

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ ПОЛИТЕХНИЧЕСКАЯ
АКАДЕМИЯ

Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

по курсу «Силовые установки транспортных средств»
для студентов-заочников специальности Т.04.02.00 –
«Эксплуатация транспортных средств»

Минск 1999

УДК 621.43

Настоящие методические указания составлены на основании типового программы дисциплины "Силовые установки транспортных средств", утвержденной Советом БГПА 6.12.96 г. Сюда включена рабочая программа дисциплины, методические указания по изучению теоретических вопросов и выполнению курсовой работы

Составители:

Г.М.Кухаренск, И.К.Русецкий

Рецензент М.П.Бренич

Учебное издание

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

по курсу «Силовые установки транспортных средств»
для студентов-заочников специальности Т.04.02.00 –
«Эксплуатация транспортных средств»

Составители: КУХАРЕНОК Георгий Михайлович
РУСЕЦКИЙ Игорь Константинович

Редактор Т.Н.Микулик. Корректор М.П.Антонова

Подписано в печать 30.06.99.

Формат 60x84 1/16. Бумага тип № 2. Офсет печать.

Усл.печ.л. 3,3. Уч.-изд.л. 2,5. Тираж 150. Зак. 200.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусская государственная политехническая академия.
Лицензия ЛВ № 155 от 30.01.98. 226027, Минск, пр.Ф.Скорны, 65.

© Г.М.Кухаренск, И.К.Русецкий,
составление, 1999

Введение

Дисциплина "Силовые установки транспортных средств" рассчитана на студентов, специализирующихся в области технического обслуживания транспортных средств и их ремонта. Не являясь профилирующей она формирует инженерный уровень специалиста.

Студенты-заочники специальности Т.04.02.00 - "Эксплуатация транспортных средств" эту дисциплину изучают на 4-м курсе. Объем планируемой работы с преподавателем - 38 часов. Объем самостоятельной работы - 120 часов. Работа над курсом включает изучение теоретических вопросов, выполнение 6 лабораторных работ и курсовой работы. Контроль знаний студентов осуществляется путем опроса на лабораторных занятиях, при защите курсовой работы, а также на экзамене.

В первой части курса: "Основы теории, показатели и характеристики двигателей внутреннего сгорания" рассматриваются теоретические основы работы двигателей. Эта часть имеет целью дать студентам систему знаний о факторах, формирующих энергетические, экономические, эксплуатационные и другие показатели, во многом определяющие технические и производственные показатели работы подвижного состава автотранспорта.

Во второй части курса: "Конструкция и расчет автомобильных двигателей" излагаются принципы конструирования и расчета элементов и систем двигателей. Эта часть имеет целью дать студентам понятия о факторах, определяющих надежность, долговечность и безотказность, массогабаритных и производственных показателей силовых агрегатов автомобилей, а также технологических свойствах ремонтпригодности.

В этой же части рассматриваются силовые установки различного назначения и альтернативные схемы тепловых двигателей.

РАБОЧАЯ ПРОГРАММА ДИСЦИПЛИНЫ

Введение

Предмет и задачи курса. Исторический обзор развития тепловых двигателей. Краткий обзор современного транспорта Республики Беларусь. Задачи и перспективы развития автомобильных двигателей, вытекающие из потребностей экономики республики.

Классификация двигателей. Основные понятия и определения, применяемые для поршневых двигателей. Содержание термина "силовая установка" в применении к различным видам транспорта.

Л и т е р а т у р а : [1, с.3-9]; [2, с.3-8]; [4, с.5-7]

Часть I

ОСНОВЫ ТЕОРИИ, ПОКАЗАТЕЛИ И ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

1.1. Термодинамические основы циклов двигателей

Общие сведения. Различие между действительными и обратимыми термодинамическими циклами. Смешанный цикл. Термический коэффициент полезного действия (КПД) и среднее давление смешанного цикла. Анализ цикла, циклы с подводом теплоты при постоянном объеме и давлении. Их анализ. Сравнение показателей циклов при различных ограничивающих условиях.

Л и т е р а т у р а : [1, с.13-25]; [2, с.12-23]; [4, с.8-18].

1.2. Топливо и химические реакции его сгорания

Топливо для автомобильных двигателей, его состав и свойства. Химические реакции при полном сгорании жидкого топлива. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива. Коэффициент избытка воздуха. Горючая смесь и продукты сгорания. Теоретический и действительный коэффициенты молекулярного изменения. Теплота сгорания топлива. Теплоемкость свежего заряда и продуктов сгорания.

Л и т е р а т у р а : [1, с.29, 36-55]; [4, с.33-46].

1.3. Действительные циклы автомобильных двигателей

Общие сведения. Четырехтактный цикл, двухтактный цикл. Процессы действительного цикла.

Процесс впуска. Параметры процесса впуска. Коэффициент наполнения. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на величину коэффициента наполнения.

Процесс сжатия Общие сведения. Теплообмен рабочего тела со стенками цилиндра в процессе сжатия. Показатель политропы сжатия. Давление и температура конца сжатия.

Процесс сгорания. Сгорание в двигателях с искровым зажиганием. Периоды сгорания. Пределы воспламеняемости или горючести смеси. Факторы, влияющие на процесс сгорания в двигателях с искровым зажиганием. Основные нарушения нормального сгорания в двигателях с искровым зажиганием. Детонационное сгорание. Факторы, влияющие на детонацию. Пути улучшения процесса сгорания в двигателях с искровым зажиганием. Форкамерно-факельное зажигание.

Сгорание в дизелях. Периоды сгорания. Факторы, влияющие на процесс сгорания в дизелях. Методы организации процесса сгорания в дизелях.

Определение максимальных температур и давлений цикла. Значения параметров конца сгорания для бензиновых и дизельных двигателей.

Процесс расширения. Теплообмен между газами и стенками цилиндра в процессе расширения. Определение температуры и давления в конце процесса расширения. Значения параметров конца расширения.

Процесс выпуска Два периода выпуска. Температура и давление отработавших газов в конце выпуска. Токсические составляющие продуктов сгорания, выбрасываемых в атмосферу. Методы их обезвреживания.

Л и т е р а т у р а : [1, с.56-90, 93-98, 101-143]; [2, с.24-35, 54-62, 69-71, 95-137]; [4, с.59-130].

2. ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА И ДВИГАТЕЛЯ

2.1. Индикаторные и эффективные показатели

Индикаторная работа и среднее индикаторное давление. Индикаторная мощность. Параметры индикаторной экономичности цикла. Значения индикаторных показателей двигателей. Факторы, влияющие на индикаторные показатели и токсичность двигателей.

Эффективная мощность и механические потери. Среднее эффективное давление и среднее давление механических потерь. Механический КПД. Факторы, влияющие на механические потери. Экономичность двигателя. Значения эффективных показателей автомобильных двигателей. Влияние на эффективные показатели двигателя его технического состояния, эксплуатационных регулировок и режимов работы.

Л и т е р а т у р а : [1, с.144-192]; [2, с.138-157, 182-188].

2.2. Внешний тепловой баланс и тепловая напряженность двигателя

Составляющие внешнего теплового баланса. Количество и доля теплоты, воспринимаемая системой охлаждения; возможности улучшения показателей за счет ее уменьшения. Теплота, уносимая отработавшими газами; возможности утилизации.

Краткие сведения о тепловой напряженности деталей двигателя. Оценочные параметры, влияющие факторы и методы снижения тепловой напряженности.

Л и т е р а т у р а : [1, с.227-234].

2.3. Характеристики двигателей

Понятие о характеристиках. Скоростные, нагрузочные и регуляторные характеристики. Регулировочные характеристики по углу опережения зажигания и впрыска топлива.

Л и т е р а т у р а : [1, с.193-200]; [4, с.182-190].

3. СИСТЕМЫ НАДДУВА И ПИТАНИЯ

3.1. Системы наддува

Способы повышения мощности двигателей. Системы наддува. Газотурбинный наддув. Влияние наддува на параметры рабочего цикла двигателей.

Л и т е р а т у р а : [1, с.211-221].

3.2. Системы питания двигателей с принудительным зажиганием, работающих на жидком топливе

Общая схема системы питания карбюраторных двигателей. Образование горючей смеси в карбюраторном двигателе. Одножиклерный карбюратор, его характеристика, невыгоднейшая характеристика карбюратора.

Основные топливодозирующие системы карбюраторов: с понижением разрежения в диффузоре, с понижением разрежения у жиклера, с дозирующей иглой и системой холостого хода, с повышенными скоростями воздуха.

Дополнительные топливодозирующие системы карбюраторов. Пусковые устройства. Системы холостого хода и их регулировка. Ускорительный насос. Экономайзер и эконостаг.

Многокамерные карбюраторы. Ограничители максимальной частоты вращения вала.

Топливные баки. Топливопроводы и топливные фильтры.

Впрыск бензина. Его преимущества и недостатки. Системы впрыска бензина, имеющие электронное управление.

Л и т е р а т у р а : [1, с.235-263, 266-269]; [2, с.213-216, 223-226, 234-261, 265-292].

3.3. Системы топливоподачи двигателей, работающих на газовом топливе

Общие положения. Перевод карбюраторных двигателей на газовое топливо. Автомобильные газобаллонные установки.

Л и т е р а т у р а : [2, с.293-303].

3.4. Топливоподающая аппаратура быстроходных дизелей

Общая схема системы питания дизелей. Особенности смесеобразования в дизелях.

Форсунки. Принцип работы и регулировки. Определение основных размеров форсунки.

Топливные насосы высокого давления. Работа плунжерной пары. Нагнетательные клапаны и корректоры подачи топлива, их назначение. Конструкция рядных насосов высокого давления. На-

сосы распределительного типа. Регулировка насосов. Определение основных размеров топливных насосов высокого давления.

Вспомогательная аппаратура. Топливоподкачивающие насосы их конструкция. Топливопроводы высокого и низкого давлений. Топливные фильтры. Автоматические муфты опережения впрыска топлива.

Регуляторы. Их назначение и типы. Работа двухрежимных и всережимных регуляторов.

Л и т е р а т у р а : [1, с.277-310]; [2, с.314-363].

3.5. Системы впуска и выпуска

Общие требования. Воздушные фильтры. Впускные и выпускные трубопроводы. Глушители шума.

Л и т е р а т у р а : [6, с 6-28].

Часть 2

КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Центральный кривошипно-шатунный механизм (к-ш.м). Перемещение и скорость поршня. Средняя скорость поршня. Ускорение поршня.

