А.И.КОЛЧИН В.П.ДЕМИДОВ

РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЬНЫХ И ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

ИЗДАНИЕ ЧЕТВЕРТОЕ,
СТЕРЕОТИПНОЕ

Допущено
Министерством образования и науки
Российской Федерации
в качестве учебного пособия
для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение»
направления подготовки дипломированных специалистов
«Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы»
и специальностям «Автомобили и автомобильное хозяйство»,
«Эксплуатация и обслуживание транспортных и
технологических машин и оборудования (по отраслям)»
направления подготовки дипломированных специалистов
«Эксплуатация наземного транспорта»



Москва «Высшая школа»
2008

УДК 621.431
ББК 39.35
К61

Рецензенты:
проф. **И.Я. Райков** (Московский государственный технический университет);
кафедра «Теплотехника и автотракторные двигатели»
Московского государственного автомобильно-дорожного института

Колчин А.И.

К61 Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов/А.И. Колчин, В.П. Демидов. — 4-е изд., стер. — М.: Высш. шк., 2008. — 496 с.: ил.

ISBN 978-5-06-003828-6

Книга содержит необходимые сведения и систематизированную методику расчетов современных автомобильных и тракторных двигателей. Расчеты теоретических циклов и их анализ выполнены на ЭВМ. Взаимосвязь теплового расчета с динамическим, а также с расчетами систем и деталей двигателя показана на примерах комплексных расчетов двигателя с искровым зажиганием и дизеля. Рассмотрены методы создания наиболее экологически чистых двигателей.

Для студентов автомобильно-дорожных специальностей высших технических учебных заведений. Может быть полезна работникам моторостроительных заводов и КБ, занимающихся расчетами и проектированием двигателей.

УДК 621.431
ББК 39.35

Учебное пособие

Колчин Альберт Иванович, **Демидов** Виктор Петрович

РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЬНЫХ И ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Редактор *Т.С. Костян.* Внешнее оформление *Б.Э. Семенков.*
Технический редактор *Л.А. Маркова.* Корректоры *Г.Н. Буханова, В.А. Жилкина.*
Компьютерная верстка *Н.С. Михайлова.* Оператор *В.Н. Новоселова.*

Изд. № РЕНТ-509. Подп. в печать 18.09.07. Формат $60 \times 88^1/_{16}$. Бум. газетная.
Гарнитура «Таймс». Печать офсетная. Объем 30,38 усл. печ. л. 30,38 усл. кр.-отт.
Тираж 3000 экз. Заказ № 3857.

ОАО «Издательство «Высшая школа»,
127994, Москва, ГСП-4, Неглинная ул., 29/14, стр. 1.

Тел.: (495) 694-04-56. http://www.vshkola.ru. E-mail: info_vshkola@mail.ru

Отдел реализации: (495) 694-07-69, 694-31-47; факс: (495) 694-34-86.
E-mail: sales_vshkola@mail.ru

Отпечатано в ОАО «Ивановская областная типография»
153008, г. Иваново, ул. Типографская, 6.
E-mail: 091-018@rambler.ru

ISBN 978-5-06-003828-6

© ОАО «Издательство «Высшая школа», 2008

Оригинал-макет данного издания является собственностью издательства «Высшая школа», и его репродуцирование (воспроизведение) любым способом без согласия издательства запрещено.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Данное учебное пособие содержит систематизированную методику расчетов современных автомобильных и тракторных двигателей. Расчеты теоретических циклов и их анализ выполнены на ЭВМ. Взаимосвязь комплексных тепловых расчетов с динамическими, а также с расчетами систем и деталей двигателей показана на примерах расчетов четырех двигателей: двух комплексных расчетов двигателей с искровым зажиганием — карбюраторного двигателя и двигателя с впрыском бензина во впускную систему, а также двух дизелей — без наддува и с наддувом. Рассмотрены методы создания экологически чистых двигателей.

В третьем издании (2-е — в 1980 г.) дополнительно даны: анализ новых двигателей с искровым зажиганием и впрыском легкого топлива (бензина) во впускную трубу и непосредственно в цилиндр двигателя; классификация современных двигателей и краткий исторический очерк создания и развития автотракторных двигателей; глава по проблемам смесеобразования и сгорания в различных двигателях; расширена глава, посвященная характеристикам двигателей; описана возможность применения электронно-вычислительной техники при расчете как теоретических, так и действительных циклов двигателей.

Прогресс в автомобильной промышленности, дальнейшее увеличение грузооборота автомобильного транспорта предусматривает не только количественный рост автопарка, но и значительное улучшение использования имеющихся автомобилей, повышение культуры эксплуатации, увеличение межремонтных сроков службы.

В области развития и совершенствования автомобильных двигателей основными задачами являются: расширение использования дизелей, улучшение топливной экономичности и снижение удельной массы двигателей, стоимости их производства и эксплуатации. На принципиально новый уровень ставится борьба с токсичными выбросами двигателей в атмосферу, а также задачи по снижению шума и вибрации в процессе их эксплуатации. Значительно больше внимания уделяется использованию электронно-вычислительных машин при расчетах и испытаниях двигателей. В настоящее время

вычислительная техника широко используется на моторостроительных заводах, в научно-исследовательских центрах, конструкторских и ремонтных организациях, а также в высших учебных заведениях.

Выполнение сегодняшних задач требует от специалистов, связанных с производством и эксплуатацией автомобильных двигателей, глубоких знаний теории, конструкции и расчета двигателей внутреннего сгорания.

Учебное пособие состоит из четырех частей: 1) рабочие процессы и характеристики двигателей; 2) кинематика и динамика двигателей; 3) расчет основных деталей и узлов на прочность; 4) системы двигателей.

Пособие подготовлено в соответствии с утвержденной программой курса «Автомобильные двигатели» для специальности 15.02.00 «Автомобили и автомобильное хозяйство». Книга также может быть использована для студентов вузов, обучающихся по специальностям «Двигатели внутреннего сгорания» и «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование». Она преследует цель не только помочь студентам в усвоении материала, приобретении глубоких знаний, но и в практическом применении этих знаний при проектировании и расчетах автомобильных двигателей. Материалы книги могут быть полезны инженерно-техническим работникам.

Авторы выражают искреннюю благодарность рецензентам — заслуженному деятелю науки и техники Российской Федерации профессору И. Я. Райкову и академику Академии транспорта, заслуженному деятелю науки и техники РФ д-ру техн. наук профессору Р. П. Доброгаеву за принципиальные и доброжелательные рецензии учебного пособия. Их замечания и рекомендации во многом способствовали улучшению качества книги. Авторы признательны также преподавателям МГОУ, зав. кафедрой «Автомобили и двигатели» проф. О. М. Коваленко, проф. Е. В. Орловской, доц. Н. С. Рогановой, зав. кафедрой канд. техн. наук доц. В. И. Бейлину за помощь, оказанную в процессе подготовки материалов для учебного пособия.

Авторы будут признательны читателям, которые пришлют свои замечания и предложения по учебному пособию.

Авторы

Часть первая

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Глава 1

КРАТКИЙ ИСТОРИЧЕСКИЙ ОЧЕРК И ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

1.1. КРАТКИЙ ИСТОРИЧЕСКИЙ ОЧЕРК

Основой любого транспортного средства, в том числе наземного, является силовая установка — двигатель, преобразующий различные виды энергии в механическую работу.

В ходе исторического развития транспортных двигателей механическая работа движения осуществлялась за счет использования:

— мускульной силы человека и животных;

— силы ветра и потоков воды;

— тепловой энергии пара и различных видов газообразного, жидкого и твердого топлива;

— электрической и химической энергии;

— солнечной и ядерной энергии.

Упоминания о попытке построить самоходные средства передвижения имеются уже в XV — XVI вв. Правда, двигателями этих «самоходов» была мускульная сила человека. Одной из первых достаточно хорошо известной самоходной установкой с «мускульным двигателем» является коляска с ручным приводом безногого часовщика из Нюрнберга Стефана Фарфлера, которую он построил в 1655 г.

Наибольшую известность в нашей стране получила «самобеглая коляска», построенная в Петербурге крестьянином Л. Л. Шамшуренковым в 1752 г. Эта коляска, достаточно вместительная для перевозки нескольких человек, приводилась в движение мускульной силой двух человек. Первый педальный металлический велосипед, близкий по конструкции к современным, был построен крепостным крестьянином Верхотрусского уезда Пермской губернии Артамоновым на рубеже XVIII и XIX вв.

