;
- 3) Теплота подводится от постороннего источника при постоянном объеме, при постоянном давлении или смешанно;
- 4) Имеются потери теплоты с химической неполнотой сгорания топлива при недостатке воздуха.

а) 2, 4; б) 1, 2, 4; в) 1, 3, 4; г) 1, 2, 3, 4.

30. В замкнутом теоретическом цикле ДВС к рабочему телу подведено 100 кДж теплоты, а холодному источнику от рабочего тела отведено 70 кДж теплоты. Определите термический КПД цикла

- а) 30 %;
- б) 35 %;
- в) 60 %;
- г) 70 %.

31. Термический КПД замкнутого теоретического цикла ДВС составляет 0,35. Определите, какое количество теплоты отведено от рабочего тела холодному источнику, если к рабочему телу подведено 200 кДж теплоты.

- а) 35 кДж;
- б) 70 кДж;
- в) 130 кДж;
- г) 165 кДж.

32. В замкнутом теоретическом цикле ДВС к рабочему телу подведено 200 кДж теплоты, а холодному источнику от рабочего тела отведено 140 кДж теплоты. Определите удельную работу цикла, если максимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце процесса расширения, составляет 0,35 л, а минимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце процесса сжатия, равен 0,05 л.

- а) 60 кДж/л;
- б) 150 кДж/л;
- в) 171 кДж/л;
- г) 200 кДж/л.

33. По какой формуле определяется термический КПД замкнутого теоретического цикла ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме?

- а)  $\eta_t = 1 - \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{k(\rho - 1)}{\rho^k - 1}$ ;
- б)  $\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$ ;
- в)  $\eta_t = 1 - \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon^{k-1}}$ ;
- г)  $\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}$ .

34. По какой формуле определяется термический КПД замкнутого теоретического цикла ДВС с подводом теплоты при постоянном давлении?

- а)  $\eta_t = 1 - \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{k(\rho - 1)}{\rho^k - 1}$ ;
- б)  $\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$ ;

$$\text{в) } \eta_t = 1 - \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon^{k-1}};$$

$$\text{г) } \eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}.$$

35. Проведите сравнение величин термического КПД и среднего давления цикла для замкнутых теоретических циклов с подводом теплоты при постоянном объеме и с подводом теплоты при постоянном давлении при прочих равных условиях.

а) термический КПД и среднее давление цикла с подводом теплоты при  $V = \text{const}$  больше термического КПД и среднего давления цикла с подводом теплоты при  $p = \text{const}$ ;

б) термический КПД цикла с подводом теплоты при  $V = \text{const}$  больше термического КПД цикла с подводом теплоты при  $p = \text{const}$ , а среднее давление цикла с подводом теплоты при  $V = \text{const}$  меньше среднего давления цикла с подводом теплоты при  $p = \text{const}$ ;

в) термический КПД цикла с подводом теплоты при  $V = \text{const}$  меньше термического КПД цикла с подводом теплоты при  $p = \text{const}$ , а среднее давление цикла с подводом теплоты при  $V = \text{const}$  больше среднего давления цикла с подводом теплоты при  $p = \text{const}$ ;

г) термический КПД и среднее давление цикла с подводом теплоты при  $V = \text{const}$  меньше термического КПД и среднего давления цикла с подводом теплоты при  $p = \text{const}$ .

36. Проведите сравнение величин термического КПД и среднего давления цикла для замкнутых теоретических циклов с подводом теплоты при постоянном давлении и со смешанным подводом теплоты при прочих равных условиях.

а) термический КПД и среднее давление цикла со смешанным подводом теплоты меньше термического КПД и среднего давления цикла с подводом теплоты при  $p = \text{const}$ ;

б) термический КПД цикла со смешанным подводом теплоты больше термического КПД цикла с подводом теплоты при  $p = \text{const}$ , а среднее давление цикла со смешанным подводом теплоты меньше среднего давления цикла с подводом теплоты при  $p = \text{const}$ ;

в) термический КПД цикла со смешанным подводом теплоты меньше термического КПД цикла с подводом теплоты при  $p = \text{const}$ , а среднее давление цикла со смешанным подводом теплоты больше среднего давления цикла с подводом теплоты при  $p = \text{const}$ ;

г) термический КПД и среднее давление цикла со смешанным подводом теплоты больше термического КПД и среднего давления цикла с подводом теплоты при  $p = \text{const}$ .

37. Укажите вариант ответа, в котором правильно указан характер влияния всех перечисленных характеристик на величину температуры остаточных газов.

а) температура остаточных газов возрастает при увеличении степени сжатия и коэффициента избытка воздуха и снижается при увеличении частоты вращения;

б) температура остаточных газов возрастает при увеличении степени сжатия и снижается при увеличении частоты вращения и коэффициента избытка воздуха;

в) температура остаточных газов возрастает при увеличении частоты вращения и снижается при увеличении коэффициента избытка воздуха и степени сжатия;

г) температура остаточных газов возрастает при увеличении коэффициента избытка воздуха и частоты вращения и снижается при увеличении степени сжатия.

38. Каким образом характеризует качество очистки цилиндра от продуктов сгорания величина коэффициента остаточных газов?