Особенности кинематики смещенного кривошипного механизма.

Силы давления газов. Массы деталей к-ш.м. Приведение масс частей кривошипного механизма. Силы инерции возвратно-поступательно и вращательно движущихся масс. Суммарные силы, действующие в к-ш.м. Развернутые диаграммы сил, действующих на поршневую головку шатуна и на шатунную шейку коленчатого вала. Крутящий момент одноцилиндрового и многоцилиндрового двигателей. Полярная диаграмма сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала. Диаграмма изгиба шатунной шейки коленчатого вала.

Л и т е р а т у р а : [1, с.336-362], [3, с.4-27]; [6, с 3-18].

2. УРАВНОВЕШИВАНИЕ И НЕРАВНОМЕРНОСТЬ ХОДА ДВИГАТЕЛЕЙ

Неуравновешенные силы и моменты. Уравновешивание одноцилиндрового двигателя. Уравновешивание однорядного четырехцилиндрового четырехтактного двигателя.

Равномерность крутящего момента. Коэффициент неравномерности крутящего момента. Равномерность вращения коленчатого вала. Коэффициент неравномерности хода двигателя. Подбор маховика.

Л и т е р а т у р а : [1, с.353-365]; [3, с.33-72]; [5, с.18-22].

3. СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ И АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ СХЕМЫ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Силовая авиационная установка. Особенности конструкции авиационного поршневого двигателя. Особенности конструкции турбовинтового двигателя, турборактивного двигателя.

Газотурбинные автомобильные двигатели. Схема двигателя. Основные преимущества и недостатки.

Двигатели с внешним подводом теплоты. Конструктивная схема. Преимущества и недостатки по сравнению с традиционной схемой двигателя.

Л и т е р а т у р а : [1, с.553-562]; [12].

4. КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ И СИСТЕМ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

4.1. Предпосылки к расчету деталей двигателя на прочность

Расчетные режимы работы двигателя. Расчет на прочность с учетом переменной нагрузки.

Л и т е р а т у р а : [1, с.373-382]; [3, с. 86-104]; [5, с. 23-26].

4.2. Блоки, картеры и головки цилиндров

Кривошипно-шатунный механизм. Конструкция блок-картеров, гильз, цилиндров и головок цилиндров. Уплотнение газового стыка. Упругие подвески двигателя. Материалы блоков, гильз и силовых шпилек. Расчет на прочность стенок цилиндра и силовых шпилек головки цилиндров.

Конструкция деталей поршневой группы. Материалы деталей поршневой группы. Расчет на прочность поршня, поршневого пальца и поршневых колец.

Материалы деталей шатунной группы. Конструкция деталей шатунной группы. Расчет на прочность поршневой головки шатуна, стержня шатуна, кривошипной головки и шатунных болтов.

Конструкция коленчатого вала и его подшипников. Материалы для изготовления коленчатых валов. Антифрикционные сплавы, применяемые для подшипников вала.

Мероприятия по увеличению надежности и долговечности деталей к-ш м.

Л и т е р а т у р а : [1, с.383-467, 480-483]; [3, с.105-189]

4.3 Механизм газораспределения

Конструктивный обзор клапанных механизмов газораспределения. Фазы газораспределения. Определение основных параметров механизма газораспределения. Профили кулачков. Приведение масс элементов механизма газораспределения. Техническое обслуживание механизмов газораспределения. Расчет распределительного вала на прочность.

Л и т е р а т у р а : [1, с.484-516]; [3, с.189-229]; [5, с.78-88].

4.4. Смазочная система двигателя

Конструкция смазочных систем автомобильных двигателей. Масляные насосы, фильтры, клапаны, радиаторы. Особенности конструкции центрифуг и способы их включения в систему смазывания. Контрольные приборы. Вентиляция картера. Техническое обслуживание смазочной системы. Расчет масляного насоса. Гидродинамический расчет подшипника скольжения.

Л и т е р а т у р а : [1, с.517-532]; [3, с.229-244]; [5, с.89-95]

4.5. Система охлаждения двигателей

Система жидкостного охлаждения. Конструкция водяных насосов, радиаторов, термостатов, вентиляторов, жалюзи. Контрольные приборы. Расчет поверхности охлаждения радиаторов.

Особенности конструкции и расчета системы воздушного охлаждения.

Системы автоматического регулирования теплового состояния двигателя.

Л и т е р а т у р а : [1, с.533-547]; [3, с.245-266]; [5, с.95-99]

4.6. Система пуска двигателя

Факторы, влияющие на пусковые качества двигателя. Минимальная частота вращения коленчатого вала, обеспечивающая запуск двигателя. Способы облегчения пуска при низких температурах.

Л и т е р а т у р а : [3, с.266-268]

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ИЗУЧЕНИЮ ПРОГРАММЫ ДИСЦИПЛИНЫ

Самостоятельная работа студентов по дисциплине "Силовые установки транспортных средств" должна начинаться с ознакомления с содержанием рабочей программы, приведенной в настоящих указаниях, и изучения отдельных вопросов по литературе. В основу подготовки следует положить учебники, приведенные в списке литературы. Для облегчения работы с литературой по каждому разделу курса даны ссылки на соответствующие страницы рекомендуемой литературы. При изучении курса работать следует систематически, без длительных перерывов, равномерно распределив изучаемый материал на весь период подготовки.

Целесообразно вести краткий конспект, в котором следует записывать лишь наиболее важное, позволяющее получить при чтении исчерпывающий ответ по содержанию изучаемого раздела курса.

Заключительным этапом работы по изучению курса "Силовые установки транспортных средств" является выполнение курсовой работы.

Введение

Ознакомьтесь с историей развития и перспективами развития двигателей. Необходимо знать, что на ближайшие десятилетия основным источником энергии для автомобилей останутся поршневые двигатели внутреннего сгорания. Их развитие идет по пути повышения экономичности, надежности и долговечности, снижения металлоемкости и токсичности. В настоящее время в нашей стране идет дизелизация автомобильного парка. Для дизелей широкое распространение получает турбонаддув. Для бензиновых двигателей - работа на обедненных смесях с применением систем впрыска топлива. Наряду с развитием поршневых двигателей проводятся работы по созданию новых типов двигателей: Стирлинга, роторных, Баландина и др.

Надо обратить внимание на усвоение основных понятий и определений, применяемых для двигателей внутреннего сгорания (двс), таких, как мертвые точки, ход поршня, характерные объемы, степень сжатия, рабочий цикл, такты, рабочее тело.

Часть I

ОСНОВЫ ТЕОРИИ, ПОКАЗАТЕЛИ И ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

1.1. Термодинамические основы циклов двигателей

В этом разделе надо усвоить и при ответе указать, что оценку совершенства тепловых процессов, протекающих в двс, и определение путей их улучшения принято производить путем рассмотрения обратимых термодинамических циклов.

Ознакомьтесь с основными отличиями термодинамических циклов от действительных и изучите диаграммы трех видов термодинамических циклов двигателей, особенности подвода теплоты в этих циклах. Изучить понятие термического КПД и среднего давления цикла. На примере смешанного цикла рассмотреть вывод формулы для определения термического КПД и предпосылки для определения среднего давления смешанного цикла.

Два других цикла следует рассмотреть как частный случай смешанного цикла, принимая в формулах для определения КПД и среднего давления $\rho = 1$ - для цикла с подводом тепла при постоянном объеме и $\lambda = 1$ - для цикла с подводом тепла при постоянном давлении.

Проанализировать зависимость КПД и среднего давления циклов от степени сжатия и других параметров.

В координатах $p - V(T - S)$ провести сравнение термодинамических циклов при различных ограничивающих условиях. При этом необходимо уяснить, что смешанный цикл при сохранении неизменным максимального давления допускает применение более высокой степени сжатия, чем цикл с подводом теплоты при постоянном объеме. Это является одной из причин высокой экономичности дизелей по сравнению с бензиновыми двигателями.

Вопросы для самопроверки

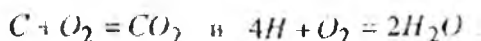
1. Чем отличаются обратимые термодинамические циклы от действительных?
2. Какие три термических цикла служат для оценки совершенства тепловых процессов, протекающих в двигателях?
3. Что называется термическим КПД и средним давлением цикла?
4. Как влияет степень сжатия на величину термического КПД и среднего давления циклов?
5. При каких условиях КПД смешанного цикла выше КПД цикла с подводом теплоты при постоянном объеме?

1.2. Топливо и химические реакции его сгорания

В этом разделе необходимо изучить химические реакции, протекающие при полном сгорании жидкого топлива.

Как показывает практика приема экзаменов, студенты недостаточно хорошо умеют изложить содержание этого вопроса. В связи с этим рекомендуется следующий порядок изложения материала.

Записать реакции окисления углерода и водорода:



При дальнейшем рассмотрении вопроса ограничиться расчетом исходных и конечных продуктов реакции в массовых единицах.

Например, реакцию сгорания одного килограмма жидкого топлива, содержащего C кг углерода, H кг водорода и O кг кислорода, достаточно представить в виде

$$\begin{aligned} C_{\text{кг}}[C] + H_{\text{кг}}[H_2] + O_{\text{кг}}[O_2] + \left(\frac{8}{3}C + 8H - O\right)_{\text{кг}}[O_2] = \\ = \frac{11}{3}C_{\text{кг}}[CO_2] + 9H_{\text{кг}}[H_2O] . \end{aligned}$$

Из записанного уравнения сделать вывод, что для сгорания теоретически необходимо $\left(\frac{8}{3}C + 8H - O\right)$ кг кислорода, а в результате сгорания получим $\frac{11}{3}C_{\text{кг}}$ углекислого газа и $9H$ кг воды.

Учитывая, что в воздухе по массе содержится приблизительно 23% кислорода, теоретически необходимое количество воздуха для сгорания одного килограмма топлива в кг:

$$l_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3}C + 8H - O \right) .$$

Для жидких топлив величина $l_o = 15$ кг воздуха/кг топлива.

При необходимости проведения расчетов в киломолях теоретически необходимое количество воздуха

$$L_o = \frac{l_o}{\mu_a} \cdot \left(\frac{\text{кмоль воздуха}}{\text{кг топлива}} \right) ,$$

где μ_a - молекулярная масса воздуха ($\mu_a = 28,97$ кг/кмоль).

Далее необходимо изучить понятия "коэффициент избытка воздуха", "теоретический и действительный коэффициенты молекулярного изменения".