Древнейшими силовыми установками, правда, не транспортными, являются гидравлические двигатели — водяные колеса, приводящиеся в движение потоком (весом) падающей воды, а также ветряные двигатели. Сила ветров с древних времен использовалась для движения парусных судов, а значительно позднее и роторных. Использование ветра в роторных судах осуществлялось с помощью вертикальных вращающихся колонн, заменивших паруса.

Появление в XVII в. водяных двигателей, а позднее и паровых сыграло важную роль в зарождении и развитии мануфактурного производства, а затем и промышленной революции. Однако большие надежды изобретателей самоходных экипажей по применению первых паровых двигателей для транспортных средств не оправдались. Первый паровой самоход грузоподъемностью 2,5 т, построенный в 1769 г. французским инженером Жозефом Каньо, получился очень громоздким, тихоходным и требующим обязательных остановок через каждые 15 минут движения.

Только в конце XIX в. во Франции были созданы весьма удачные образцы самоходных экипажей с паровыми двигателями. Начиная с 1873 г. французский конструктор Адеме Боле построил несколько удачных паровых двигателей. В 1882 г. появились паровые автомобили Дион-Бутона, а в 1887 — автомобили Леона Серполе, которого называли «апостолом пара». Созданный Серполе котел с плоскими трубками представлял весьма совершенный парогенератор с почти мгновенным испарением воды. Паровые автомобили Серполе конкурировали с бензиновыми автомобилями на многих гонках и скоростных состязаниях вплоть до 1907 г. Вместе с тем совершенствование паровых двигателей в качестве транспортных двигателей продолжается и сегодня в направлении снижения их массогабаритных показателей и повышения коэффициента полезного действия.

Совершенствование паровых машин и развитие двигателей внутреннего сгорания во второй половине XIX в. сопровождалось попытками ряда изобретателей использовать электрическую энергию для транспортных двигателей. Накануне третьего тысячелетия Россия отметила столетие со дня использования городского наземного электрического транспорта — трамвая. Немногим более ста лет назад, в 80-е годы XIX в., появились и первые электрические автомобили. Их появление связано с созданием в 1860-е годы свинцовых аккумуляторов. Однако слишком большая удельная масса и недостаточная емкость не позволили электромобилям принять участие в конкуренции с паровыми машинами и газобензиновыми двигателями. Электромобили с более легкими и энергоемкими серебряно-цинковыми аккумуляторами также не нашли широкого применения. В России талантливый конструктор И. В. Романов создал в конце XIX в. несколько типов электромобилей с достаточно легкими аккумуляторами. Электромобили имеют достаточно высокие преимущества. Прежде всего они экологически чистые, так как вообще

не имеют выхлопных газов, обладают очень хорошей тяговой характеристикой и большими ускорениями за счет возрастающего крутящего момента при снижении числа оборотов; используют дешевую электроэнергию, просты в управлении, надежны в эксплуатации и т. д. Сегодня электромобили и троллейбусы имеют серьезные перспективы их развития и применения на городском и пригородном транспорте в связи с необходимостью коренного решения проблем по снижению загрязнения окружающей среды.

Попытки создания поршневых двигателей внутреннего сгорания предпринимались еще в конце XVIII в. Так, в 1799 г. англичанин Д. Барбер предложил двигатель, работавший на смеси воздуха с газом, полученным путем перегонки древесины. Другой изобретатель газового двигателя Этьен Ленуар использовал в качестве топлива светильный газ. Еще в 1801 г. француз Филипп де Бонне предложил проект газового двигателя, в котором воздух и газ сжимались самостоятельными насосами, подавались в смесительную камеру и оттуда в цилиндр двигателя, где смесь воспламенялась от электрической искры. Появление этого проекта считается датой рождения идеи электрического воспламенения топливовоздушной смеси.

Первый стационарный двигатель нового типа, работающий по четырехтактному циклу с предварительным сжатием смеси, был спроектирован и построен в 1862 г. кельнским механиком Н. Отто. Практически все современные бензиновые и газовые двигатели до настоящего времени работают по циклу Отто (цикл с подводом теплоты при постоянном объеме).

Практическое применение двигателей внутреннего сгорания для транспортных экипажей началось в 70 — 80 гг. XIX в. на основе использования в качестве топлива газовых и бензовоздушных смесей и предварительного сжатия в цилиндрах. Официально изобретателями транспортных двигателей, работающих на жидких фракциях перегонки нефти, признаны три немецких конструктора: Готлиб Даймлер, построивший по патенту от 29 августа 1885 г. мотоцикл с бензиновым двигателем; Карл Бенц, построивший по патенту от 25 марта 1886 г. трехколесный экипаж с бензиновым двигателем; Рудольф Дизель, получивший в 1892 г. патент на двигатель с самовоспламенением смеси воздуха с жидким топливом за счет теплоты, выделяющейся при сжатии.

Здесь следует отметить, что первые двигатели внутреннего сгорания, работающие на легких фракциях перегонки нефти, были созданы в России. Так, в 1879 г. русским моряком И. С. Костовичем был спроектирован и в 1885 г. успешно прошел испытания 8-цилиндровый бензиновый двигатель малой массы и большой мощности. Этот двигатель предназначался для воздухоплавательных аппаратов.

В 1899 г. в Петербурге создан первый в мире экономичный и работоспособный двигатель с воспламенением от сжатия. Протекание рабочего цикла в этом двигателе отличалось от двигателя, предложенного немецким инженером Р. Дизелем, который предполагал осуществить цикл Карно со сгоранием по изотерме. В России в течение короткого времени была усовершенствована конструкция нового двигателя — бескомпрессорного дизеля, и уже в 1901 г. в России были построены бескомпрессорные дизели конструкции Г. В. Тринклера, а конструкции Я. В. Мамина — в 1910 г.

Русский конструктор Е. А. Яковлев спроектировал и построил моторный экипаж с керосиновым двигателем. Успешно работали над созданием экипажей и двигателей русские изобретатели и конструкторы: Ф. А. Блинов, Хайданов, Гурьев, Махчанский и многие другие.

Одним из наиболее крупных российских конструкторов в области транспортного двигателестроения конца XIX — начала XX века был инженер Б. Г. Луцкой. Он проектировал и строил двигатели различного назначения (автомобильные, авиационные, лодочные, судовые) мощностью от 50 л. с. (36,8 кВт) до 6000 л. с. (4413 кВт). В 1901 г. он построил грузовик, который принимал участие в военных маневрах 1902 г., и показал значительно лучшие технико-экономические качества, чем иностранные грузовики. Б. Г. Луцкой был удостоен многих наград и получил хорошие отзывы специалистов на выставках автомобилей, но из-за отсутствия поддержки и средств в России был вынужден организовать производство своих автомобилей в Германии.

Успешное проектирование, разработка новых конструкций и создание опытных образцов двигателей внутреннего сгорания были в значительной мере обеспечены серьезными научно-исследовательскими работами в области теории рабочего процесса двигателей. В 1906 г. профессор Московского высшего технического училища В. И. Гриневецкий впервые разработал метод теплового расчета двигателя. Профессор, а затем член-корреспондент АН СССР Н. Р. Бриллинг стал первым руководителем Научной автомобильной лаборатории (ныне всемирно известный Государственный научный центр автомобильной промышленности России — НАМИ). Пионер автомобильного дела в России, основоположник отечественной школы по теории двигателей внутреннего сгорания Николай Романович Бриллинг создал в 1926 г. курс лекций по теории легких двигателей, который до сих пор считается классическим. Вместе с Н. Р. Бриллингом отечественную школу автомобилистов и двигателистов создавали видные ученые: Е. А. Чудаков, Е. К. Мазинг, С. И. Алексеев, В. А. Петров, Б. С. Стечкин и многие другие.

К сожалению, следует отметить, что массовое производство автомобилей и автотракторных двигателей в России на протяжении XX в. неоднократно тормозилось. К началу первой мировой войны

в России действовал единственный автосборочный Русско-Балтийский завод в Риге, который в 1915 г. был эвакуирован в Москву и полностью прекратил выпуск автомобилей.