а) с увеличением коэффициента остаточных газов увеличивается количество свежего заряда, поступающего в цилиндр в процессе впуска;

б) с увеличением коэффициента остаточных газов уменьшается количество свежего заряда, поступающего в цилиндр в процессе впуска;

в) коэффициент остаточных газов не характеризует качество очистки цилиндра от продуктов сгорания.

39. По какой формуле определяется давление газов в цилиндре в конце процесса сжатия ( $k_1$  – показатель адиабаты сжатия;  $n_1$  – показатель политропы сжатия)?

а)  $p_c = p_a \varepsilon^{k_1}$  ;

б)  $p_c = \frac{p_a}{\varepsilon^{k_1}}$  ;

в)  $p_c = p_a \varepsilon^{n_1}$  ;

г)  $p_c = \frac{p_a}{\varepsilon^{n_1}}$  .

40. По какой формуле определяется температура рабочего тела в конце процесса сжатия ( $k_1$  – показатель адиабаты сжатия;  $n_1$  – показатель политропы сжатия)?

а)  $T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}$  ;



$$\text{б) } T_c = \frac{T_a}{\varepsilon^{n_1-1}};$$

$$\text{в) } T_c = T_a \varepsilon^{k_1-1};$$

$$\text{г) } T_c = \frac{T_a}{\varepsilon^{k_1-1}}.$$

41. В двигателе внутреннего сгорания с воспламенением от искры в конце процесса сжатия давление в надпоршневом пространстве равно 2 МПа, а температура рабочего тела составляет 527 °С. Определите теоретическое давление в конце процесса сгорания, если температура в конце видимого процесса сгорания составляет 2527 °С. Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси принять равным  $\mu=1,05$ .

$$\text{а) } 6,67 \text{ МПа};$$

$$\text{б) } 7,35 \text{ МПа};$$

$$\text{в) } 9,13 \text{ МПа};$$

$$\text{г) } 10,07 \text{ МПа}.$$

42. Теоретическое давление в конце процесса сгорания в двигателе, работающем по циклу с подводом теплоты при постоянном объеме, равно 6 МПа. Каково значение действительного давления в конце процесса сгорания в этом двигателе?

$$\text{а) } 4,5 \text{ МПа};$$

$$\text{б) } 5,1 \text{ МПа};$$

$$\text{в) } 5,4 \text{ МПа};$$

$$\text{г) } 6,0 \text{ МПа}.$$

43. Теоретическое давление в конце процесса сгорания в двигателе, работающем по циклу со смешанным подводом теплоты, равно 10 МПа. Каково значение действительного давления в конце процесса сгорания в этом двигателе

$$\text{а) } 7,5 \text{ МПа};$$

$$\text{б) } 8,5 \text{ МПа};$$

$$\text{в) } 9,0 \text{ МПа};$$

$$\text{г) } 10,0 \text{ МПа}.$$

44. По какой формуле определяется давление газов в цилиндре в конце процесса расширения в двигателе, работающем по циклу с подводом теплоты при постоянном объеме ( $k_2$  – показатель адиабаты расширения;  $n_2$  – показатель политропы расширения)?

$$\text{а) } p_b = p_z \varepsilon^{k_2};$$

$$\text{б) } p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{k_2}};$$

$$\text{в) } p_b = p_z \varepsilon^{n_2};$$

$$\text{г) } p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}.$$

45. По какой формуле определяется температура рабочего тела в конце процесса расширения в двигателе, работающем по циклу с подводом теплоты при постоянном объеме ( $k_2$  – показатель адиабаты расширения;  $n_2$  – показатель политропы расширения)?

$$\text{а) } T_b = T_z \varepsilon^{n_2-1};$$

$$\text{б) } T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}};$$

$$\text{в) } T_b = T_z \varepsilon^{k_2-1};$$

$$\text{г) } T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{k_2-1}}.$$

46. Какая формула используется при аналитическом методе построения политропы сжатия на индикаторной диаграмме?

$$\text{а) } p_x = p_a \left( \frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1};$$

$$\text{б) } p_x = p_a \left( \frac{V_x}{V_a} \right)^{n_1};$$

$$\text{в) } p_x = p_a \frac{V_x}{V_a};$$

$$\text{г) } p_x = p_a \frac{V_a}{V_x}.$$

47. Скоростная характеристика ДВС – это

а) зависимость основных показателей двигателя от скорости движения транспортного средства при неизменном положении органа управления двигателем;

б) зависимость скорости движения транспортного средства от основных показателей его двигателя при неизменном положении органа управления двигателем;

в) зависимость основных показателей двигателя от частоты вращения коленчатого вала при неизменном положении органа управления двигателем;

г) зависимость частоты вращения коленчатого вала от основных показателей двигателя при неизменном положении органа управления двигателем.

48. Что представляет собой коэффициент приспособляемости?

а) отношение номинальной эффективной мощности двигателя к эффективной мощности в искомой точке скоростной характеристики ДВС;

б) отношение максимального крутящего момента к крутящему моменту при номинальной мощности;

в) отношение удельного эффективного расхода топлива в искомой точке скоростной характеристики ДВС к удельному эффективному расходу топлива при номинальной мощности;

г) применительно к автомобильным и тракторным двигателям подобный коэффициент не используется.