Разобраться с величинами и способами определения теплоты сгорания топлив, теплосмкости воздуха и продуктов сгорания.

Вопросы для самопроверки

1. Что характеризует элементарный состав топлива?
2. Какие химические реакции протекают в цилиндре двигателя при полном сгорании топлива?
3. Каков состав конечных продуктов реакций полного сгорания жидкого топлива?
4. Как определить теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания одного килограмма топлива?
5. Что называется коэффициентом избытка воздуха?
6. Как определить теоретический и действительный коэффициенты молекулярного изменения?

1.3. Действительные циклы автомобильных двигателей

Работу над этим разделом следует начинать с изучения последовательности осуществления рабочих циклов двигателей по индикаторным диаграммам.

Для примера рассмотрим индикаторную диаграмму четырехтактного карбюраторного двигателя (рис.1).

В этом двигателе впускной клапан открывается с некоторым опережением до верхней мертвой точки (ВМТ) (точка 1) и закрывается после нижней мертвой точки (НМТ) (точка 2). Таким образом, процесс впуска осуществляется по линии 1-р-2. В течение этого процесса в цилиндр поступает смесь топлива и воздуха.

Горючая смесь, поступившая в цилиндр в процессе впуска, смешивается с продуктами сгорания, оставшимися в цилиндре от предыдущего цикла, и образует рабочую смесь.

Далее рабочая смесь сжимается. На индикаторной диаграмме процесс сжатия характеризуется линией *ac*.

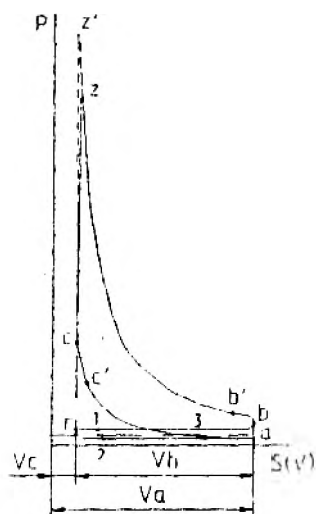


Рис 1. Индикаторная диаграмма четырехтактного карбюраторного двигателя

В конце процесса сжатия, до прихода поршня в ВМТ на электродах свечи проскакивает искра. После образования искры протекает процесс сгорания смеси (участок $c-z$).

После сгорания протекает процесс расширения - участок $z-b$. В этом процессе движение поршня от ВМТ к НМТ происходит под действием избыточного давления газов, в результате совершается работа.

Если из величины работы за такт расширения вычесть работу, затрачиваемую на сжатие смеси, то получим работу газов за цикл.

Процесс выпуска начинается с момента открытия выпускного клапана. Он открывается до прихода поршня в НМТ (точка b'). Выпуск заканчивается к моменту закрытия выпускного клапана, несколько позже ВМТ (точка 3). Таким образом, процесс выпуска соответствует линии $b'br3$.

В течение некоторого периода 1-2-3 одновременно открыты оба клапана - участок перекрывтия клапанов. На этом участке в цилиндр поступает свежий заряд при одновременном удалении отработавших газов.

В дизелях в отличие от карбюраторных двигателей в процессе впуска в цилиндр поступает воздух. Топливо впрыскивается в камеру сгорания в конце сжатия и с некоторой задержкой по времени самовоспламеняется.

Рассмотрим особенности индикаторной диаграммы двухтактного цикла (рис 2).

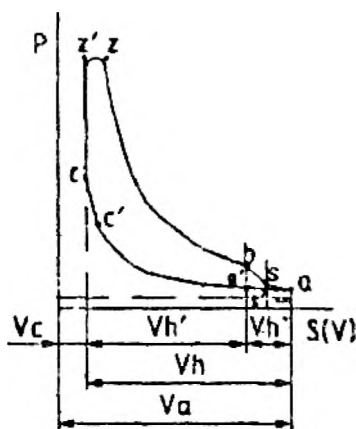


Рис.2. Индикаторная диаграмма двухтактного двигателя

В двухтактном цикле процессы сжатия, сгорания и расширения осуществляются аналогично процессам 4-тактных циклов. В конце процесса расширения открываются выпускные окна (клапаны) и начинается процесс газообмена (точка b). По линии bc происходит свободный выпуск отработавших газов. В точке s открываются продувные окна и свежий заряд под небольшим избыточным давлением поступает в цилиндр двигателя. Далее одновременно происходит выпуск отработавших газов и поступление свежего заряда. Совокупность этих процессов называется продувкой цилиндра. При движении поршня от НМТ к ВМТ сначала закрываются продувочные окна (точка s'), затем выпускные окна (клапаны) — точка a , и начинается процесс сжатия.

Таким образом, в 2-тактных двигателях удаление отработавших газов и наполнение цилиндров происходит в конце расширения и начале сжатия.

Для обеспечения хорошей очистки и зарядки цилиндров 2-тактных двигателей объем свежего заряда, подаваемый в них, должен быть больше суммы объемов цилиндров

Необходимо указать, что в 2-тактных двигателях различают действительную и геометрическую степень сжатия.

Геометрическая степень сжатия представляет собой отношение полного объема цилиндра ($V_c + V_h$) к объему камеры сжатия (V_c):

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

Действительная степень сжатия - отношение объема цилиндра в момент закрытия выпускных окон ($V_c + V_h'$) к объему камеры сжатия (V_c):

$$\varepsilon' = \frac{V_c + V_h'}{V_c} .$$

Объем - $V_h - V_h' = V_h''$, не используемый для процессов сжатия и расширения, называется теряемым объемом. Отношение теряемого объема к рабочему называется коэффициентом потеряннного объема (потерянной доли хода поршня)

$$\psi = \frac{V_h''}{V_h} .$$

Соотношение между геометрической и действительной степенью сжатия определяется следующим выражением:

$$\varepsilon' = \varepsilon(1 - \psi) + \psi .$$

Из приведенного анализа индикаторных диаграмм надо сделать вывод, что действительные циклы поршневых двигателей состоят из следующих процессов: газообмена, включающего выпуск отра-

богатых газов, продувку камеры сгорания и выпуск свежего заряда; сжатия, сопровождающегося повышением внутренней энергии рабочего тела; сгорания, сопровождающегося выделением теплоты, и расширения (рабочий ход).

Характер протекания процессов сжатия, сгорания и расширения не зависит от тактности двигателя и определяется лишь способом организации процесса смесобразования и воспламенения смеси. Процесс газообмена зависит от тактности двигателя. В 4-тактном двигателе его продолжительность составляет более чем два хода поршня; в 2-тактном только часть хода поршня.

В 2-тактном двигателе воздух (или топливозвоздушная смесь) вводится в цилиндр после предварительного сжатия его в компрессоре (кривошипной камере) до давления P_K .

Температура продувочного воздуха T_K выше температуры окружающей среды T_0 и определяется по формуле

$$T_K = T_0 \left(\frac{P_K}{P_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}},$$

где κ - показатель политропы сжатия в нагнетателе, $\kappa=1,5-1,8$;

P_K - давление продувки.

После рассмотрения индикаторных диаграмм следует перейти к более глубокому изучению отдельных процессов действительных циклов.

По каждому процессу надо обратить внимание на условия протекания, расчет и величины параметров состояния газов в характерных точках, а также на факторы, влияющие на протекание этих процессов.

В процессе впуска надо изучить показатели, характеризующие его совершенство: давление и температура в конце наполнения (P_a и T_a), коэффициент остаточных газов и коэффициент наполнения η_v .

Величина потери давления при впуске P_a пропорциональна квадрату частоты вращения коленчатого вала и обратно пропор-

циональна площади проходного сечения клапанов. Для 4-тактных двигателей без наддува

$$\Delta p_a = (0,10 - 0,25)p_o .$$

Для двигателей с наддувом

$$\Delta p_a = (0,05 - 0,15)p_k ,$$

где p_o - атмосферное давление;

p_k - давление после компрессора.

Температура в конце впуска T_a определяется по уравнению баланса тепла свежего заряда и продуктов сгорания до и после их смешения

$$M_1 \bar{\mu} C_{v_1} (T_o + \Delta T) + M_r \bar{\mu} C_{v_r} T_r = (M_1 + M_r) \bar{\mu} C_{v_a} T_a ,$$

где M_1 и M_r - количество свежего заряда и остаточных газов;

$\bar{\mu} C_{v_1}$, $\bar{\mu} C_{v_r}$ и $\bar{\mu} C_{v_a}$ - мольные теплоемкости при постоянном объеме свежего заряда, остаточных газов и рабочей смеси.

Примем

$$\bar{\mu} C_{v_1} \cong \bar{\mu} C_{v_r} \cong \bar{\mu} C_{v_a}$$

и, разделив уравнение баланса теплоты на M_1 , получим:

$$T_o + \Delta T + \gamma_r T_r = (1 + \gamma_r) T_a ,$$

откуда

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} .$$

где $\gamma_r = \frac{M_r}{M_1}$ - коэффициент остаточных газов - отношение количества остаточных газов к количеству свежего заряда.

Для 4-тактных карбюраторных двигателей $\gamma_r = 0,07-0,12$, для дизелей $\gamma_r = 0,03-0,06$. Значения T_a соответственно лежат в пределах $T_a = 340-400$ К и $T_a = 310-330$ К.

Основное внимание при изучении процесса выпуска надо обратить на коэффициент наполнения. Следует четко знать формулировку коэффициента наполнения - это отношение действительного количества заряда, поступившего в цилиндр двигателя, к тому количеству заряда, которое могло бы заполнить рабочий объем V_h при условиях состояния заряда на выпуске. Для двигателя без наддува за параметры состояния заряда на выпуске принимаются p_o и T_o - давление и температура окружающей среды. Для двигателей с наддувом и двухтактных T_k и p_k - состояние заряда после компрессора.

Коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{M_1}{M_0},$$

где M_0 - количество свежего заряда, которое могло бы заполнить рабочий объем V_h при условиях состояния заряда на выпуске,

M_1 - действительное количество заряда, поступившего в цилиндр.

При выводе уравнения для определения коэффициента наполнения считаем, что дозарядка цилиндра отсутствует, т.е. впускной клапан открывается в ВМТ и закрывается в НМТ.