Днем возрождения отечественного автомобилестроения можно считать 7 апреля 1921 г., когда был осуществлен первый выпуск российских автомобильных двигателей. Их выпуск позволил уже в ноябре 1924 г. собрать первые 10 машин отечественного производства АМО-Ф-15. Через год после амовцев, в ноябре 1925 г., были собраны первые два грузовика Я-3 на Ярославском заводе, а в 1927 г. Московский завод «Спартак» приступил к производству первого отечественного малолитражного автомобиля НАМИ-1. В августе 1929 г. началось строительство нового крупнейшего автозавода в Нижнем Новгороде, а в январе 1932 г., т. е. менее чем через три года, с конвейера завода сошел первый грузовой автомобиль ГАЗ-АА грузоподъемностью 1,5 т. В 1931 г. была закончена реконструкция Московского автозавода АМО, который стал ежегодно выпускать 15 тыс. грузовых автомобилей АМО-3 грузоподъемностью 2,5 т. На торжественном митинге 1 октября 1931 г., посвященном пуску автозавода после реконструкции, директор завода Иван Алексеевич Лихачев говорил: «Мы с вами видим огромные вновь построенные корпуса и частично использованные старые помещения, которые составляют только 1/20 часть всей производственной площади завода. А если считать по затраченному капиталу, то можно сказать, что мы к пуговице пришили пальто».

Так рождалось отечественное автомобилестроение и успешно развивалось до Великой Отечественной войны 1941 — 1945 гг. Военный период явился вторым серьезным тормозом в развитии автотракторостроения в России. Все производство было перестроено на снабжение армии всеми необходимыми средствами и машинами.

Послевоенный период характеризовался практически полной реконструкцией автотракторной промышленности, строительством новых заводов, постановкой на производство более совершенных конструкций автотракторных бензиновых двигателей и дизелей. Разрабатывались и создавались двигатели новых типов: газотурбинные, газогенераторные, газобаллонные. Были созданы новые опытные образцы паровых двигателей, газодизельный двигатель для КаМАЗа, электромобиль и т. д.

Основными критериями при конструировании и производстве двигателей вплоть до 70-х годов XX в. оставалось стремление к повышению литровой мощности, а следовательно, и к получению наиболее компактного двигателя. После нефтяного кризиса 70 — 80 гг. основным требованием стало получение максимальной экономичности. Последние 10 — 15 лет XX в. главными критериями для любого двигателя стали постоянно растущие требования и нормы по экологической чистоте двигателей и прежде всего по коренному снижению токсичности отработавших

газов при обеспечении хорошей экономичности и высокой мощности.

Карбюраторные двигатели, долгие годы не имевшие конкурентов по компактности и литровой мощности, не отвечают сегодня экологическим требованиям. Даже карбюраторы с электронным управлением не могут обеспечить выполнение современных требований по токсичности отработавших газов на большинстве рабочих режимов двигателя. Эти требования и жесткие условия конкуренции на мировом рынке достаточно быстро изменили типаж силовых установок для транспортных средств и прежде всего для легкового транспорта. Сегодня различные системы впрыска топлива с различными системами управления, включая электронные, практически полностью вытеснили использование карбюраторов на двигателях легковых автомобилей.

Коренная перестройка двигателестроения крупнейшими автомобильными компаниями мира в последнее десятилетие XX в. совпала с третьим периодом торможения российского двигателестроения. Из-за кризисных явлений в экономике страны отечественная промышленность не смогла обеспечить своевременный перевод двигателестроения на выпуск новых типов двигателей. Вместе с тем Россия имеет хороший научно-исследовательский задел по созданию перспективных двигателей и квалифицированные кадры специалистов, способных достаточно быстро реализовать имеющийся научный и конструкторский задел в производстве. За последние 8 — 10 лет разработаны и изготовлены принципиально новые опытные образцы двигателей с регулируемым рабочим объемом, а также с регулируемой степенью сжатия. В 1995 г. разработана и внедрена на Заволжском моторном заводе и на Нижне-Новгородском автозаводе микропроцессорная система управлением топливоподачей и зажиганием, обеспечивающая выполнение экологических норм ЕВРО-1. Разработаны и изготовлены образцы двигателей с микропроцессорной системой управления топливоподачей и нейтрализаторами, удовлетворяющие экологические требования ЕВРО-2. В этот период учеными и специалистами НАМИ разработаны и созданы: перспективный турбокомпаундный дизель, серия дизельных и бензиновых экологически чистых двигателей традиционной компоновки, двигатели, работающие на водородном топливе, плавающие транспортные средства высокой проходимости с щадящим воздействием на грунт и т. п.

Успешное проведение научно-исследовательских и экспериментальных работ во второй половине XX в. такими российскими учеными, как профессора А. С. Орлин и М. С. Ховах, А. А. Липгард и И. М. Ленин, В. И. Кирсанов и многие другие, позволяет надеяться на скорейший выход отечественных автотракторных двигателей на мировой уровень. Эту надежду укрепляет и сегодняшняя кагорта ученых, конструкторов и исследователей, которую возглавляют: доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки

Российской Федерации В. Ф. Кутенев, член-корреспондент РАН В. Н. Луканин, профессора Н. А. Иващенко, М. Г. Шатров, И. Я. Райков, Г. П. Покровский.

Современные наземные виды транспорта обязаны своим развитием главным образом применению в качестве силовых установок поршневых двигателей внутреннего сгорания. Именно поршневые ДВС до настоящего времени являются основным видом силовых установок, преимущественно используемых на автомобилях, тракторах, сельскохозяйственных, дорожно-транспортных и строительных машинах. Эта тенденция сохраняется сегодня и будет еще сохраняться в ближайшей перспективе. Основные конкуренты поршневых двигателей — газотурбинные и электрические, солнечные и реактивные силовые установки — пока еще не вышли из этапа создания экспериментальных образцов и небольших опытных партий, хотя работы по их доводке и совершенствованию в качестве автотракторных двигателей продолжаются во многих компаниях и фирмах всего мира.

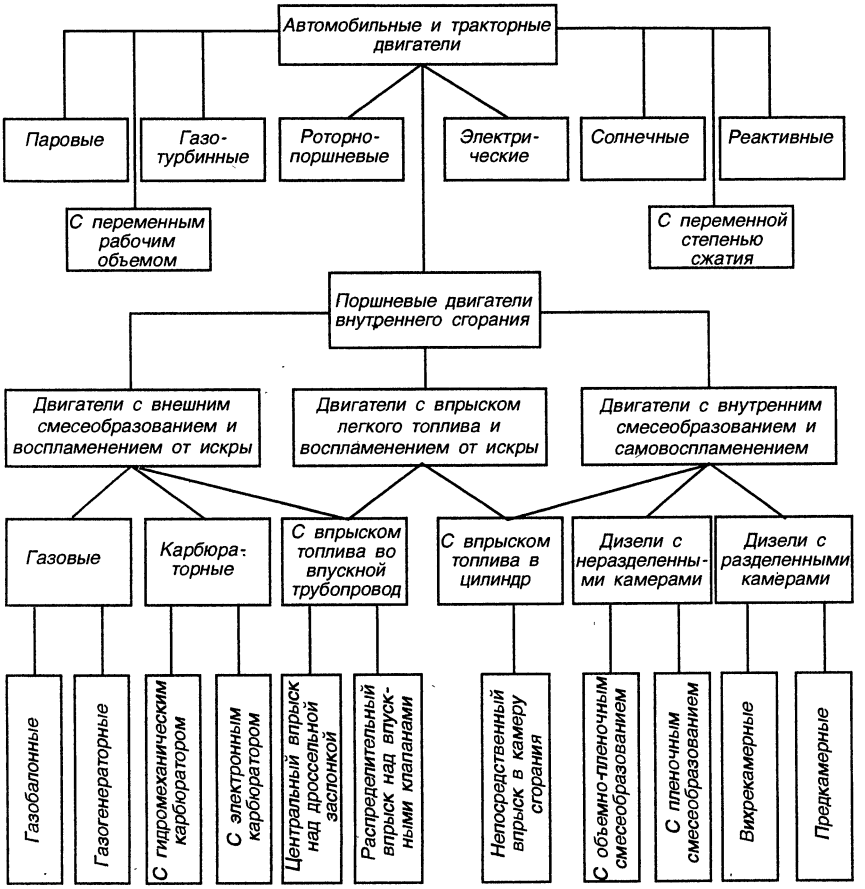
1.2. КЛАССИФИКАЦИЯ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

С каждым годом растет число моделей и модификаций автотракторных двигателей, но единой общепринятой системы их классификации пока так и не было создано. И это понятно, все автотракторные двигатели, являясь силовыми установками, должны обеспечивать движение любого транспортного средства и удовлетворять самые различные требования этих очень различных транспортных средств при постоянно изменяющихся условиях и режимах их движения и работы. Кроме того, являясь достаточно сложным агрегатом, любой двигатель должен вбирать в себя многие достижения постоянно развивающихся различных направлений и отраслей науки: химии и физики, гидравлики и аэродинамики, теплотехники и электроники, металлургии и сопротивления материалов, математики и вычислительной техники и т. д. и т. п.