49. С какой целью осуществляют расчет кинематики КШМ?

а) с целью определения величины полезной работы, снимаемой с коленчатого вала;

б) с целью определения перемещения, скорости и ускорения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа;

в) с целью определения суммарных сил и моментов, возникающих от давления газов и сил инерции;

г) нет правильного ответа.

50. Какая формула используется в практических расчетах для определения перемещения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа для двигателя с центральным КШМ?

а) 
$$S_x = R \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) - k\lambda \sin \varphi \right];$$

б) 
$$S_x = R \left[ (1 - \sin \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \sin 2\varphi) - k\lambda \cos \varphi \right];$$

в) 
$$S_x = R \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right];$$

г) 
$$S_x = R \left[ (1 - \sin \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \sin 2\varphi) \right].$$

51. Какая формула используется в практических расчетах для определения скорости поршня в зависимости от угла поворота кривошипа для двигателя с центральным КШМ?

а)  $v_n = \omega R \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi - k\lambda \cos \varphi \right);$

б)  $v_n = \omega R \left( \cos \varphi + \frac{\lambda}{2} \cos 2\varphi - k\lambda \sin \varphi \right);$

в)  $v_n = \omega R \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right);$

г)  $v_n = \omega R \left( \cos \varphi + \frac{\lambda}{2} \cos 2\varphi \right).$

52. Какая формула используется в практических расчетах для определения ускорения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа для двигателя с центральным КШМ?

а)  $j = \omega^2 R (\sin \varphi + \lambda \sin 2\varphi - k\lambda \cos \varphi);$

б)  $j = \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi - k\lambda \sin \varphi);$

в)  $j = \omega^2 R (\sin \varphi + \lambda \sin 2\varphi);$

г)  $j = \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi).$

53. С какой целью осуществляют динамический расчет КШМ?

а) с целью определения величины полезной работы, снимаемой с коленчатого вала;

б) с целью определения перемещения, скорости и ускорения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа;

в) с целью определения суммарных сил и моментов, возникающих от давления газов и сил инерции;

г) нет правильного ответа.

54. Давление газов в надпоршневом пространстве составляет 0,6 МПа. Площадь поршня равна 0,005 м<sup>2</sup>. Определите силу давления газов на поршень при вышеуказанных условиях. Величину атмосферного давления принять равной 0,1 МПа.

а) 0,0025 МН;

б) 0,0030 МН;

в) 100 МН;

г) 120 МН.

55. По какой формуле определяется действующая на КШМ сила инерции от возвратно-поступательно движущихся масс?

- а)  $P_j = -m_j \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ ;
- б)  $P_j = -m_j \omega R \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right)$ ;
- в)  $P_j = -m_j R \left[ (1 - \sin \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \sin 2\varphi) \right]$ ;
- г)  $P_j = R \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) - k\lambda \sin \varphi \right]$ .

56. Площадь поршня цилиндра двигателя равна  $0,005 \text{ м}^2$ , радиус кривошипа –  $0,04 \text{ м}$ . В рассматриваемый момент времени давление газов в надпоршневом пространстве цилиндра составляет  $0,35 \text{ МПа}$ , а удельная сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс составляет  $0,85 \text{ МПа}$ . В рассматриваемый момент времени отношение  $\sin(\varphi+\beta)/\cos\beta=0,75$ . Определите крутящий момент указанного цилиндра.

- а)  $75 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;
- б)  $180 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;
- в)  $320 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;
- г) нет правильного ответа.

57. Какие из перечисленных ниже достоинств характерны негильзованным блокам цилиндров?

- 1) высокая прочность и жесткость блок-картера;
  - 2) при выходе из строя одного из цилиндров не требуется замена всего блока;
  - 3) меньшие габариты и масса корпуса блока цилиндров.
- а) 1, 2; б) 2, 3; в) 1, 3; г) 1, 2, 3.

58. Укажите, при использовании какого типа гильз цилиндров обеспечивается наилучший отвод теплоты от наиболее термически нагруженных частей гильз и поршневых колец?

- а) сухих без опорного бурта;
- б) сухих с верхним опорным буртом;
- в) мокрых с верхним опорным фланцем;
- г) мокрых с нижним опорным фланцем.

59. Чем определяется высота водяной рубашки жидкостного охлаждения цилиндров?

а) положением верхнего уплотняющего пояса поршня при его нахождении в верхней мертвой точке и положением оси поршневого пальца при нахождении поршня в нижней мертвой точке;

б) положением днища поршня при его нахождении в верхней и нижней мертвых точках;

в) положением оси поршневого пальца при нахождении поршня в верхней мертвой точке и положением верхнего уплотняющего пояса поршня при его нахождении в нижней мертвой точке;

г) положением оси поршневого пальца при нахождении поршня в верхней и нижней мертвых точках.

60. Какие из перечисленных ниже достоинств характерны блокам цилиндров, изготовленным из чугуна?

1) невысокая стоимость;

2) малая масса;

3) высокая теплопроводность;

4) высокая прочность и жесткость.