Количество молей рабочей смеси в конце выпуска

$$M_a = M_1 + M_r = M_1(1 + \gamma_r),$$

откуда

$$M_1 = \frac{M_a}{1 + \gamma_r} .$$

На основании характеристического уравнения

$$p_a V_a = R M_a T_a \quad \text{получаем}$$

$$M_a = \frac{p_a \cdot V_a}{R \cdot T_a} , \text{ тогда}$$

$$M_1 = \frac{p_a \cdot V_a}{R \cdot T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} .$$

Теоретическое количество свежего заряда, которое могло бы поступить в объем V_h при p_0 и T_0 , будет

$$M_0 = \frac{p_0 \cdot V_h}{R \cdot T_0} .$$

Подставив значения M_1 и M_0 в формулу для определения коэффициента наполнения, получим

$$\eta_m = \frac{M_1}{M_0} = \frac{p_a \cdot V_a}{p_0 V_h} \cdot \frac{T_0}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} .$$

Заменяя $\frac{V_a}{V_h} = \frac{V_a}{V_a - V_c} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$ и подставив вместо T_a его выражение

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} ,$$

получим в окончательном виде формулу для определения η_v :

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r} .$$

Для двигателей с наддувом вместо T_0 и p_0 ставится T_k и p_k :

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r} .$$

Значения коэффициента наполнения для карбюраторных двигателей без наддува $\eta_v = 0,75 - 0,85$, для дизелей $\eta_v = 0,80 - 0,90$.

В процессе сжатия обратить внимание на то, что этот процесс является политропическим, он осуществляется с переменным показателем политропы n_p по всей линии сжатия и подчиняется уравнению $pV^{n_p} = const$. Надо проанализировать характер изменения показателя политропы в процессе сжатия, показать зависимости этого показателя от скоростного режима двигателя, нагрузки, размеров цилиндра и интенсивности охлаждения, отметить, что для упрощения расчета процесса сжатия переменный показатель политропы сжатия заменяют средним постоянным значением. Величина этого показателя для карбюраторных двигателей лежит в пределах $n_p = 1,30 - 1,39$; для дизелей $n_p = 1,38 - 1,42$.

Далее надо изучить такие параметры, как давление p_c и температура T_c конца сжатия. Их значения определяются на основании уравнения политропического состояния газа

$$p_a V_a^{n_1} = p_c V_c^{n_1} ,$$

откуда

$$p_c = p_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1} .$$

заменяв $\frac{V_a}{V_c} = \varepsilon$, получим

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}$$

Давление в конце сжатия в карбюраторных двигателях без наддува лежит в пределах $p_c = 0,7 - 2,0$ МПа, в дизелях $3,0 - 5,0$ МПа.

Определение температуры конца сжатия производится по уравнениям:

$$T_c V_c^{n_1-1} = T_a V_a^{n_1-1};$$

$$T_c = T_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1-1} = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}.$$

Температура конца сжатия для карбюраторных двигателей $600-750$ К; для дизелей $750-900$ К.

При изучении процесса сгорания следует уяснить, что это - основной процесс, определяющий мощностные и экономические показатели двигателя. Им называется процесс преобразования химической энергии в тепловую, происходящий в результате быстрых реакций окисления топлива.

Процесс сгорания в двигателях условно делится на основные периоды (фазы).

В процессе сгорания двигателей с искровым зажиганием выделяют три периода:

начальный период, в течение которого образуется начальный очаг пламени;

основной период - период быстрого сгорания. В этом периоде пламя распространяется по основной части камеры сгорания;

период догорания. В нем происходит догорание смеси за фронтом пламени, в пристеночных слоях и в зазорах между головкой цилиндра и днищем поршня.

Следует отметить, что при искровом зажигании задержка воспламенения отсутствует. Очаг горения возникает сразу в месте проскакивания искры. Поэтому неправильно называть в этих двигателях первый период периодом задержки воспламенения.

В дизелях надо выделить четыре основных периода сгорания:

период задержки самовоспламенения. В течение этого периода происходит подготовка к образованию первоначальных очагов самовоспламенения, включающая физические процессы смесеобразования и химические подготовительные процессы;

период быстрого сгорания. В этом периоде происходит сгорание топлива с высокой скоростью. Давление газов в цилиндре увеличивается;

период замедленного сгорания. В нем сгорание происходит в условиях почти постоянного или несколько снижающегося давления;

период догорания, который характеризуется значительным уменьшением скорости сгорания.

Надо уметь начертить развернутую индикаторную диаграмму двигателей и на ней показать основные периоды сгорания. При анализе процесса сгорания обязательно указать, что скорость сгорания в двигателе оценивается по величине средней $\frac{\Delta p}{\Delta V}$ и максимальной

$\frac{dp}{dV}$ скорости нарастания давления во втором периоде. Эти величины являются важными эксплуатационными показателями, так как оказывают влияние на экономичность и износ двигателя. Для получения лучшей экономичности цикла скорость нарастания давления надо увеличивать, а для уменьшения износа - уменьшать. В безинно-

вых двигателях $\frac{\Delta p}{\Delta V} = 0,2-0,3$ МПа/град. и $\frac{dp}{dV} = 0,3-0,4$ МПа/град.

в дизелях $\frac{\Delta p}{\Delta V} = 0,4-0,5$ МПа/град. и $\frac{dp}{dV} = 0,8-0,12$ МПа/град.

При изучении процесса сгорания надо особое внимание уделять вопросу "Пределы воспламеняемости смеси." Здесь надо указать, что для развития фронта пламени в двигателях необходимо, чтобы количество теплоты, выделяемой от начального очага горения, было достаточно для появления фронта пламени и прогрева следующего слоя смеси. В противном случае происходит затухание реакции горения. Такое явление может наступить при сгорании чрезмерно богатых и бедных смесей, т.е. воспламеняться и гореть могут только топливно-воздушные смеси определенного состава. Пределы изменения составов горючих смесей при которых возможно их

воспламенение и горение, называются пределами воспламеняемости или горючести

Пределы воспламеняемости для различных топлив не являются постоянными. Они зависят от условий, в которых находится воспламеняемая смесь: температура, давление, наличие остаточных газов, интенсивность воспламенения и т.д. Так для бензовоздушной смеси пределы воспламеняемости лежат в диапазоне изменения коэффициента избытка воздуха α от 0,4 до 1,86.

Надо уяснить, что эти пределы справедливы для однородных топливовоздушных смесей, т.е. таких смесей, которые образуются в карбюраторных двигателях. Для неоднородных смесей, которые характерны для дизелей, пределы воспламеняемости могут быть значительно шире.

Из рассмотрения этого раздела надо сделать следующий важный вывод: бензиновым двигателям обычных конструкций присущ недостаток, заключающийся в невозможности сжигания на частичных нагрузках бедных смесей, что ведет к ухудшению их экономичности по сравнению с дизелями.

Надо изучить влияние различных факторов на процесс сгорания в двигателях. При этом следует особо остановиться на рассмотрении таких факторов, как режим эксплуатации, регулировки зажигания и состава смеси.

При изучении двигателей с искровым зажиганием надо рассмотреть основные нарушения нормального сгорания в нем, при этом особое внимание обратить на детонационное сгорание. Здесь надо указать, что в двигателях с искровым зажиганием перед фронтом пламени происходит дополнительное сжатие смеси, обусловленное расширением продуктов сгорания. Это приводит к повышению температуры несгоревшей смеси, что ускоряет протекание в ней предпламенных реакций. Скорость этих реакций может настолько возрасти, что до прихода фронта пламени в зону несгоревшей смеси в ней возникает очаг воспламенения. Этот очаг начинает расширяться в результате самовоспламенения соседних слоев смеси, уже приготовленной к сгоранию, прошедшими предпламенными реакциями. Скорость распространения волны самовоспламенения может превосходить скорость звука в данной среде. В результате возникают детонационные волны, распространяющиеся со скоростью 1000-2000 м/с.

Такой процесс сгорания, протекающий вначале с обычными скоростями, но с мгновенным неуправляемым горением в конце, называют детонационным.

Детонирует обычно небольшая часть смеси, окисляющаяся в последнюю очередь.

Высшие детонация проявляется в возникновении звонких металлических стуков при работе двигателя на полных нагрузках.

Длительная работа двигателя с детонацией недопустима. При детонации:

- увеличивается температура деталей и может прогорать днище поршня;

- растет температура охлаждающей жидкости;

- уменьшается наполнение и как следствие понижается мощность двигателя;

- двигатель дымит;

- увеличивается износ верхнего пояса гильзы и поршневых колец, разрушается антифрикционный слой в шатунных подшипниках.

Надо рассмотреть конструктивные и эксплуатационные факторы, влияющие на детонацию. Здесь надо подчеркнуть, что появление детонационного сгорания в основном является результатом неправильного подбора сорта топлива для двигателей с данной степенью сжатия.

Далее надо разобраться с методами организации процесса сгорания в дизелях. Здесь надо указать, что метод организации процесса сгорания определяется формой камеры сгорания. Камеры сгорания дизелей принято разделять на две основные группы: неразделенные и разделенные. В неразделенных камерах пространство камеры сгорания представляет собой единый объем. В разделенных – камеры разделены на два отдельных объема, соединенных каналами или отверстиями относительно малого диаметра. Камеры сгорания, у которых часть пространства сгорания расположена в поршне и соединена относительно большой горловиной (диаметром около $\frac{1}{3}$ диаметра цилиндра) с надпоршневым пространством, относятся к полуразделенным камерам. По каждому способу смесеобразования надо дать схему камеры сгорания, расположения топливных факелов и движения воздуха. Указать их основные преимущества и недостатки. При этом надо отметить,

что лучшие показатели дизелей обеспечивают камеры сгорания типа ЯМЗ, ЦНИДИ и МАН.

Особо надо остановиться на изучении преимуществ и недостатков дизельного процесса. К этим преимуществам относятся:

возможность практически неограниченного обеднения смеси. Это позволяет регулировать мощность дизеля только путем изменения количества подаваемого за цикл топлива при неизменном количестве поступающего воздуха. При этом полнота сгорания в дизелях по мере увеличения коэффициента избытка воздуха до 3-3,5 возрастает;

высокая топливная экономичность. Разница в расходах топлива между дизельным и карбюраторным двигателем на номинальном режиме составляет 20-25%, в условиях эксплуатации - 40%;

возможность использования в дизелях топлив различного фракционного состава (многотопливность).