Ниже представлена одна из возможных схем классификации основных типов автотракторных двигателей. На этой схеме представлены две принципиально различные группы двигателей. В основную группу включены практически все типы поршневых двигателей внутреннего сгорания, устанавливаемые и работающие на серийно выпускаемых автомобилях и тракторах. Во вторую группу входят восемь типов двигателей, которые по тем или иным причинам находятся на различных стадиях разработки и доводки (паровые, солнечные, реактивные) или выпускаются небольшими экспериментальными и опытными партиями (роторно-поршневые, газотурбинные, электромобили). В этой группе выделены два принципиально новых типа двигателей, экспериментальные образцы которых созданы в Государственном научном центре автомобильной

промышленности России (НАМИ). Это образцы двигателей с переменным рабочим объемом и переменной степенью сжатия.

Классификация автомобильных и тракторных двигателей



По основной группе поршневых ДВС следует сделать следующие замечания.

1. К двум основным типам ДВС с внешним и внутренним смесеобразованием добавлена третья группа двигателей с впрыском легкого топлива и воспламенением от искры. Двигатели этой группы в зависимости от конструктивных особенностей топливоподачи могут относиться как к ДВС с внешним смесеобразованием (впрыск топлива во впускной трубопровод), так и к ДВС с внутренним смесеобразованием (впрыск топлива непосредственно в цилиндр).

2. Рабочий процесс практически всех двигателей второй группы

может быть организован как по четырехтактному циклу (см. § 1.3), так и по двухтактному циклу.

3. Практически все двигатели этой группы могут иметь принудительный наддув воздуха или топливовоздушной смеси за счет использования различных типов лопаточных машин и различных видов компрессоров.

4. В схему не включена группа комбинированных двигателей, которые могут состоять из различных поршневых, газотурбинных, паровых и других машин.

1.3. ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Принципы преобразования тепловой энергии топлива в механическую работу являются одинаковыми для всех поршневых двигателей, включая роторно-поршневые. Рабочий цикл любого поршневого двигателя состоит из семи последовательно протекающих процессов: 1) заполнения цилиндра двигателя свежим зарядом (или воздухом); 2) приготовления топливовоздушной смеси; 3) сжатия топливовоздушной смеси (или воздуха); 4) воспламенения смеси; 5) сгорания топливовоздушной смеси; 6) расширения сгоревшей смеси (рабочий ход); 7) выпуска отработавших газов. При этом последовательность протекания процессов зависит от места приготовления топливо-воздушной смеси — вне цилиндра (двигатель с внешним смесеобразованием), или непосредственно в цилиндре (двигатель с внутренним смесеобразованием).

К двигателям с внешним смесеобразованием и воспламенением от искры относятся все карбюраторные и газовые двигатели, а также двигатели с впрыском топлива во впускной трубопровод.

К двигателям с внутренним смесеобразованием относятся все дизели с самовоспламенением топливовоздушной смеси от сжатия (в том числе газодизели), а также двигатели с впрыском легкого топлива непосредственно в цилиндр.

Одинаковые принципы преобразования тепловой энергии топлива, выделяющейся при его сгорании, в механическую работу предопределили очень похожие и конструктивные схемы всех поршневых двигателей, кроме роторно-поршневых. На рис. 1.1 представлена типичная схема поршневого двигателя, состоящего из: цилиндра *2* с камерой сгорания *6*, поршня *4* с кольцами *5*, шатуна *3* и коленчатого вала *1*, обеспечивающих преобразование возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала, впускного *7* и выпускного *10* клапанов, регулирующих открытие и закрытие соответственно впускной *8* и выпускной *11* систем, маховика *14*, обеспечивающего равномерность вращения коленчатого вала, картера *13* и поддона *15*, коренных подшипников *16*.

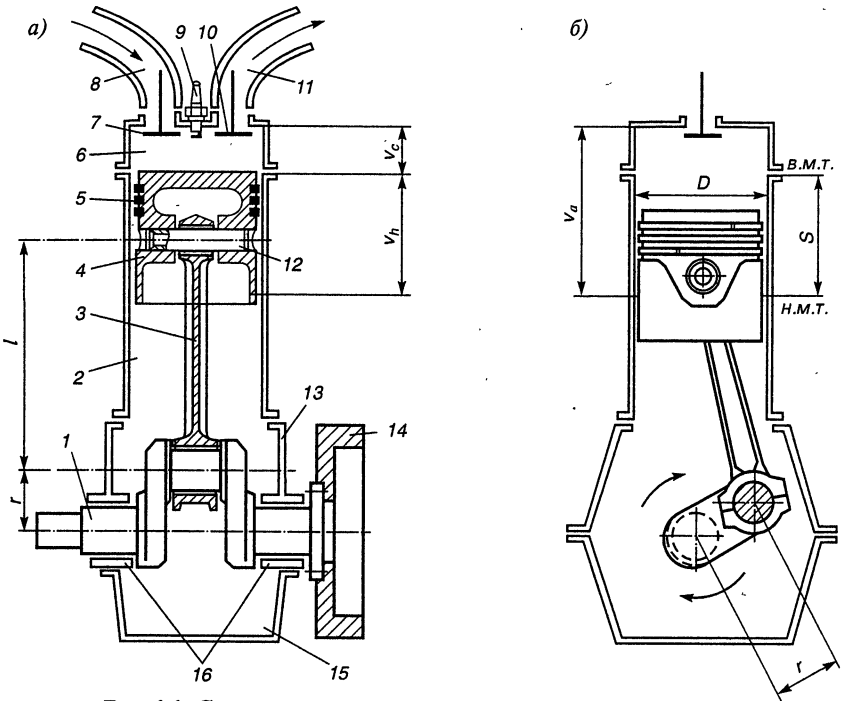


Рис. 1.1. Схема поршневого двигателя внутреннего сгорания:

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

Все конструктивные схемы поршневых двигателей характеризуются несколькими основными параметрами. К ним относятся (см. рис. 1.1): диаметр цилиндра D и ход поршня S, равный удвоенному радиусу кривошипа r. Двигатели с $S/D>1$ называются длинноходными, а с $S/D\leqslant 1$ — короткоходными; отношение радиуса кривошипа r к длине шатуна l — безразмерная величина, $\lambda=r/l$ должна обеспечить свободное движение шатуна без задевания за стенки цилиндра и свободное перемещение поршня без задевания за коренные подшипники коленчатого вала; рабочий объем цилиндра V_h и объем камеры сгорания V_c, сумма которых является полным объемом цилиндра V_a; литраж двигателя $V_л=V_h i=\pi D^2 Si/(4\cdot 10^3)$, где i — число цилиндров, D и S выражены в см; степень сжатия ε — отношение полного объема цилиндра V_a к объему камеры сгорания V_c, величина которой устанавливается в зависимости от детонационной стойкости топлива.

Рабочий цикл поршневых двигателей, состоящий из семи вышеуказанных процессов, осуществляется, как правило, за два оборота

коленчатого вала, что соответствует четырем ходам (тактам) поршня от одной мертвой точки до другой. Такие двигатели называются четырехтактными двигателями.