а) 3, 4; б) 1, 4; в) 1, 3; г) 2, 3, 4.

61. При какой силовой схеме ДВС с жидкостным охлаждением элементы блока цилиндров в результате предварительной затяжки находятся в сжатом состоянии, и газовые силы разгружают их?

а) силовая схема с несущим блоком цилиндров;

б) силовая схема с несущей рубашкой;

в) силовая схема с несущими силовыми шпильками;

г) силовая схема с несущей рубашкой и силовая схема с несущими силовыми шпильками.

62. В двигателях какого типа используются вихревые камеры сгорания?

а) дизели с разделенными камерами сгорания;

б) дизели с неразделенными камерами сгорания;

в) двигатели с центральным впрыском бензина и электронным управлением;

г) карбюраторные двигатели.

63. Укажите, какие из перечисленных ниже функций выполняет головка поршня?

1) формирование камеры сгорания;

2) герметизация надпоршневого пространства;

- 3) восприятие динамических нагрузок;  
4) обеспечение движения поршня без перекосов.

а) 1, 2, 3; б) 2, 3, 4; в) 1, 3, 4; г) 1, 2.

64. Укажите, какие из перечисленных ниже функций выполняет юбка поршня?

- 1) формирование камеры сгорания;  
2) герметизация надпоршневого пространства;  
3) восприятие динамических нагрузок;  
4) обеспечение движения поршня без перекосов.

а) 1, 4; б) 2, 3; в) 3, 4; г) 4.

65. Какие из перечисленных ниже функций выполняют поршневые кольца?

- 1) герметизация надпоршневого пространства;  
2) отвод теплоты от поршня в стенки цилиндра;  
3) рациональное распределение масла по зеркалу цилиндра.

а) 1, 2; б) 2, 3; в) 1, 3; г) 1, 2, 3.

66. Поршневые кольца каких из перечисленных ниже типов используются в качестве компрессионных?

- 1) прямоугольного профиля;  
2) коробчатого типа с витым пружинным расширителем;  
3) стальные составные с радиальным и осевым расширителем;  
4) кольца с поперечным сечением в виде двусторонней трапеции.

а) 2, 3; б) 1, 4; в) 1; г) 2, 3, 4.

67. Поршневые кольца каких из перечисленных ниже типов используются в качестве маслосъемных?

- 1) прямоугольного профиля;  
2) коробчатого типа с витым пружинным расширителем;  
3) стальные составные с радиальным и осевым расширителем;  
4) кольца с поперечным сечением в виде двусторонней трапеции.

а) 2, 3; б) 3, 4; в) 1, 2; г) 2, 3, 4.

68. Профиль поршневого кольца какого типа изображен на рис.?

а) компрессионное кольцо прямоугольного профиля со скошенной внутренней выточкой;



Рис.

- б) маслоъемное кольцо коробчатого типа с радиальным расширителем;
- в) маслоъемное кольцо с тангенциальным расширителем;
- г) компрессионное кольцо с поперечным сечением в виде несимметричной трапеции.

69. Может ли быть равномерным износ поршневых пальцев?

- а) может быть равномерным для всех типов поршневых пальцев;
- б) может быть равномерным только для закрепленных пальцев;
- в) может быть равномерным только для плавающих пальцев;
- г) не может быть равномерным для всех типов поршневых пальцев.

70. Укажите, какие из перечисленных ниже напряжений возникают в поршневом пальце во время работы двигателя?

- 1) изгиба;
- 2) сдвига;
- 3) смятия;
- 4) овализации.

- а) 2; б) 1, 3; в) 1, 3, 4; г) 1, 2, 3, 4.

71. Укажите, какие из перечисленных ниже элементов не входят в состав шатуна?

- а) шатунная шейка;
- б) кривошипная головка;
- в) стержень;
- г) поршневая головка.

72. Какой коленчатый вал называется полноопорным?

- а) вал, в котором с обеих сторон каждой коренной шейки располагаются шатунные шейки;
- б) в котором с обеих сторон каждой шатунной шейки располагаются коренные шейки;
- в) в котором шатунные шейки одновременно являются коренными шейками;
- г) каждая щека которого снабжена противовесом.

73. Распределительный вал газораспределительного механизма приводится во вращение

- а) от коленчатого вала;
- б) трансмиссии;
- в) вала масляного насоса;



г) вала вентилятора системы охлаждения.

74. Какой из приведенных ниже элементов не входит в состав газораспределительного механизма при верхнем расположении распределительного вала?

- а) коромысло;
- б) клапан;
- в) штанга;
- г) клапанная пружина.

75. Положительными отличиями многоклапанных газораспределительных механизмов от двухклапанных являются

- а) простота механизма и меньшие габариты и масса подвижных частей механизма;
- б) более высокий коэффициент наполнения и меньшие габариты и масса подвижных частей механизма;
- в) уменьшенная стоимость изготовления и более высокий коэффициент наполнения;
- г) простота и уменьшенная стоимость изготовления механизма.

76. Какие клапаны газораспределительного механизма работают в наиболее тяжелых термических и химических условиях?