Недостатки дизельного процесса:

невозможность получения полного и бездымного сгорания при уменьшении коэффициента избытка воздуха ниже 1,3-1,5;

существенно меньшая удельная мощность по сравнению с двигателями с искровым зажиганием, в которых горит достаточно однородная смесь с $\alpha \cong 1$;

ограниченная возможность повышения частоты вращения как из-за большой массы деталей к-ш.м., так и в связи с особенностями процессов смесеобразования и горения;

высокая жесткость процесса сгорания и шумность работы.

Необходимо рассмотреть основные пути улучшения процессов сгорания в двигателях.

Для дизелей - это совершенствование методов смесеобразования путем:

интенсификации процесса топливоподачи;

применения новых форм камеры сгорания, в том числе с изменяющейся геометрией;

осуществления управляемого впрыска топлива.

Основными направлениями улучшения процесса сгорания в бензиновых двигателях являются:

интенсификация искрового зажигания;

впрыск бензина;

создание в цилиндре завихрения рабочего заряда;

форкамерно-факельное зажигание;
расслоение рабочего заряда.

Особые трудности у студентов вызывает изучение вопроса «Определение максимальных температур и давлений цикла».

При подготовке этого вопроса надо отметить, что для упрощения расчетов принимают, что сгорание здесь протекает, как в термодинамических циклах. Рассмотрим выводы уравнений для расчета процесса сгорания в двигателях, работающих по смешанному циклу (рис. 3).

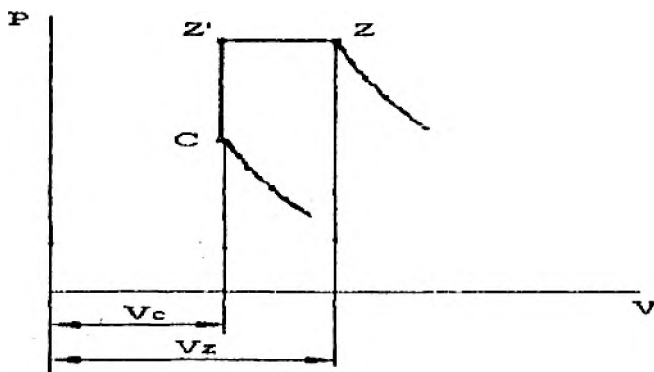


Рис. 3. Расчетная схема цикла дизеля

Термодинамическое уравнение сгорания на основании первого закона термодинамики записывается в виде

$$Q_{cz} = U_z - U_c + L_{cz} ,$$

где Q_{cz} - количество теплоты, которое при сгорании 1 кг топлива сообщается рабочему телу;

U_c и U_z - внутренняя энергия в начале и конце сгорания;

L_{cz} - работа, совершаемая газами в период сгорания.

В реальном цикле количество выделившейся теплоты на участке cz будет больше Q_{cz} на величину потерь:

ΔQ_w - потери теплоты от газов в стенки;

ΔQ_{disc} - потери теплоты на диссоциацию конечных продуктов сгорания;

ΔQ_{cz} - потери теплоты вследствие неполноты сгорания

Таким образом, теплота, которая при сгорании 1 кг топлива расходуется на повышение внутренней энергии газов и механическую работу, равна

$$Q_{cz} = H_u - (\Delta Q_w + \Delta Q_{disc} + \Delta Q_{cr}) ,$$

где H_u - теплотворная способность топлива (общее количество теплоты, выделившейся при сгорании 1 кг топлива).

Эффективность тепловыделения при сгорании оценивается коэффициентом тепловыделения ξ , который представляет собой отношение количества теплоты, ушедшего на повышение внутренней энергии газов и совершение механической работы, ко всей теплоте, подведенной в цикл:

$$\xi = \frac{Q_{cz}}{H_u} .$$

Учитывая последнее равенство, термодинамическое уравнение сгорания можно представить в виде

$$\xi H_u = U_2 - U_c + L_{cz} .$$

Подставив в это уравнение выражения для определения U_2 , U_c и L_{cz} , после преобразований получим:

$$\frac{\xi H_u}{M_1(1+\gamma_r)} + (\mu \bar{C}_v + 8,314\lambda) T_c = \mu \bar{C}_p \cdot \mu \cdot T_2 ,$$

где M_1 - количество молей свежего заряда;

γ_r - коэффициент остаточных газов;

$\mu \bar{C}_v$ и $\mu \bar{C}_p$ - мольные теплоемкости рабочей смеси и продуктов сгорания;

λ - степень повышения давления ($\lambda = p_z' / p_c$);

μ - коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси.

Последнее уравнение - уравнение сгорания для смешанного цикла. Аналогично выводится уравнение для цикла с подводом теплоты при $V = const$.

Решая уравнение сгорания, определяем температуру газов в конце сгорания T_z .

Следует обратить внимание на то, что в цикле со смешанным подводом теплоты (для дизелей) при определении T_z необходимо задаться степенью повышения давления λ .

Для цикла со сгоранием при $V = const$ (для бензиновых двигателей) величина λ определяется по соотношению

$$\lambda = \mu \frac{T_z}{T_c} .$$

Расчетное давление в конце сгорания

$$p_{zt} = \lambda \cdot p_c .$$

Для дизелей действительное давление в конце сгорания $p_{zq} = p_{zt}$, для бензиновых двигателей

$$p_{zq} = Y_p p_{zt} ,$$

где Y_p - коэффициент уменьшения давления, который лежит в пределах $Y_p = 0,8-0,9$.

Изучая процесс расширения, надо проанализировать влияние догорания и теплообмена между газами и стенками цилиндра на величину показателя политропы расширения.

При изучении процесса выпуска следует обратить внимание на два периода выпуска, показатели токсичности отработавших газов и методы их обезвреживания

Вопросы для самопроверки

1. Назовите основные процессы действительных 4- и 2-тактных циклов.
2. Как осуществляется процесс газообмена в двигателях, работающих по 2-тактному циклу?
3. Какие параметры характеризуют степень совершенства процесса впуска?
4. Как определяются давление и температура в конце сжатия и их величина?
5. Как называются основные периоды (фазы) процессов сгорания в бензиновых двигателях и дизелях?
6. Каковы основные недостатки бензиновых двигателей?
7. Каковы принципы форкамерно-факельного зажигания?
8. Какие методы организации смесеобразования и сгорания применяются в дизелях?
9. Чему равны максимальные температуры и давления реальных циклов бензиновых двигателей и дизелей?
10. Чему равен показатель политропы расширения?
11. Какие периоды можно выделить в процессе выпуска?
12. Какими методами производится обезвреживание токсичных составляющих продуктов сгорания?

2. ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ

2.1. Индикаторные и эффективные показатели

Приступая к работе над этим разделом, прежде всего следует разобраться с понятиями "индикаторные" и "эффективные" показатели. Первые характеризуют совершенство осуществляемого цикла по теплоиспользованию и связаны с качеством организации процессов, вторые учитывают дополнительно степень механического совершенства двигателя.

Далее раздельно надо рассмотреть индикаторные и эффективные показатели, способы их расчета и величины.

Особое внимание надо обратить на понятие "среднее индикаторное давление цикла". Это такое условное, постоянно действующее избыточное давление, при котором работа газов, совершенная за один ход поршня, равна индикаторной работе за цикл. Графиче-

ски среднее индикаторное давление представляет собой высоту прямоугольника, построенного на основании V_h , площадь которого равна площади индикаторной диаграммы.

В результате изучения этого раздела необходимо четко понимать, что показатели удельной работы у бензиновых двигателей выше, чем у дизелей. Показатели экономичности цикла, наоборот, у дизелей выше, чем у бензиновых двигателей.

Основным показателем экономичности двигателей является эффективный КПД. Для бензиновых двигателей его величина равна $\eta_e = 0,25-0,33$, для дизелей $\eta_e = 0,35-0,40$.

Вопросы для самопроверки

1. Чем отличаются индикаторные показатели двигателя от эффективных?

2. Почему среднее индикаторное и эффективное давление у бензиновых двигателей выше, чем у дизелей?

3. Какие показатели служат для оценки индикаторной и эффективной экономичности цикла?

4. Почему показатели экономичности цикла у дизелей выше, чем у бензиновых двигателей?

2.2. Внешний тепловой баланс и тепловая напряженность двигателя

При рассмотрении теплового баланса двигателя необходимо подробно изучить его составляющие, которые характеризуют распределение теплоты, выделившейся при сгорании топлива, по видам тепловых потерь. Надо знать зависимость составляющих теплового баланса от частоты вращения коленчатого вала и других факторов, проанализировать их численные значения и возможные пути повышения количества теплоты, идущей на совершение полезной работы.

Изучая тепловую напряженность двигателей, необходимо учесть, что она характеризует уровень температуры его основных деталей и определяет допускаяемую из условий прочности применяемых материалов термическую нагрузку на них. Тепловая напряженность характеризует также условия работы трущихся пар. Надо знать, какие детали находятся в наиболее сложных условиях

тепловой напряженности и допустимый уровень их температур. Необходимо понимать, как влияют конструктивные особенности, регулировки и условия эксплуатации двигателей на их тепловую напряженность.

Вопросы для самопроверки

1. Чему равны величины составляющих теплового баланса двигателя?
2. Какое количество теплоты, выделившееся при сгорании топлива, идет на совершение полезной работы и как его можно увеличить?
3. Что характеризует тепловая напряженность двигателей?
4. Чему равны допустимые температуры основных деталей двигателей?
5. С помощью каких мероприятий можно снять тепловую напряженность двигателя?

2.3. Характеристики двигателей

При изучении этого раздела необходимо уяснить основные виды характеристик, снимаемых при испытаниях двигателей. Надо ясно представлять, от изменения каких параметров зависят величина и характер протекания кривых характеристик, особое внимание обратить на изучение и методику получения скоростных, нагрузочных и регуляторных характеристик, а также регулировочных характеристик по углу опережения зажигания и впрыска топлива.

Необходимо из рассмотрения характеристик понять их практическое использование для выбора наиболее рациональных эксплуатационных режимов работы двигателя.

Вопросы для самопроверки

1. Что называется характеристикой автомобильного двигателя?
2. Как снимаются характеристики двигателей (скоростная, нагрузочная, регулировочная), их вид?
3. Как изменяются показатели работы двигателей по скоростной и нагрузочной характеристикам?
4. Как определять оптимальный угол опережения зажигания (впрыска топлива)?

3. СИСТЕМЫ НАДУВА И ПИТАНИЯ

3.1. Системы надува

Изучить пути повышения мощности автомобильных двигателей. Уяснить понятие "надув двигателей". Это способ повышения удельной мощности двигателей путем одновременного увеличения количества воздуха и топлива, поступающих в цилиндр. Показать, что из всех видов надува наиболее перспективным является газотурбинный надув; изучить, как изменяются показатели рабочего цикла двигателей при надуве.