Первый такт — наполнение (впуск) цилиндра двигателя свежим зарядом протекает при движении поршня от в.м.т. к н.м.т. В дизелях свежий заряд состоит из воздуха, поступающего непосредственно из атмосферы через впускную систему и впускной клапан, который к моменту начала движения поршня от в.м.т. уже открыт. Свежий заряд двигателя с внешним смесеобразованием состоит из смеси уже распыленного топлива и воздуха. Эта смесь может быть приготовлена либо в карбюраторе, либо, после впрыска топлива, во впускной системе. При движении поршня от в.м.т. к н.м.т. в ходе такта впуска происходит смешение (газообмен) свежего заряда (воздуха или смеси воздуха с топливом) с отработавшими газами, оставшимися в камере сгорания после предыдущего рабочего цикла. Наиболее интенсивно газообмен осуществляется в период совместного открытия впускного и выпускного клапанов, так как выпускной клапан закрывается только после начала впуска в ходе движения поршня к н.м.т. Таким образом при такте впуска происходит наполнение цилиндра двигателя свежим зарядом (воздухом или смесью воздуха с топливом), газообмен между свежим зарядом и отработавшими газами, а в двигателях с внешним смесеобразованием продолжение активного приготовления рабочей смеси (испарение топлива и перемешивание его с воздухом и отработавшими газами). Повышение количества и плотности горючей смеси в составе рабочей смеси, за счет сокращения отработавших газов, повышает эффективность работы двигателя.

Второй такт — сжатие протекает при движении поршня от н.м.т. к в.м.т. Однако в первый период этого такта сжатия продолжается наполнение цилиндра (дозарядка) или обратный выброс смеси, так как все еще открыт впускной клапан, который закрывается несколько позже прохождения поршнем н.м.т. После закрытия впускного клапана начинается непосредственно процесс сжатия с повышением температуры и давления рабочей смеси в цилиндре двигателя с внешним смесеобразованием, а в цилиндре двигателя с внутренним смесеобразованием — сжатие смеси воздуха с отработавшими газами. Рабочая смесь в этих двигателях образуется в ходе такта сжатия при впрыскивании топлива непосредственно в цилиндр под большим давлением в конце такта сжатия и самовоспламеняется. В двигателе с внешним смесеобразованием сжатая рабочая смесь также воспламеняется вблизи в.м.т., но от электрической искры высокого напряжения. Заключительный период такта сжатия при подходе поршня к в.м.т. характеризуется совместным протеканием сжатия и горения рабочей смеси.

Третий такт — расширение — рабочий ход. Первый этап такта расширения начинается совместно с активным продолжением процесса сгорания рабочей смеси при резком повышении давления

в надпоршневой части цилиндра. Расширяющиеся в процессе сгорания газы перемещают поршень от в.м.т. к н.м.т., совершая полезную работу — рабочий ход. Давление от расширяющихся газов передается через поршень и шатун на шатунную шейку коленчатого вала, заставляя его вращаться, совершая полезную механическую работу. Завершается процесс расширения открытием выпускного клапана до прихода поршня в н.м.т. и началом выпуска отработавших газов из цилиндра.

Четвертый такт — выпуск отработавших газов совершается при движении поршня от н.м.т. к в.м.т. Под действием расширяющихся отработавших газов, а затем и перемещения поршня осуществляется сначала свободное, а потом и принудительное вытеснение из цилиндра двигателя отработавших газов. При этом в начале процесса расширения, при движении поршня от н.м.т., выпускной клапан уже открыт, а при подходе поршня к в.м.т. открывается и впускной клапан. Таким образом завершение процесса выпуска происходит при двух открытых клапанах — выпускном и впускном, что обеспечивает начало нового рабочего цикла в конце такта впуска, создавая необходимые условия для непрерывной работы двигателя внутреннего сгорания.

Глава 2

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Теория двигателей внутреннего сгорания основана на использовании термодинамических зависимостей и приближения их к действительным условиям путем учета реальных факторов. Поэтому глубокое изучение теоретических циклов, основанное на знании термодинамики, является необходимым условием успешного изучения процессов, происходящих в цилиндрах реальных автомобильных и тракторных двигателей.

Замкнутые теоретические (термодинамические) циклы в отличие от действительных процессов, происходящих в цилиндрах двигателей, осуществляются в воображаемой тепловой машине (рис. 2.1) и характеризуются следующими особенностями (допущениями).

1. Все процессы цикла осуществляются без теплообмена рабочего тела с окружающей средой и являются обратимыми.

2. Преобразование теплоты в механическую работу осуществляется в замкнутом объеме одним и тем же несменяемым рабочим телом.

3. Состав и теплоемкость рабочего тела остаются постоянными на всем протяжении цикла.

4. Подвод теплоты производится от постороннего (воображаемого) источника при постоянном объеме (по изохоре), или при постоянном давлении (по изобаре), или при смешанном (по изохоре и изобаре).

5. Процессы сжатия и расширения протекают по адиабатам с постоянными показателями.

6. В теоретических циклах отсутствуют какие-либо потери теплоты (в том числе на трение, излучение, гидравлические потери и т. п.), кроме отвода теплоты холодному источнику. Эта потеря является единственной и обязательной для замкнутого теоретического цикла.

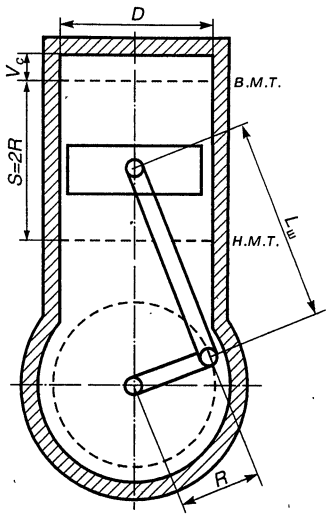


Рис. 2.1. Идеальная (воображаемая) тепловая машина:

D — диаметр цилиндра; *S* — ход поршня; *R* — радиус кривошипа; $L_ш$ — длина шатуна; в.м.т.— верхняя мертвая точка; н.м.т.— нижняя мертвая точка

Диаграммы *pV* и *TV* теоретических циклов, являющиеся прототипами реальных индикаторных диаграмм современных двигателей, приведены на рис. 2.2: 1) цикл с подводом теплоты при постоянном объеме (рис. 2.2, *а*); 2) цикл с подводом теплоты при постоянном давлении (рис. 2.2, *б*); 3) цикл со смешанным подводом теплоты при постоянном объеме и постоянном давлении (рис. 2.2, *в*).

Основные термодинамические соотношения показателей и параметров замкнутых теоретических циклов приведены в табл. 2.1.

Каждый теоретический цикл характеризуется двумя основными показателями: теплоиспользованием, которое определяется термическим коэффициентом полезного действия, и работоспособностью, которая определяется удельной работой цикла.

Термическим КПД называется отношение количества теплоты, превращенной в полезную механическую работу, к общему количеству теплоты, подведенной к рабочему телу:

$$\eta_t = (Q_1 - Q_2)/Q_1 = 1 - Q_2/Q_1, \qquad (2.1)$$

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

Удельной работой цикла называется отношение количества теплоты, превращенной в механическую работу, к рабочему объему и выражается в Дж/м^3:

$$p_t = (Q_1 - Q_2)/(V_a - V_c) = L_ц/(V_a - V_c), \qquad (2.2)$$

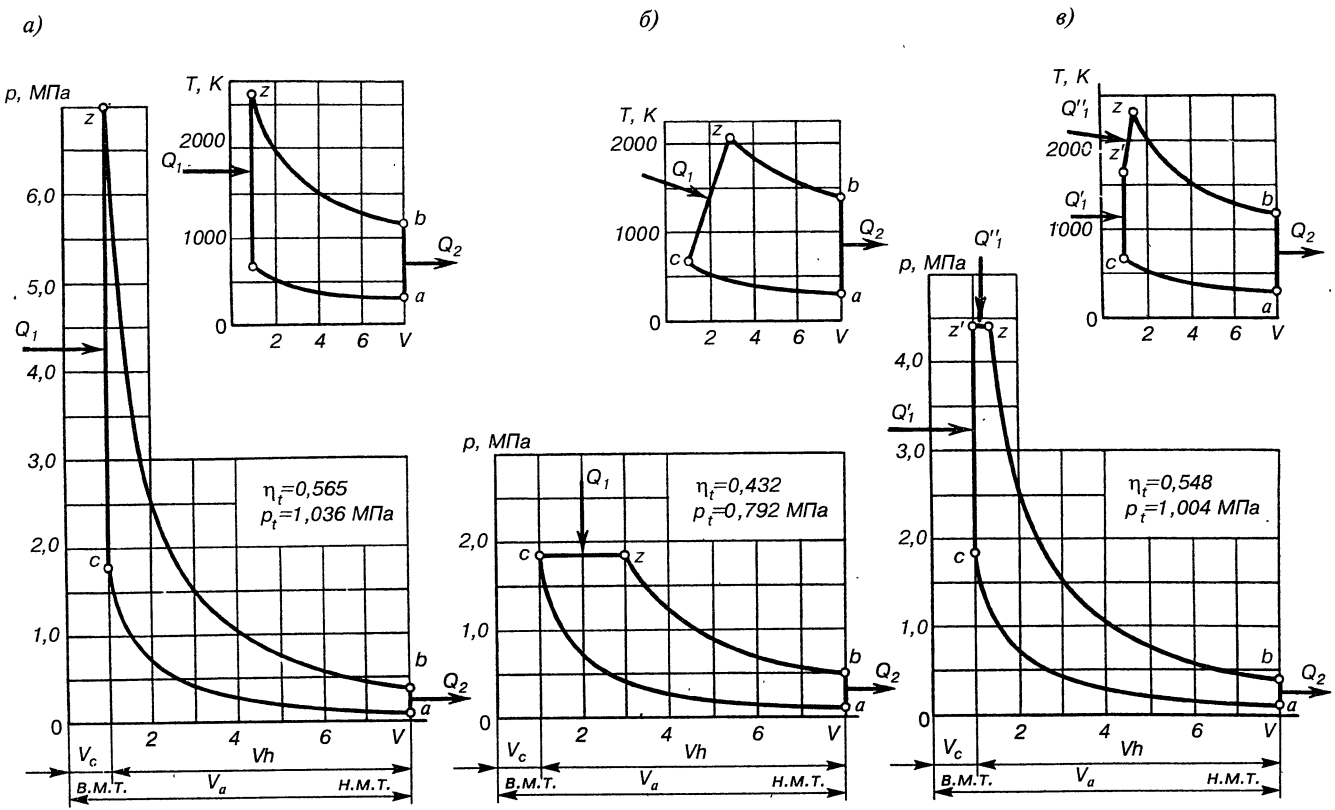


Рис. 2.2. Диаграммы pV и TV теоретических циклов ($\varepsilon=8$; $k=1{,}4$; $p_a=0{,}1$ МПа; $T_a=300$ К; $Q_1=40$ МДж/кмоль):

а — с подводом теплоты при постоянном объеме ($V=\text{const}$); *б* — с подводом теплоты при постоянном давлении ($p=\text{const}$); *в* — со смешанным подводом теплоты при постоянном объеме и постоянном давлении ($V=\text{const}$; $p=\text{const}$; $Q'_1=Q''_1=0{,}5$ $Q_1=20$ МДж/кмоль)

где V_a — максимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце процесса расширения (н.м.т.), м^3; V_c — минимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце процесса сжатия (в.м.т.), м^3; $L_ц = Q_1 - Q_2$ — работа цикла, Дж (Н · м).

Удельная работа цикла (Дж/м^3 = Н · м/м^3 = Н/м^3) численно равна среднему постоянному за цикл давлению (Па = Н/м^3).

Рассмотрение и анализ теоретических циклов позволяет решить три основные задачи: 1) оценить влияние термодинамических факторов на изменение термического КПД и среднего давления для данного цикла и на этой основе установить оптимальные значения термодинамических факторов для получения наилучшей экономичности и максимальной удельной работы цикла; 2) провести сравнение различных теоретических циклов с точки зрения их экономичности и работоспособности при одинаковых условиях; 3) получить конкретные числовые значения термического КПД и среднего давления цикла, которые могут являться критериями для оценки степени совершенства реальных двигателей по экономичности и удельной работе (мощности).

2.2. ЗАМКНУТЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ

Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме. Для цикла с подводом теплоты при постоянном объеме термический КПД и удельная работа (среднее давление цикла) соответственно определяются по формулам

$$\eta_t = 1 - 1/\varepsilon^{k-1}; \tag{2.3}$$

$$p_t = p_a \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \frac{\lambda - 1}{k - 1} \eta_t. \tag{2.4}$$

Термический КПД η_t зависит только от степени сжатия ε и показателя адиабат сжатия и расширения k (рис. 2.3). Анализ формулы (2.3) рис. 2.3 показывает, что термический КПД постоянно растет при увеличении степени сжатия и показателя адиабаты. Однако возрастание η_t заметно уменьшается при высоких степенях сжатия, начиная примерно с $\varepsilon = 12 - 13$. Изменение показателя адиабаты зависит от природы рабочего тела. Для расчета η_t приняты три значения k, которые приближенно соответствуют рабочему телу, состоящему: 1) из двухатомных газов (воздух, $k = 1{,}4$); 2) из смеси двух- и трехатомных газов (продукты сгорания, $k = 1{,}3$); 3) из смеси воздуха и продуктов сгорания ($k = 1{,}35$).

Величина среднего давления цикла дополнительно зависит от начального давления p_a и степени повышения давления λ. Для двигателей, работающих без наддува, верхним предельным значе-

нием начального давления является атмосферное давление. Поэтому во всех расчетах теоретических циклов давление p_a принято равным атмосферному, т. е. $p_a=0{,}1$ МПа. Изменение степени повышения давления обусловлено в первую очередь изменением количества подведенной к циклу теплоты Q_1:

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

где $R=8315$ Дж/(кмоль·град) — универсальная газовая постоянная; T_a — начальная температура цикла, К.

На рис. 2.4 показана зависимость p_t от степени повышения давления λ при различных степенях сжатия ε и двух значениях показателя адиабаты. Такая зависимость p_t при постоянных начальных условиях ($p_a=0{,}1$ МПа; $T_a=350$ К и $V_a=\text{const}$) получается при увеличении количества подведенной к циклу теплоты от $Q_1=0$ при $\lambda=1$ до $Q_1=120{,}6$ МДж/кмоль при $\lambda=6$ и $\varepsilon=20$. Учитывая, что теплота сгорания бензовоздушных смесей при $\alpha=1$ не превышает 84 МДж/кмоль, максимально возможное среднее давление теоретического цикла с подводом теплоты ($Q_1=84$ МДж/кмоль) при постоянном объеме не может быть выше 2,1 МПа при $\varepsilon=20$ и $\lambda=4{,}5$, а при $\varepsilon=8$ и $\lambda=6$ p_t не превысит 1,85 МПа (см. рис. 2.4 кривая $Q_1=84$ МДж/кмоль, пересекающая линии p_t). Для получения более высоких значений λ и p_t необходимо подводить большее количество теплоты, т. е. иметь топливо с более высокой теплотой сгорания.

На рис. 2.5 представлены результаты расчета η_t, p_t и λ в зависимости от изменения степени сжатия при трех значениях количества

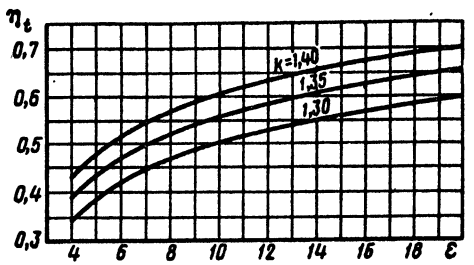


Рис. 2.3. Зависимость термического КПД цикла с подводом теплоты при постоянном объеме от степени сжатия при различных показателях адиабаты

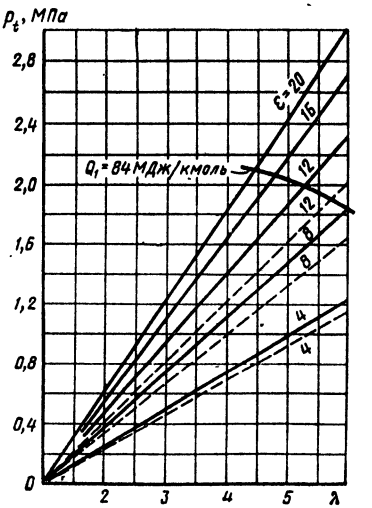


Рис. 2.4. Зависимость среднего давления цикла от степени повышения давления при различных степенях сжатия и показателях адиабаты:

——$k=1{,}4$; – – –$k=1{,}3$

Таблица 2.1

Наименование и обозначение параметров и показателей	Основные определения	Основные термодинамические соотношения теоретических циклов		
		со смешанным подводом теплоты при $V=\text{const}$ и $p=\text{const}$	с подводом теплоты при $V=\text{const}$	с подводом теплоты при $p=\text{const}$
Степень сжатия ε	Отношение объемов в начале и конце сжатия	$\varepsilon=V_a/V_c=\rho\delta$	$\varepsilon=V_a/V_c=\delta$	$\varepsilon=V_a/V_c=\rho\delta$
Показатель адиабат сжатия и расширения k	Отношение теплоемкостей рабочего тела при $p=\text{const}$ и $V=\text{const}$	$k=c_p/c_V=(c_V+R)/c_V=1+R/c_V$		
Степень повышения давления в случае подвода теплоты при постоянном объеме λ	Отношение максимального давления цикла к давлению в конце сжатия	$\lambda=p_z/p_c=T_{z'}/T_c=T_z/\rho T_c$, $\lambda=\dfrac{Q_1(k-1)+RT_a\varepsilon^{k-1}}{R_a\varepsilon^{k-1}(1+k\rho-k)}$	$\lambda=a_z/p_c=T_z/T_c$, $\lambda=\dfrac{Q_1(k-1)}{RT_a\varepsilon^{k-1}}+1$	$\lambda=1$
Степень предварительного расширения в случае подвода теплоты при постоянном давлении ρ	Отношение объемов в точках z и c	$\rho=V_z/V_c=\varepsilon/\delta=T_z/\lambda T_c$, $\rho=\dfrac{Q_1(k-1)}{RT_a\varepsilon^{k-1}k\lambda}+\dfrac{k\lambda-\lambda+1}{k\lambda}$	$\rho=1$	$\rho=V_z/V_c=\varepsilon/\delta=T_z/T_c$, $\rho=\dfrac{Q_1(k-1)}{RT_a\varepsilon^{k-1}k}+1$
Степень последующего расширения δ	Отношение объемов в точках b и z	$\delta=V_b/V_z=V_a/V_z=\varepsilon/\rho=$ $=\varepsilon\lambda T_c/T_z$	$\delta=V_b/V_z=V_a/V_z=\varepsilon$	$\delta=V_b/V_z=V_a/V_z=$ $=\varepsilon/\rho=\varepsilon T_c/T_z$
Общее количество подведенной теплоты Q_1		$Q_1=\dfrac{R}{k-1}T_a\varepsilon^{k-1}\times$ $\times[\lambda-1+k\lambda(\rho-1)]$	$Q_1=\dfrac{R}{k-1}T_a\varepsilon^{k-1}(\lambda-1)$	$Q_1=\dfrac{R}{k-1}T_a\varepsilon^{k-1}k(\rho-1)$
Количество отведенной теплоты Q_2		$Q_2=\dfrac{R}{k-1}T_a(\lambda\rho^k-1)$	$Q_2=\dfrac{R}{k-1}T_a(\lambda-1)$	$Q_2=\dfrac{R}{k-1}T_a(\rho^k-1)$

Продолжение табл. 2.1

Наименование и обозначение параметров и показателей	Основные определения	Основные термодинамические соотношения теоретических циклов		
		со смешанным подводом теплоты при $V=\text{const}$ и $p=\text{const}$	с подводом теплоты при $V=\text{const}$	с подводом теплоты при $p=\text{const}$
Давление p_c и температура T_c в конце сжатия		$p_c=p_a\varepsilon^k$ и $T_c=T_a\varepsilon^{k-1}$		
$T_{z'}$		$T_{z'}=T_a\lambda\varepsilon^{k-1}$	—	—
T_z		$T_z=T_a\lambda\varepsilon^{k-1}\rho$	$T_z=T_a\lambda\varepsilon^{k-1}$	$T_z=T_a\rho\varepsilon^{k-1}$
$p_{z'}$		$p_{z'}=p_a\lambda\varepsilon^k$	—	—
p_z		$p_z=p_a\lambda\varepsilon^k=p_{z'}$	$p_z=p_a\lambda\varepsilon^k$	$p_z=p_a\varepsilon^k=p_c$
T_b		$T_b=T_a\lambda\rho^k$	$T_b=T_a\lambda$	$T_b=T_a\rho^k$
p_b		$p_b=p_a\lambda\rho^k$	$p_b=p_a\lambda$	$p_b=p_a\rho^k$
Термический КПД η_t	Отношение количества теплоты, превращенной в полезную работу, к общему количеству подведенной теплоты	$\eta_t=\frac{Q_1-Q_2}{Q_1}=1-\frac{1}{\varepsilon^{k-1}}\times\frac{\lambda\rho^k-1}{\lambda-1+k\lambda(\rho-1)}$	$\eta_t=\frac{Q_1-Q_2}{Q_1}=1-\frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$	$\eta_t=\frac{Q_1-Q_2}{Q_1}=1-\frac{1}{\varepsilon^{k-1}}\frac{\rho^k-1}{k(\rho-1)}$
Среднее давление цикла p_t	Отношение количества теплоты, превращенной в работу, к рабочему объему	$p_t=\frac{Q_1-Q_2}{V_a-V_c}=p_a\frac{\varepsilon^k}{\varepsilon-1}\times\frac{\lambda-1+k\lambda(\rho-1)}{k-1}\eta_t$	$p_t=\frac{Q_1-Q_2}{V_a-V_c}=p_a\frac{\varepsilon^k}{\varepsilon-1}\times\frac{\lambda-1}{k-1}\eta_t$	$p_t=\frac{Q_1-Q_2}{V_a-V_c}=p_a\frac{\varepsilon^k}{\varepsilon-1}\frac{k(\rho-1)}{k-1}\eta_t$

подведенной теплоты (Q_1 = =80, 60 и 40 МДж/кмоль). Из приведенных данных видно, что среднее давление цикла возрастает прямо пропорционально росту количества теплоты, подведенной за цикл, но возрастание p_t с увеличением ε при одинаковом количестве подводимой теплоты протекает менее интенсивно, чем рост термического КПД. Так, при изменении ε от 4 до 20 η_t возрастает на 69%, а p_t — только на 33%. Интенсивность возрастания p_t при увеличении ε не зависит от количества подведенной за цикл теплоты, т. е. при любом значении Q_1 (80, 60 или 40 МДж/кмоль) при изменении ε от 4 до 20 среднее давление цикла увеличивается на 33%.

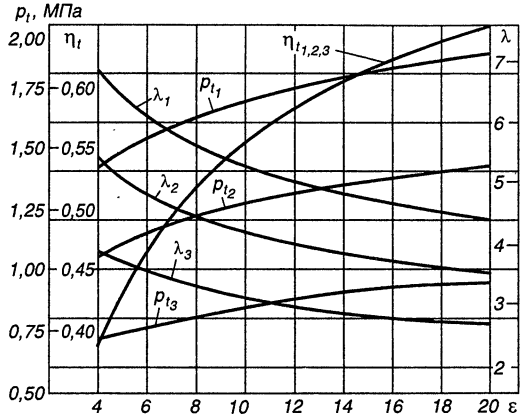


Рис. 2.5. Зависимость термического КПД, среднего давления и степени повышения давления цикла с подводом теплоты при постоянном объеме от степени сжатия при различном количестве подведенной теплоты (p_a=0,1 МПа; T_a=350 К; k=1,35; R=0,008315 МДж/(кмоль·град)

Индексы: *1* — при Q_1=80 МДж/кмоль; *2* — при Q_1=60 МДж/кмоль; *3* — при Q_1=40 МДж/кмоль

Уменьшение степени повышения давления с ростом степени сжатия при постоянном количестве подводимой теплоты соответствует обратно пропорциональной зависимости λ от ε^{k-1} [см. формулу (2.5)].

Из проведенного анализа термического КПД и среднего давления замкнутого теоретического цикла с подводом теплоты при постоянном объеме можно сделать следующие выводы.

1. Минимальные потери теплоты в данном цикле получаются в случае использования в качестве рабочего тела воздуха и составляют не ниже 37% при ε=12 и не ниже 30,5% при ε=20 (см. рис. 2.3). Потери теплоты при использовании в качестве рабочего тела топливовоздушных смесей повышаются.

2. Максимальное значение среднего давления цикла при подведении теплоты Q_1=84 МДж/кмоль, приблизительно равной теплоте сгорания бензовоздушной смеси, составляет не более 2,0 МПа при ε=12 и не более 2,1 МПа при ε=20 (см. рис. 2.4).