- а) впускные;
- б) выпускные;
- в) и впускные, и выпускные клапаны работают в одинаковых условиях;
- г) в двигателях с искровым зажиганием – впускные, а в дизелях впускные и выпускные клапаны работают в одинаковых условиях.

77. Для каких целей в газораспределительном механизме предназначены толкатели?

- а) для обеспечения вращения распределительного вала;
- б) регулирования частоты вращения распределительного вала;
- в) передачи усилий от кулачка распределительного вала клапанам;
- г) фиксации распределительного вала от осевых перемещений.

78. Принцип действия какого устройства основан на том, что из-за большой разницы в скоростях движения воздуха и топлива, проходящих через смесеобразующее устройство, струя топлива разбивается на мельчайшие частицы с образованием паровоздушной горючей смеси?

- а) карбюратора;

- б) электромагнитной форсунки системы электронного впрыска бензина;
- в) форсунки системы питания дизеля;
- г) нет правильного ответа.

79. Какое устройство или какая система карбюратора обеспечивает приготовление обедненной горючей смеси постоянного состава при работе двигателя на средних нагрузках?

- а) экономайзер принудительного холостого хода;
- б) ускорительный насос;
- в) экономайзер мощностных режимов;
- г) главная дозирующая система.

80. Какое устройство или какая система карбюратора служит для обогащения горючей смеси с целью получения от двигателя полной мощности при полностью открытой дроссельной заслонке?

- а) экономайзер принудительного холостого хода;
- б) ускорительный насос;
- в) экономайзер мощностных режимов;
- г) главная дозирующая система.

81. Какое устройство или какая система карбюратора служит для кратковременного обогащения горючей смеси при резком открытии дроссельной заслонки?

- а) экономайзер принудительного холостого хода;
- б) ускорительный насос;
- в) экономайзер мощностных режимов;
- г) главная дозирующая система.

82. Какое из перечисленных ниже устройств не входит в состав системы питания карбюраторного двигателя?

- а) топливный фильтр;
- б) топливный насос;
- в) топливная форсунка;
- г) воздухоочиститель.

83. Ниже приведены преимущества различных систем питания двигателей с искровым зажиганием. Укажите, какие из них характерны системам впрыска при сравнении их с системами питания карбюраторных двигателей?

- 1) более высокий коэффициент наполнения цилиндров свежим зарядом;

- 2) возможность применения топлива с более низким октановым числом;  
 3) меньшая стоимость;  
 4) упрощение системы питания;  
 5) лучшая равномерность распределения топлива по цилиндрам;  
 6) улучшение газодинамических характеристик впускного тракта.
- а) 1, 2, 4, 5; б) 3, 4, 5, 6; в) 1, 3, 4, 6; г) 1, 2, 5, 6.

84. В каких системах впрыскивания бензина используется только одна форсунка?

- а) в системах центрального впрыска;  
 б) в системах распределенного впрыска над впускными клапанами;  
 в) в системах распределенного впрыска непосредственно в цилиндр;  
 г) во всех системах впрыскивания бензина обязательно используется больше одной форсунки.

85. Могут ли в системах впрыскивания бензина устанавливаться два насоса: низкого и высокого давления?

- а) да, в системах центрального впрыска;  
 б) да, в системах распределенного впрыска над впускными клапанами;  
 в) да, в системах распределенного впрыска непосредственно в цилиндр;  
 г) нет, во всех системах впрыскивания бензина устанавливается только один топливный насос.

86. Схема какого устройства изображена на рис.?

- а) простейшего карбюратора;  
 б) плунжерного насоса;  
 в) свечи зажигания;  
 г) электромагнитной форсунки.

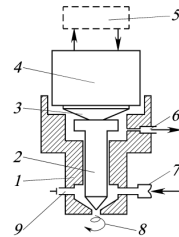


Рис.

87. Могут ли в топливной системе дизеля отсутствовать топливопроводы высокого давления?

- а) не могут;  
 б) могут, но только в системах разделенного типа;  
 в) могут, но только в насос-форсунках;

г) в топливных системах всех дизелей топливопроводы высокого давления отсутствуют.

88. Укажите количество основных топливных магистралей в топливной системе разделенного типа дизеля.

- а) 1;
- б) 2;
- в) 3;
- г) 4.

89. Укажите, какое из перечисленных ниже устройств системы питания дизеля не входит в состав топливной магистрали высокого давления?

- а) топливный фильтр;
- б) муфта опережения впрыскивания топлива;
- в) форсунка;
- г) топливный насос высокого давления.

90. Насосы какого типа используются для принудительного подвода смазочного материала к узлам и механизмам автомобильных двигателей?

- а) плунжерные;
- б) центробежные;
- в) осевые;
- г) шестеренчатые.

91. Какие из перечисленных ниже устройств смазочной системы ДВС, предназначенных для очистки масла, относятся к барьерным?

- 1) неразборный масляный фильтр;
- 2) центрифуга с механическим приводом;
- 3) центрифуга с реактивным сопловым приводом;
- 4) центрифуга с бессопловым приводом.

- а) 1; б) 1, 2; в) 3, 4; г) 2, 3, 4.

92. Какие из перечисленных ниже устройств смазочной системы ДВС, предназначенных для очистки масла, относятся к энергетическим?