Вопросы для самопроверки

1. Что называется надувом двигателя?
2. Какая система надува и почему является наиболее перспективной?
3. Как влияет надув на максимальные значения температуры и давления цикла?

3.2. Системы питания автомобильных двигателей

В этом разделе необходимо изучить системы топливоподачи, впуска и выпуска автомобильных двигателей в соответствии с требованиями рабочей программы. На экзаменах студенты обычно имеют достаточно хорошие знания по большинству вопросов этого раздела, поэтому подробных методических указаний по нему не приводится.

Следует отметить, что при изучении этого раздела надо обратить внимание на характеристику одноциклерного и наимыгоднейшую характеристику карбюраторов, особенности системы топливоподачи двигателей, работающих на газовом топливе, конструкцию и регулировки топливных насосов высокого давления и регуляторов дизелей.

Вопросы для самопроверки

1. Какой вид имеет характеристика одноциклерного и наимыгоднейшая характеристика карбюратора?

2. Какие основные и дополнительные топливodoзирующие системы применяются в современных карбюраторах?
3. Преимущества и недостатки системы впрыска бензина.
4. Как работают автомобильные газобаллонные установки?
5. Назовите особенности смесеобразования в дизелях по сравнению с карбюраторными двигателями?
6. Как проводится проверка и регулировка форсунки?
7. Как работает плунжерная секция насоса?
8. Каково назначение нагнетательного клапана и корректора подачи топлива?
9. Какие типы топливopодкачивающих насосов применяются на автомобильных дизелях?
10. Объясните принцип работы всережимного регулятора.
11. Как устроен и работает воздухоочиститель автомобильного двигателя?
12. Каково устройство и принцип работы глушителей шума выпуска?

Часть 2

КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Приступая к работе над этим разделом, прежде всего следует ознакомиться с основными параметрами, характеризующими кривошипно-шатунный механизм (радиус кривошипа, ход поршня, длина шатуна, мертвая точка и т.д.), выучить уравнения, с помощью которых описывается перемещение поршня, его скорость и ускорение. Наиболее важным параметром (с точки зрения практического применения) является ускорение, которое обуславливает инерционные нагрузки в к-ш.м. Ускорение поршня определяется по следующему уравнению:

$$J = R\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) .$$

где R - радиус кривошипа, ω - угловая скорость вращения коленчатого вала, φ - угол поворота кривошипа в рассматриваемый момент времени, отсчитываемый от оси цилиндра в направлении вращения коленчатого вала по часовой стрелке; $\lambda = R/L$ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; L - длина шатуна.

Перемещение, скорость и ускорение поршня смещенного кривошипного механизма рассчитываются по уравнениям, отличающимся от аналогичных уравнений для центрального кривошипного механизма только наличием добавочного третьего члена, который учитывает величину смещения.

Для анализа динамики к-ш.м. необходимо изучить силы, действующие в этом механизме. К их числу относятся силы от давления газов (P_g), силы инерции масс, движущихся возвратно-поступательно (P_j) и вращательно (P_r). Динамический расчет производят обычно для суммарных сил. Исходной силой является суммарная сила P_Σ , действующая на поршень и представляющая собой алгебраическую сумму сил P_g и P_j .

Сила P_Σ , действующая вдоль оси цилиндра, может быть разложена на две составляющие: перпендикулярную к оси цилиндра N и направленную по оси шатуна S . Сила S сжимает или растягивает шатун и передается на кривошип. Сила S , перенесенная по линии ее действия в центр шатунной шейки кривошипа, раскладывается на две составляющие: нормальную силу K , направленную по радиусу кривошипа, и тангенциальную силу T , касательную к окружности радиуса кривошипа. Произведение силы T на радиус кривошипа R дает крутящий момент $M_{кр}$.

Вопросы для самопроверки

1. Вспомните понятия «мертвая точка к-ш.м.», «ход поршня», «рабочий объем», «степень сжатия»
2. Напишите формулу для расчета ускорения поршня.
3. Какие силы действуют на поршень?
4. С какой целью массу шатуна заменяют системой двух статически замещающих масс?
5. Изобразите схему к-ш.м. и нанесите на нее векторы суммарных сил, действующих в этом механизме

6. С какой целью строятся поляриная диаграмма нагрузки на шатунную шейку и диаграмма числа?

2. УРАВНОВЕШИВАНИЕ И НЕРАВНОМЕРНОСТЬ ХОДА ДВИГАТЕЛЕЙ

При изучении раздела необходимо уяснить причины неуравновешенности поршневого двигателя, какими способами достигается уравновешивание сил инерции вращающихся масс к-шм, сил инерции первого и второго порядка. На примере однорядного четырехцилиндрового четырехтактного двигателя освоить методику анализа уравновешенности.

При изучении равномерности крутящего момента и равномерности хода двигателя уяснить изменения равномерности крутящего момента с увеличением числа цилиндров, влияние размеров маховика на равномерность вращения коленчатого вала, подбор размеров маховика исходя из допустимой степени неравномерности хода двигателя (δ), ознакомиться с принципом работы и конструкциями гасителей крутильных колебаний.

Вопросы для самопроверки

1. Какие силы и моменты вызывают неуравновешенность двигателя?
2. Почему необходимо при сборке двигателя (в производстве и при ремонте) устанавливать детали к-шм. с соблюдением допусков по массе?
3. Какие функции выполняют противовесы коленчатого вала двигателя?
4. Что характеризует коэффициент неравномерности крутящего момента? Запишите формулу этого коэффициента.
5. Как влияет число цилиндров на равномерность хода двигателя?
6. По какому критерию выбирается масса маховика двигателя?

3. СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ И АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ СХЕМЫ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В данном разделе необходимо изучить устройство самолетного поршневого двигателя и уяснить его отличия от автомобильного, выучить принцип работы и основные элементы конструкции газотурбинных двигателей и двигателей с внешним подводом теплоты. Следует выяснить преимущества и недостатки этих двигателей в сравнении с классическими поршневыми автомобильными двигателями.

Вопросы для самопроверки

1. В чем заключается понятие "авиационная силовая установка"?
2. Каковы конструктивные отличия самолетного поршневого двигателя от автомобильного?
3. Вспомните принципы работы и основные элементы конструкции газотурбинных двигателей, а также двигателей с внешним подводом теплоты.
4. Какие основные режимы работы присущи авиационным двигателям?

4. КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ И СИСТЕМ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

4.1. Блоки, картеры и головки цилиндров. Кривошипно-шатунный и газораспределительный механизмы

При изучении расчета деталей двигателя прежде всего следует ознакомиться с методикой выбора расчетных режимов, основываясь на нахождении наиболее тяжелых условий работы деталей, обратить внимание на особенности конструкций корпусных деталей двигателей жидкостного и воздушного охлаждения.

Следует подробно ознакомиться с конструкцией механизмов и деталей современных автомобильных двигателей, знать основные зазоры в соединениях, материалы, из которых изготавливаются основные детали.

Необходимо обратить внимание на термообработку и способы повышения прочности и износостойкости отдельных деталей. Упомянуть метод расчета на прочность.

При изучении коленчатого вала следует ознакомиться с конструкцией подшипников, уплотнения вала, фиксации вала от продольных перемещений.

При расчете деталей двигателя на прочность необходимо обращать внимание на их конструктивные особенности, с чем связан выбор расчетной методик.

Так, например, у двигателей с жидкостным охлаждением в стенках цилиндра наиболее опасными будут тангенциально-направленные напряжения растяжения, которые определяются по формуле

$$\sigma_z = 0,5 p_{z\delta} \cdot D / \delta ,$$

где $p_{z\delta}$ - действительное давление конца сгорания, МПа;

D - диаметр цилиндра, мм;

δ - толщина стенки гильзы, мм

У двигателей воздушного охлаждения цилиндры имеют наружное ребрение, которое значительно усиливает прочность цилиндра в тангенциальном направлении. В этом случае наиболее опасные напряжения будут иметь место в кольцевом сечении (сечении, образуемое внутренним диаметром цилиндра и наружным диаметром у основания ребер), которые для несущих цилиндров (имеющих фланцевое крепление к картеру) определяются по формуле

$$\sigma_{\Sigma} = 0,25 p_{z\delta} \cdot D / \delta .$$

При работе двигателя с вышеупомянутой конструкцией цилиндров последние будут испытывать напряжения изгиба от действия боковой силы N , определяемые по формуле

$$\sigma_u = (N \cdot h)_{\max} / W_u ,$$

где W_u - момент сопротивления поперечного сечения цилиндра, м³.

$$W_y = 0,1(D_1^4 - D^4) / D_1;$$

h - плечо приложения силы, м (рис. 1 в [10, с. 17]).

Суммарное напряжение в стенке цилиндра двигателя с воздушным охлаждением от растяжения и изгиба

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_z' + \sigma_H.$$

Если цилиндр двигателя с воздушным охлаждением крепится к картеру с помощью несущих анкерных шпилек, то напряжения в кольцевом сечении цилиндра не определяются, а рассчитываются только шпильки.

В стенках цилиндров двигателя как воздушного, так и жидкостного охлаждения из-за перепада температур между внутренней и наружной поверхностями гильзы напряжения определяются по формуле

$$\sigma_t = \frac{E\alpha\Delta t}{2(1-\mu)},$$

где E - модуль упругости материала гильзы: для стали $E = 2,2 \times 10^5$ МПа; для чугуна $E = 1,1 \times 10^5$ МПа; α - коэффициент линейного расширения: для стали $\alpha = 11 \times 10^{-6}$ 1/°C; для чугуна $\alpha = 10,4 \times 10^{-6}$ 1/°C; Δt - перепад температур; $\Delta t = 100 \dots 150$ °C; μ - коэффициент Пуассона: для стали $\mu = 0,24 \dots 0,33$; для чугуна $\mu = 0,23 \dots 0,27$.

Суммарные напряжения от давления газов и перепада температур: на наружной поверхности гильзы цилиндра

$$\sigma_{\Sigma}' = \sigma_z + \sigma_t;$$

на внутренней поверхности

$$\sigma_{\Sigma}'' = \sigma_z - \sigma_t.$$

Расчет поршня начинается, как правило, с определения максимального изгиба в днище поршня. Расчету подвергается днище, плоское или близкое к нему по конфигурации

$$\sigma_{\text{н}} = 0,25 p_{z \text{ max}} (d_B / \delta)^2 ,$$

где $p_{z \text{ max}}$ - максимальное давление газов, МПа, d_B - внутренний диаметр поршня в днище; δ - толщина днища.

Головка поршня рассчитывается на сжатие в сечении А-А, ослабленном отверстиями для стока масла (рис.2 в [10, с.19]).

$$\sigma_{\text{сж}} = P_{z \text{ max}} / F_{\text{А-А}} ,$$

где $P_{z \text{ max}}$ - сила давления газов на поршень, МН;

$F_{\text{А-А}}$ - площадь сечения поршня, м (рассчитывается по принятым конструктивным размерам)

Первая межкольцевая перемычка рассматривается как кольцевая пластинка, защемленная по окружности основания канавки. Расчет производится на изгиб:

$$\sigma_{\text{н}} = 0,0045 p_{z \text{ max}} (D / S)^2 ;$$

и срез

$$\tau = 0,0314 p_{z \text{ max}} \cdot D / S ,$$

где S - толщина первой перемычки.

Суммарные напряжения определяются по третьей теории прочности

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{\text{н}}^2 + 4\tau^2} .$$

Далее следует определить удельное давление в направляющей части поршня (юбке):

$$q_{ю} = N_{\max} / DI_{ю} .$$

где N_{\max} - максимальная боковая сила, МН, D - диаметр цилиндра; $I_{ю}$ - высота юбки поршня, м

При расчете поршневого кольца необходимо определить давление его на стенку цилиндра (эпюру давления), напряжение изгиба кольца в рабочем состоянии (когда оно вместе с поршнем установлено в цилиндр двигателя) и при надевании его на поршень

Для того чтобы построить эпюру давления кольца на стенку цилиндра, необходимо сначала определить его среднее давление на эту стенку:

$$P_{\text{ср}} = 0,142E \frac{S_0 / t}{(D/t - 1)^3 D/t} ,$$

где E - модуль упругости;

t - радиальная толщина кольца;

S_0 - зазор между концами кольца в свободном состоянии.

Давление кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности ($\varphi = 0..180^\circ$)

$$P_\varphi = P_{\text{ср}} \cdot \mu$$

Значения коэффициента μ выбираются из таблицы.

| | | | | | | | |
|------------------|------|------|------|-----|------|------|------|
| φ , град | 0 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 | 180 |
| μ | 1,05 | 1,05 | 1,14 | 0,9 | 0,45 | 0,68 | 0,85 |

По вычисленным значениям P_φ может быть построена эпюра давлений, которая имеет гусиный вид. Переход кольца из свободного состояния в рабочее (при введении его в цилиндр) осуществляется за счет изменения его кривизны, в результате чего все сечения кольца нагружаются увеличивающимся от замка изгибающим моментом.

Максимальные напряжения при изгибе кольца в рабочем состоянии, возникающие в его поперечном сечении напротив замка:

$$\sigma_{\text{н}} = 2,61 p_{\text{ср}} \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^2 .$$

Максимальные напряжения, возникающие при разведении замка в процессе надевания кольца на поршень:

$$\sigma_{\text{н}}' = 2,55 E \frac{1 - 0,114 S_{\phi} / t}{(D/t - 1) D/t} .$$

При расчете поршневой *о* пальца определяются удельные давления пальца на втулку шатуна $q_{\text{ш}}$ и на бобышки поршня $q_{\text{б}}$, обуславливающие в конечном итоге износостойкость сочленения:

$$q_{\text{ш}} = \frac{P_{z \text{ max}} \cdot F_{\text{п}} + P_j}{d_3 \cdot a} ,$$

где $P_{z \text{ max}}$ - максимальное давление газов в МПа (на режиме максимального крутящего момента - для карбюраторных двигателей, на номинальном режиме - для дизелей);

P_j - сила инерции массы поршневой группы в сборе,

$$P_j = -m_{\text{пр}} R \omega^2 (1 + \lambda) \cdot 10^{-6} , \text{ Н м} ;$$

d_3 - наружный диаметр пальца, м;

a - длина опорной поверхности пальца в головке шатуна, м (рис.2 в [10, с.19]).

$$q_{\text{б}} = P / 2d_3 l_{\text{б}} ,$$

где

$$P = p_{z \text{ max}} + K P_j ;$$

K - коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца,

$l_{\text{б}}$ - рабочая длина бобышек поршня, м.

Максимальные напряжения от изгиба имеют место в средней части пальца и определяются по формуле

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{P(l + 2b - 1,5a)}{1,2d_3^3(1 - \alpha^4)},$$

где

$$\alpha = d_{\text{пв}} / d_3.$$

Максимальные напряжения при срезе пальца возникают в сеченьях, расположенных в зазорах между торцами бобышек и порицневой головки шатуна:

$$\tau = \frac{0,85P(1 + \alpha + \alpha^2)}{d_3^2(1 - \alpha^4)}.$$

Расчет распределительного вала заключается в определении напряжения смятия в месте контакта рабочих поверхностей кулачка и толкателя, а также стрелы прогиба вала.

Вначале определяется наибольшая сила, действующая на кулачок в начальный период открытия выпускного клапана:

$$P_{\text{T max}} = (P_{\text{пр}} + P_{\text{T}})l_{\text{кл}} / l_{\text{T}} + P_{\text{JT}},$$

где $P_{\text{пр}} = P_{\text{пр min}}$ - сила упругости пружины при закрытом клапане;

P_{T} - сила инерции деталей клапанного механизма, приведенная к толкателю.

Для выпуклого кулачка эту силу можно определить по выражению

$$P_{\text{JT}} = M_{\text{T}} \dot{\omega}_{\text{к}}^2 (r_1 - r_0),$$

в котором M_{T} - масса движущихся деталей механизма газораспределения, приведенная к толкателю; r_1 и r_0 - радиусы профиля кулачка (рис.6, [10, с.35]); P_{T} - сила давления газов:

$$P_r = \frac{\pi d_n^2}{4} (p_r - p_r'),$$

где p_r - давление в цилиндре в момент начала открытия выпускного клапана, p_r' - давление в выпускном коллекторе; d_n - наружный диаметр тарелки выпускного клапана.

Напряжение смятия, возникающее в месте контакта рабочих поверхностей кулачка и толкателя:

$$\sigma_{см} = 0,418 \sqrt{\frac{2P_{T \max} E_K E_T}{\sigma_K (E_K + E_T)} \left(\frac{1}{r_p} + \frac{1}{r_1} \right)},$$

где σ_K - несущая ширина опорной поверхности толкателя (ширина кулачка); E_K и E_T - модули упругости материалов кулачка и толкателя; r_1 - радиус кривизны кулачка, r_p - радиус кривизны толкателя (при плоском толкателе $r_p = \infty$).

Стрела прогиба распределительного вала определяется по следующей зависимости:

$$f = 6,8 \frac{P_{T \max} l^2 (l - l_1)^2}{EI(d_n^4 - d_{вн}^4)},$$

где l - длина участка вала между опорами, l_1 - расстояние от левой опоры до точки приложения силы P_T ; d_n и $d_{вн}$ - соответственно наружный и внутренний диаметры распределительного вала (рис. 7, [10, с. 41]).

Определенные затруднения вызывает у студентов изучение расчета подшипника скольжения. Исходными данными для расчета являются диаметр шейки вала $d_{ш}$, рабочая ширина подшипника $l_{ш}$, частота вращения коленчатого вала n , а также средняя нагрузка на шейку P .

Расчет выполняется в такой последовательности:

1. Определяется условное давление шейки на подшипник

$$\kappa = P / d_{ш} \cdot l_{ш}$$

2. Диаметральный зазор между шейкой и подшипником

$$\Delta = 0,007 \sqrt{d_{ш}} .$$

3. Радиальный зазор

$$\delta = \Delta / 2 .$$

4. Относительный зазор

$$\psi = \Delta / d_{ш} .$$

5. Угловая скорость вала

$$\omega = \pi n / 30 .$$

6. Безразмерный коэффициент нагруженности подшипника

$$\phi = \kappa \psi^2 / \mu \cdot \omega ,$$

где μ - динамическая вязкость масла.

7. Относительная длина подшипника $l_{ш} / d_{ш}$.

8. По найденным значениям ϕ и $l_{ш} / d_{ш}$ определяется относительный эксцентриситет χ . Для этого используются графики, приводимые в литературе (рис.8, [10, с.45]).

9. Минимальная толщина масляного слоя между шейкой и подшипником

$$h_{\min} = \delta(1 - \chi) .$$

10. Коэффициент запаса надежности подшипника

$$K_{\Pi} = h_{\min} / h_{кр} ,$$

где $h_{кр}$ - критический слой масла в подшипнике.

Значение коэффициента запаса надежности подшипника не должно быть меньше 1,5.

Вопросы для самопроверки

1. Какие существуют типы блоков двигателя?
2. Способы крепления двигателя на раме автомобиля.
3. Каковы преимущества и недостатки поршней из алюминиевых сплавов по сравнению с чугунными?
4. Какие имеются способы установки поршневого пальца?
5. Какие имеются уплотнения газового и водяного стыков гильзы цилиндров?
6. Чем вызван косой разъем кривошипной головки шатуна?
7. Каковы преимущества верхнего расположения распределительного вала?
8. Какие конструктивные решения применяются для улучшения условий работы выпускных клапанов?
9. Для чего в клапанном механизме делается температурный зазор?
10. Что характеризует "время-сечение" клапана?
11. Какие имеются способы фиксации от продольных перемещений коленчатого вала и распределительного вала?
12. Какова методика подбора клапанной пружины?

4.2. Смазочная система и система охлаждения

Изучая смазочную систему, следует обратить внимание на способы подачи масла к системам двигателя и очистки масла

Необходимо изучить конструкцию и работу всех агрегатов и приборов системы смазывания и охлаждения, усвоить методы их расчета, ознакомиться с эксплуатацией систем при различных режимах работы двигателя в летнее время и зимой, следует знать сорта масел, применяющиеся для смазывания двигателя, сроки их смены, а также состав охлаждающих жидкостей.

Необходимо изучить устройство для автоматического регулирования температурного состояния двигателя и устройство, ограничивающее максимальное давление масла в смазочной системе.