- 1) неразборный масляный фильтр;
- 2) центрифуга с механическим приводом;
- 3) центрифуга с реактивным сопловым приводом;
- 4) центрифуга с бессопловым приводом.

- а) 1; б) 1, 2; в) 3, 4; г) 2, 3, 4.

93. Какое из перечисленных ниже устройств смазочной системы ДВС, предназначенных для очистки масла, приводится в действие за счет крутящего момента, создаваемого струями масла, выбрасываемыми из двух жиклеров, направленных в противоположные стороны?

- а) неразборный масляный фильтр;
- б) центрифуга с механическим приводом;
- в) центрифуга с реактивным сопловым приводом;
- г) центрифуга с бесопловым приводом.

94. Преимуществами воздушно-масляных радиаторов перед жидкостно-масляными являются

- а) простота и надежность устройства;
- б) простота устройства и быстрый прогрев масла после запуска двигателя;
- в) надежность устройства и поддержание стабильного температурного режима;
- г) быстрый прогрев масла после запуска двигателя и поддержание стабильного температурного режима.

95. При перегреве двигателя

- а) увеличивается износ деталей и улучшается наполнение цилиндров горючей смесью или воздухом;
- б) увеличивается износ деталей и ухудшается наполнение цилиндров горючей смесью или воздухом;
- в) уменьшается износ деталей и ухудшается наполнение цилиндров горючей смесью или воздухом;
- г) уменьшается износ деталей и улучшается наполнение цилиндров горючей смесью или воздухом.

96. Преимуществом жидкостной системы охлаждения ДВС перед воздушной является

- а) простота конструкции;
- б) удобство обслуживания;
- в) облегчение пуска двигателя при отрицательных температурах окружающего воздуха;
- г) уменьшение массы.

97. При низкой температуре антифризы

- а) превращаются в лед;
- б) превращаются в порошок;
- в) превращаются в густую массу;
- г) остаются в жидком состоянии.

98. Какое из перечисленных устройств системы охлаждения ДВС не включается в малый круг циркуляции?

- а) жидкостный насос;
- б) радиатор;
- в) термостат;
- г) рубашка охлаждения блока и головки цилиндров.

99. В каком случае циркуляция охлаждающей жидкости в ДВС осуществляется по малому кругу?

- а) при пуске и работе непрогретого двигателя;
- б) при нормальном тепловом режиме работы двигателя;
- в) при перегреве двигателя;
- г) при нормальном тепловом режиме двигателя и при его перегреве.

100. Насосы какого типа получили наибольшее применение для создания принудительной циркуляции охлаждающей жидкости в системе охлаждения ДВС?

- а) плунжерные;
- б) центробежные;
- в) осевые;
- г) шестеренчатые.

101. Основной функцией термостата системы охлаждения ДВС является

- а) только включение или отключение поступления охлаждающей жидкости в радиатор системы охлаждения;
- б) регулирование количества охлаждающей жидкости, циркулирующей через радиатор системы охлаждения;
- в) охлаждение циркулирующей в системе охлаждения жидкости;
- г) очистка циркулирующей в системе охлаждения жидкости от твердых примесей за счет разности плотностей.

102. Может ли для теплорассеивающей сердцевины радиаторов системы охлаждения использоваться шахматное по отношению к потоку охлаждающего воздуха расположение охлаждающих трубок?

- а) может, для всех типов теплорассеивающих сердцевины;
- б) может, только для трубчато-пластинчатых сердцевины;
- в) может, только для трубчато-ленточных сердцевины;
- г) не может.

103. За счет чего осуществляется повышение мощности ДВС при использовании наддува?

- а) за счет увеличения массового наполнения цилиндров свежим зарядом;
- б) за счет повышения геометрической степени сжатия в цилиндре;
- в) за счет обогащения рабочей смеси;
- г) за счет увеличения массового наполнения цилиндров свежим зарядом, повышения геометрической степени сжатия в цилиндре и обогащения рабочей смеси.

104. При сгорании в ДВС какого из перечисленных ниже топлив доля трехатомных газов в отработавших газах будет наименьшей?

- а) метиловый эфир рапсового масла;
- б) метанол;
- в) дизельное топливо;
- г) содержание трехатомных газов в отработавших газах перечисленных топлив будет одинаковым.

105. Укажите, какое из перечисленных ниже топлив имеет наибольшее октановое число?

- а) бензин;
- б) метанол;
- в) смесь бензина и метанола;
- г) октановое число всех перечисленных топлив имеет одинаковые значения.

106. Укажите вариант ответа, в котором приведены все преимущества использования диметилэфира в дизелях по сравнению с использованием дизельного топлива?

- 1) исключение дымления;
  - 2) повышение экологичности;
  - 3) снижение шума при работе;
  - 4) обеспечение хороших пусковых свойств.
- а) 1, 2, 3; б) 2, 3, 4; в) 1, 3, 4; г) 1, 2, 3, 4.