Следует изучить методику расчета подшипников скольжения коленчатого вала, расчета масляного насоса и радиатора, а также подробно ознакомиться с конструкцией систем охлаждения современных автомобильных двигателей, сравнить системы жидкостного и воздушного охлаждения и оценить их преимущества и недостатки, уяснить преимущества закрытой системы жидкостного охлаждения.

Вопросы для самопроверки

1. Какие температуры масла и охлаждающей жидкости можно считать допустимыми для нормальной работы двигателя?
2. Какие факторы влияют на теплопередачу через стенки цилиндров, а следовательно, и на долю теплоты, отводимой системой охлаждения?
3. Какова доля мощности, расходуемой на привод вентилятора при воздушном и водяном охлаждении?
4. Какие типы водяных и масляных радиаторов применяются на отечественных автомобилях?
5. Как устроен паровоздушный клапан радиатора?
6. Каково назначение и устройство термостата?
7. С какой целью в смазочной системе применяются двух- и трехсекционные масляные насосы?
8. Каково назначение маслозакачивающего масляного насоса?
9. От каких параметров масляного насоса зависит его производительность?
10. Каково устройство центробежного фильтра тонкой очистки?
11. Каково назначение и какие применяются системы вентиляции картера двигателя?

4.3 Система пуска двигателя

Следует ознакомиться с системой пуска как карбюраторных, так и дизельных двигателей. Необходимо изучить, при каких частотах вращения коленчатого вала карбюраторного и дизельного двигате-

лей возможен их запуск и какая при этом должна быть мощность пусковой системы. Следует изучить методику расчета пускового устройства и способы облегчения пуска при низких температурах

Вопросы для самопроверки

1. Какие системы пуска применяются на современных карбюраторных двигателях?
2. Какие системы пуска применяются на современных дизелях?
3. От каких факторов зависит величина вращающего момента, необходимого для прокручивания коленчатого вала при пуске?
4. Как устроены пусковые подогреватели современных двигателей?

5. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

При изучении курса "Силовые установки транспортных средств" в течение семестра студент выполняет курсовую работу по расчету рабочего цикла двигателя и динамическому расчету. Исходные данные каждому студенту выдаются индивидуально, недостающие для расчета величины принимаются из литературных источников.

Целью курсовой работы является:

1. Закрепление и углубление знаний, получаемых студентами при изучении дисциплины "Силовые установки транспортных средств", а также по ранее пройденным дисциплинам.
2. Проработка расчетных методик.

Выполнение курсовой работы должно проводиться на протяжении всего семестра, планомерно и творчески.

Курсовая работа включает расчетно-пояснительную записку и графическую часть.

5.1. Содержание расчетно-пояснительной записки

Расчетно-пояснительная записка должна содержать следующие разделы:

1. Задание (исходные данные) по курсовой работе (выдается кафедрой).

2. Введение

3. Расчет рабочего цикла двигателя на режиме номинальной мощности ([7, с. 76-104]; [9, с. 3-18]).

4. Динамический расчет двигателя на режиме номинальной мощности ([7, с. 124-138]; [9, с. 19-41]).

5. Использованная литература (все данные о литературном источнике приводятся с необходимой полнотой: фамилия и инициалы авторов, полное название, место издания, издательство, год издания).

6. Содержание (записки)

5.2. Содержание графической части курсовой работы

Графическая часть курсовой работы состоит из одного листа - диаграмм расчета рабочего цикла и динамического расчета двигателя, на котором изображаются:

- а) индикаторная диаграмма в координатах $p-V$;
- б) диаграмма сил давления газов в функции угла поворота коленчатого вала $P_r = f(\varphi \text{град})$;
- в) диаграмма инерционных сил возвратно-поступательно движущихся масс $P_j = f(\varphi \text{град})$;
- г) диаграмма суммарных сил $P_\Sigma = f(\varphi \text{град})$;
- д) диаграмма тангенциальных и нормальных сил T_Σ ;
 $K_\Sigma = f(\varphi)$;
- е) диаграмма суммарного крутящего момента двигателя;
- ж) полярная диаграмма нагрузки на шатунную шейку.

5.3. Методические указания по курсовой работе

Разделы расчетно-пояснительной записки должны включать следующие материалы:

1. Введение (краткое изложение назначения двигателя на транспорте, понятие о тепловых двигателях, исторический обзор развития автомобильных двигателей).

2. Расчет рабочего цикла двигателя проводится для режима работы, соответствующего номинальной мощности. В результате выполнения теплового расчета должны быть получены параметры

рабочего процесса в характерных точках, построена индикаторная диаграмма в координатах $p-V$ и определены диаметр цилиндра и ход поршня.

3. Динамический расчет выполняется для режима номинальной мощности с целью определения инерционных и газовых сил, нагружающих детали кривошипно-шатунного механизма при изменении угла поворота коленчатого вала от 0 до 720° для четырехтактных и от 0 до 360° для двухтактных двигателей с угловым интервалом 30° . В интервале $360-390^\circ$ расчет выполняется через 10° .

Величины инерционных и газовых сил рекомендуется делить в такой последовательности:

а) определение или выбор по статистическим данным геометрического параметра $\lambda = R/L$ (отношение радиуса кривошипа к длине шатуна),

б) определение по индикаторной диаграмме сил давления газов на поршень и построение диаграммы $P_T = f(\varphi \text{град})$;

в) определение величины масс движущихся возвратно-поступательно m_i и вращательных m_{ω} . Массы выбираются приблизительно, т.е. по статистическим данным или путем определения конструктивного веса деталей кривошипно-шатунного механизма прототипа;

г) вычисление силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс и построение диаграммы $P_I = f(\varphi \text{град})$;

д) вычисление суммарной силы P_Σ , действующей на поршневую головку шатуна, и построение диаграммы $P_\Sigma = f(\varphi \text{град})$;

е) вычисление суммарной тангенциальной силы T_Σ , действующей на шатунную шейку кривошипа, и построение диаграммы $T_\Sigma = f(\varphi \text{град})$;

ж) вычисление нормальной силы K_Σ , действующей на шатунную шейку кривошипа, и построение диаграммы $K_\Sigma = f(\varphi \text{град})$;

з) построение полярной диаграммы сил, действующих на шатунную шейку кривошипа;

и) построение диаграммы суммарного крутящего момента двигателя $\Sigma M_{кр} = f(\varphi \text{ рад})$ и определение среднего суммарного индикаторного момента двигателя $(\Sigma M_{кр})_{ср}$. Вычисление среднего эффективного крутящего момента.

По полученным данным динамического расчета производится проверка правильности его выполнения. Для этого по среднему значению индикаторного крутящего момента определяется эффективный крутящий момент путем умножения на механический КПД двигателя, и величина его сравнивается с величиной, вычисленной по формуле

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n}, \text{ Н м.}$$

Допустимое отклонение сравниваемых величин не должно превышать 5%.

Результаты расчета сил сводятся в таблицу.

5.4. Оформление курсовой работы

Диаграммы теплового и динамического расчетов двигателя выполняются в соответствии с требованиями Р 50-77-88 "Правила выполнения диаграмм".

Расчетно-пояснительная записка выполняется на листах стандартного размера (210x297мм) от руки, чернилами, на одной стороне листа. Все листы скрепляются вместе с титульным листом. Титульный лист и последующие листы записки выполняются в соответствии с ГОСТ 2.105-95 "Общие требования к текстовым документам".

В конце записки должен быть список использованной литературы и оглавление.

Проверенную и подписанную консультантом работу (чертеж и пояснительную записку) студент защищает перед комиссией, излагая основные положения по работе и выводы. После доклада студент отвечает на вопросы по существу работы. Комиссия определяет возможность зачета по работе с дифференцированной оценкой.

Литература

1. Автомобильные двигатели /Под ред. М.С. Ховаха. -М.: Машиностроение, 1977. -591 с.
2. Автомобильные и тракторные двигатели: Учебник для вузов. В 2 ч. Ч.1. Теория двигателей и системы их топливоподачи /Под ред. И.М. Деница. -2-е изд., доп. и перераб. -М.: Высшая школа, 1976. -388с.
3. Автомобильные и тракторные двигатели: Учебник для вузов. В 2 ч. Ч.2. Конструкция и расчет двигателей /Под ред. И.М. Деница. -2-е изд., доп. и перераб. -М.: Высшая школа, 1976. -286с.
4. Артамонов М.Д., Морин М.М. Основы теории и конструирования автотракторных двигателей. В 2 ч. Ч.1. Теория автомобильных и тракторных двигателей. -М.: Высшая школа, 1973. -205 с.
5. Артамонов М.Д., Морин М.М., Скворцов Г.А. Основы теории и конструирования автотракторных двигателей: Конструирование и расчет автомобильных и тракторных двигателей. Учебник для вузов. -М.: Высшая школа, 1978. -133с.
6. Двигатели внутреннего сгорания: системы поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для вузов по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" /С.И.Гфимов, Н.А.Ивашченко, В.И.Ивин и др.; Под общ. ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова. -3-е изд., перераб. и доп. -М.: Машиностроение, 1985. -456с.
7. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для вузов. -2-е изд., перераб. и доп. -М.: Высшая школа, 1980. -400с.
8. Расчет и конструирование автомобильных и тракторных двигателей (дипломное проектирование): Учебное пособие для вузов /Б.Е.Железко, В.М.Адамов, И.К.Русецкий, Г.Я.Якубенко. -Мн.: Высшая школа, 1987. -247с.
9. Методическое пособие к практическим занятиям по курсу "Основы теории и динамика автомобильных и тракторных двигателей" /В.М.Адамов, М.П.Бренч, Б.Е.Железко, Г.Я.Якубенко. -Мн.: БИИ, 1980. -80с.
10. Русецкий И.К., Цаюн Н.П., Якубенко Г.Я. Методическое пособие к курсовому проектированию по курсу "Автомобильные двигатели". -Мн.: БИИ, 1983. -56с.

11. Адамов В. М., Якубенко Г. С., Кухаренок Г. М.
Лабораторный практикум по курсу "Теория автомобильных и тракторных двигателей". - М.: БИИ, 1985. -53с.

12. Тютюнов В. А., Ловинский С. И. Авиационные двигатели. -М.: Машиностроение, 1964. -370с.

Содержание

| | |
|--|----|
| Введение..... | 3 |
| РАБОЧАЯ ПРОГРАММА ДИСЦИПЛИНЫ..... | 3 |
| МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ИЗУЧЕНИЮ ПРОГРАММЫ ДИСЦИПЛИНЫ..... | 11 |
| Литература..... | 54 |