**Библиографический список**

1. Автомобильные двигатели: учебник для студ. высш. учеб. заведений / М.Г. Шатров, К.А. Морозов, И.В. Алексеев и др.; под ред. М.Г. Шатрова. – М.: Издательский центр “Академия”, 2010. – 464 с.
2. Автомобильные двигатели: Курсовое проектирование: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / М.Г. Шатров, И.В. Алексеев, С.Н. Богданов и др.; под ред. М.Г. Шатрова. – М.: Издательский центр “Академия”, 2011. – 256 с.
3. *Буров, А.Л.* Тепловые двигатели: Учеб. пособие / А.Л. Буров. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: МГИУ, 2008. – 224 с.
4. *Вахламов, В.К.* Автомобили: Теория и конструкция автомобиля и двигателя: учебник для студ. учреждений СПО / В.К. Вахламов, М.Г. Шатров, А.А. Юрчевский; под ред. А.А. Юрчевского. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 816 с.
5. *Волков, В.С.* Электрооборудование транспортных и транспортно-технологических машин: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / В.С. Волков. – М.: Издательский центр «Академия», 2010. – 208 с.
6. *Губарев, А.В.* Конструкции и работа механизмов и систем двигателя внутреннего сгорания: лабораторный практикум: учеб. пособие / А.В. Губарев. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2012. – 114 с.
7. Двигатели внутреннего сгорания: учебник для вузов / А.С. Хачиян, К.А. Морозов, В.Н. Луканин и др.; под ред. В.Н. Луканина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1985. – 311 с.
8. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: учебник для вузов / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др.; под ред. В.Н. Луканина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 2005. – 479 с.
9. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование: учебник для вузов / В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др.; под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 2005. – 400 с.
10. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей: учебник для вузов / С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.
11. *Ерохов, В.И.* Системы впрыска бензиновых двигателей (конструкция, расчет, диагностика): учебник для вузов / В.И. Ерохов. – М.: Горячая линия–Телеком, 2011. – 552 с.
12. *Колчин, А.И.* Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высшая школа, 2008. – 496 с.



13. *Лозовецкий, В.В.* Гидро- и пневмосистемы транспортно-технологических машин: Учеб. пособие / В.В. Лозовецкий. – СПб.: Издательство «Лань», 2012. – 551 с.
14. *Пузанков, А.Г.* Автомобили: Устройство автотранспортных средств: учебник для студ. учреждений СПО / А.Г. Пузанков. – 5-е изд., перераб. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 560 с.
15. Сборник задач по технической термодинамике: Учеб. пособие для студентов вузов / Т.Н. Андрианова, Б.В. Дзампов, В.Н. Зубарев и др. – 5-е изд., стер. – М.: Издательский дом МЭИ, 2006. – 356 с.
16. *Сокол, Н.А.* Основы конструкции автомобиля. Двигатели внутреннего сгорания Ч. 1: учеб. пособие / Н.А. Сокол, С.И. Попов. – Ростов н/Д.: Издательский центр ДГТУ, 2003. – 113 с.
17. *Стуканов, В.А.* Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля: учеб. пособие / В.А. Стуканов. – М.: ИД «ФОРУМ»: ИНФРА-М, 2007. – 368 с
18. Техническая термодинамика: Учебник для вузов / Е.В. Дрыжаков, С.И. Исаев, И.А. Кожин и др.; под ред. В.И. Крутова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1981. – 432 с.
19. <http://avtodisel.ru/>
20. [http://www.cat.com/ru\\_RU/products/new/power-systems/industrial-oem.html](http://www.cat.com/ru_RU/products/new/power-systems/industrial-oem.html)
21. [http://nttenergo.ru/CONTENT/TehnikaInfo/Well\\_Service/C-32.pdf](http://nttenergo.ru/CONTENT/TehnikaInfo/Well_Service/C-32.pdf)
22. <http://www.powertrain.ru/>
23. <http://www.stroyteh.ru/wiki/>

## Содержание

Введение.....	3
Глава 1. ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ И ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	6
1.1. Теоретические сведения.....	6
1.1.1. Элементы классификации двигателей внутреннего сгорания.....	6
1.1.2. Рабочие циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания.....	8
1.1.3. Экологические показатели работы двигателей внутреннего сгорания.....	9
1.2. Практикум.....	10
1.2.1. Основные конструктивные параметры двигателя внутреннего сгорания.....	10
1.2.2. Основные показатели работы двигателей внутреннего сгорания.....	14
Вопросы для самопроверки.....	18
Глава 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.....	20
2.1. Теоретические сведения.....	20
2.1.1. Особенности замкнутых теоретических циклов.....	20
2.1.2. Особенности разомкнутых теоретических циклов.....	20
2.2. Практикум.....	22
2.2.1. Основные показатели замкнутых теоретических циклов.....	22
Вопросы для самопроверки.....	28
Глава 3. ТОПЛИВО, РАБОЧИЕ ТЕЛА И ИХ СВОЙСТВА.....	29
3.1. Теоретические сведения.....	29
3.1.1. Рабочие тела в двигателях внутреннего сгорания.....	29
3.1.2. Состав и свойства топлив для поршневых двигателей внутреннего сгорания.....	30
3.1.3. Детонационное сгорание.....	32
3.1.4. Калильное зажигание.....	33
3.2. Практикум.....	34
3.2.1. Определение основных характеристики топлив для двигателей внутреннего сгорания.....	34

3.2.2. Определение количества воздуха, подаваемого на горение.....	36
3.2.3. Определение состава и количества продуктов сгорания.....	39
3.2.4. Понятие средней теплоемкости рабочего тела.....	41
Вопросы для самопроверки.....	46
Глава 4. РАСЧЕТ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.....	48
4.1. Теоретические сведения.....	48
4.1.1. Исходные данные для проведения поверочного теплового расчета.....	48
4.1.2. Порядок и основы расчета действительного рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания.....	49
4.2. Практикум.....	50
4.2.1. Расчет параметров окружающей среды и остаточных газов.....	50
4.2.2. Расчет процесса впуска.....	53
4.2.3. Расчет процесса сжатия.....	57
4.2.4. Расчет процесса сгорания.....	60
4.2.5. Расчет процесса расширения.....	65
4.2.6. Расчет процесса выпуска.....	70
4.2.7. Расчет индикаторных параметров рабочего цикла.....	72
4.2.8. Расчет эффективных показателей двигателя.....	75
4.2.9. Расчет основных параметров цилиндра и двигателя.....	81
4.2.10. Построение индикаторной диаграммы двигателя внутреннего сгорания.....	82
Вопросы для самопроверки.....	91
Глава 5. СКОРОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.....	93
5.1. Теоретические сведения.....	93
5.1.1. Характеристики двигателей внутреннего сгорания.....	93
5.2. Практикум.....	94
5.2.1. Расчет и построение внешней скоростной характеристики двигателя внутреннего сгорания.....	94
Вопросы для самопроверки.....	100
Глава 6. КИНЕМАТИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА.....	101
6.1. Теоретические сведения.....	101
6.1.1. Виды кривошипно-шатунных механизмов.....	101
6.1.2. Основы определения перемещения, скорости и	

ускорения поршня.....	102
6.2. Практикум.....	103
6.2.1. Перемещение поршня.....	103
6.2.2. Скорость поршня.....	106
6.2.3. Ускорение поршня.....	109
6.3. Лабораторный практикум.....	112
Лабораторная работа №1. Исследование кинематики двигателя внутреннего сгорания.....	112
Вопросы для самопроверки.....	113
Глава 7. ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА.....	115
7.1. Теоретические сведения.....	115
7.1.1. Основные положения динамического расчета кривошипно-шатунного механизма.....	115
7.2. Практикум.....	119
7.2.1. Определение сил давления газов.....	119
7.2.2. Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма.....	123
7.2.3. Определение сил инерции.....	126
7.2.4. Определение суммарных сил, действующих в криво- шипно-шатунном механизме.....	128
7.3. Лабораторный практикум.....	137
Лабораторная работа №2. Исследование динамики двигателя внутреннего сгорания.....	138
Вопросы для самопроверки.....	140
Глава 8. МЕХАНИЗМЫ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.....	142
8.1. Теоретические сведения.....	142
8.1.1. Кривошипно-шатунный механизм.....	142
8.1.2. Газораспределительный механизм.....	160
8.2. Практикум.....	165
8.2.1. Основы расчета поршня.....	165
8.2.2. Основы расчета поршневых колец.....	169
8.2.3. Основы расчета поршневого пальца.....	171
8.3. Лабораторный практикум.....	174
Лабораторная работа №3. Исследование конструкции механизмов двигателя внутреннего сгорания.....	175
Вопросы для самопроверки.....	176
Глава 9. СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ...	177
9.1. Система питания.....	177

9.2. Система смазки.....	191
9.3. Система охлаждения.....	198
Вопросы для самопроверки.....	207
Глава 10. ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ НАЗЕМНОГО ТРАНСПОРТА.....	209
10.1. Основные пути совершенствования двигателей наземного транспорта.....	209
10.2. Способы повышения мощности двигателей внутреннего сгорания.....	209
10.3. Применение в автотракторных двигателях перспективных топлив.....	211
Вопросы для самопроверки.....	217
Глава 11. ЗАДАНИЕ НА ВЫПОЛНЕНИЕ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ.....	218
11.1. Бланк задания на выполнение расчетно-графической работы...	219
11.2. Варианты заданий на выполнение расчетно-графической работы.....	220
11.3. Пример теплового расчета дизеля.....	221
ТЕСТЫ.....	232
Библиографический список.....	256

Учебное издание

ГУБАРЕВ Артем Викторович

# **ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ, СТРОИТЕЛЬНЫХ, ДОРОЖНЫХ МАШИН и ОБОРУДОВАНИЯ**

Учебное пособие для студентов заочной формы обучения  
с применением дистанционных технологий  
направления подготовки бакалавров  
190100 – Наземные транспортно-технологические комплексы  
(профиль подготовки – Подъемно-транспортные, строительные, дорож-  
ные машины и оборудование)

Подписано в печать 2015 г. Формат 60×84/16.

Усл. печ. л. 15,2. Уч.-изд. л. 16,4

Тираж 60 экз. Заказ № .

Отпечатано в Белгородском государственном технологическом университете  
им. В.Г. Шухова  
308012, г. Белгород, ул. Костюкова, 46