3. По данному циклу целесообразно осуществлять рабочий процесс реального двигателя со степенями сжатия, не превышающими ε=11÷12. Дальнейшее повышение степени сжатия дает увеличение удельной работы и КПД цикла, но незначительно — в пределах

1 — 2% для η_t и 0,7 — 1,3% для p_t при увеличении степени сжатия на одну единицу.

Цикл с подводом теплоты при постоянном давлении. Термический КПД и среднее давление цикла с подводом теплоты при постоянном давлении определяются по формулам:

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

$$p_t = p_a \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \frac{k(\rho - 1)}{k - 1} \eta_t. \tag{2.7}$$

Термический КПД данного цикла, так же как и цикла с подводом теплоты при постоянном объеме, растет с увеличением степени сжатия ε и показателя адиабаты k. Однако при любых степенях сжатия η_t цикла с подводом теплоты при $p = \text{const}$ меньше η_t цикла с подводом теплоты при $V = \text{const}$, так как множитель $(\rho^k - 1)/[k(\rho - 1)]$ всегда больше единицы [см. формулы (2.3) и (2.6)].

Термический КПД цикла с подводом теплоты при $p = \text{const}$ зависит также от степени предварительного расширения ρ, т. е. от нагрузки.

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

С увеличением количества подведенной теплоты, т. е. с увеличением степени предварительного расширения, термический КПД падает. Это объясняется тем, что с увеличением ρ растет количество отведенной теплоты холодному источнику и, следовательно, уменьшается количество теплоты, превращенной в механическую работу. Таким образом, максимальное значение термического КПД достигается при минимальном количестве подведенной теплоты, что в реальных условиях наблюдается при холостом ходе двигателя.

На рис. 2.6 представлена зависимость термического КПД цикла с подводом теплоты при $p = \text{const}$ от степени сжатия ε при различных значениях степени предварительного расширения ρ и двух значениях показателя адиабаты ($k = 1{,}4$ — сплошные, $k = 1{,}3$ — пунктирные линии). Две кривые η_t рассчитаны и построены при $\rho = 2$, $\rho = 3$ и, следовательно, при переменном количестве подводимой теплоты Q_1 для каждой величины степени сжатия, а две кривые построены при одинаковом количестве подведенной теплоты ($Q_1 = 80$ МДж/кмоль) и, следовательно, переменных значениях степени предварительного расширения. Полученная при этом зависимость ρ от ε также представлена на рис. 2.6.

Зависимость среднего давления цикла p_t от степени сжатия ε и показателя адиабаты k аналогична зависимости термического КПД η_t от тех же параметров. Но при увеличении количества подводимой теплоты Q_1, т. е. при увеличении степени предварительного расширения ρ, среднее давление цикла p_t растет, несмотря на падение термического КПД (рис. 2.7).

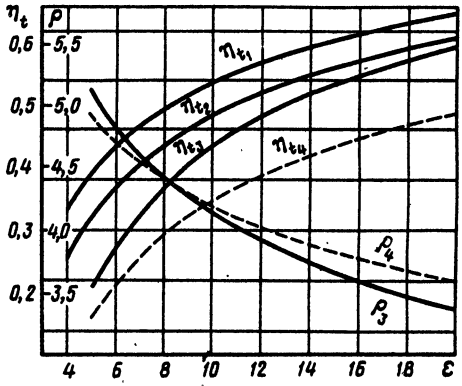


Рис. 2.6. Зависимость термического КПД цикла с подводом теплоты при p=const от степени сжатия при различных значениях степени предварительного расширения и показателя адиабаты (p_a=0,1 МПа; T_a= =350 К; V_a=const).

Индексы: *1* — при ρ=2 и k=1,4; *2* — при ρ=3 и k=1,4; *3* — при Q_1=80 МДж/кмоль и k=1,4; *4* — при Q_1=80 МДж/кмоль и k=1,3

Из анализа формул и графиков изменения η_t и p_t можно сделать следующие выводы.

1. Значения η_t и p_t цикла с подводом теплоты при p= =const для небольших степеней сжатия значительно ниже соответствующих показателей цикла с подводом теплоты при постоянном объеме. Даже при ε=10 потери теплоты составляют от 46% при ρ=2 до 57% при ρ=4,1 в воздушном цикле, а при k=1,3 потери теплоты при ε=10 составляют 66%.

2. При малых степенях сжатия и значительном подводе теплоты цикл p=const вообще не существует, так как ρ не может превышать ε. Например, при Q_1=80 МДж/кмоль (см. рис. 2.6) цикл может существовать только при ε>5.

3. Уменьшение величины показателя адиабаты с k=1,4 до k=1,3 влечет за собой значительное уменьшение термического КПД η_t и среднего давления цикла p_t. Так, при ε=20 и Q_1=80 МДж/кмоль по расчетным данным потери теплоты возрастают с 41 до 52% (см. на рис. 2.6, кривые η_{t3} и η_{t4}), а среднее давление цикла уменьшается на 20%.

4. Использование цикла в качестве прототипа рабочих процессов в реальных двигателях целесообразно только при значительных степенях сжатия (более 10), при работе с неполной нагрузкой (уменьшение ρ) и при значительно обедненной смеси (приближение k к значению k воздушного цикла). Следует отметить, что данный цикл не используется в качестве прототипа для организации рабочего цикла в современных автомобильных и тракторных двигателях.

Цикл со смешанным подводом теплоты. В этом цикле подвод теплоты Q_1 осуществляется как при постоянном объеме Q_1' так

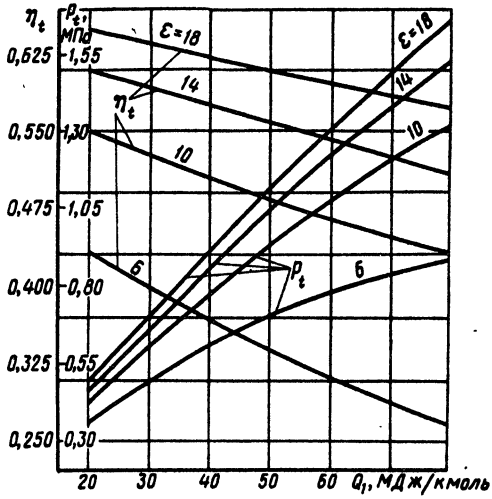


Рис. 2.7. Зависимость термического КПД и среднего давления цикла с подводом теплоты при постоянном давлении от количества подведенной теплоты при различных значениях степени сжатия

и при постоянном давлении Q_1'' (см. рис. 2.2, *в*):

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

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.

Соотношение между Q_1' и Q_1'' может изменяться в пределах от $Q_1' = Q_1$ и $Q_1'' = 0$ до $Q_1' = 0$ и $Q_1'' = Q_1$. При $Q_1' = Q_1$ и $Q_1'' = 0$ вся теплота подводится при постоянном объеме и, следовательно, данный цикл превращается в цикл с подводом теплоты при постоянном объеме. В этом случае степень предварительного расширения $\rho = 1$ и формула (2.9) превращается в формулу для цикла с подводом теплоты при постоянном объеме (см. табл. 2.1).

При $Q_1' = 0$ и $Q_1'' = Q_1$ вся теплота подводится при постоянном давлении, а цикл превращается в цикл с подводом теплоты при постоянном давлении, для которого степень повышения давления $\lambda = 1$. В этом случае формула (2.9) превращается в формулу для цикла с подводом теплоты при постоянном давлении (см. табл. 2.1).

При всех промежуточных значениях Q_1' и Q_1'' существует жесткая взаимосвязь между λ и ρ для данного количества подведенной теплоты Q_1 и заданной степени сжатия ε. На рис. 2.8, *а* представлена зависимость между степенью повышения давления λ и степенью предварительного расширения ρ при $Q_1 = 80$ МДж/кмоль и $\varepsilon = 16$, а по кривым на рис. 2.8, *б* определяется количество теплоты, подведенной при $V = \text{const}$ и $p = \text{const}$ в зависимости от выбранных значений λ и ρ. Например, значениям $\lambda = 3{,}5$ и $\rho = 1{,}25$ (рис. 2.8, *а*) соответствует $Q_1' = 55$ МДж/кмоль — теплота, подведенная при $V = \text{const}$, и $Q_1'' = 25$ МДж/кмоль — теплота, подведенная при $p = \text{const}$ (рис. 2.8, *б*). Если же задано количество теплоты,

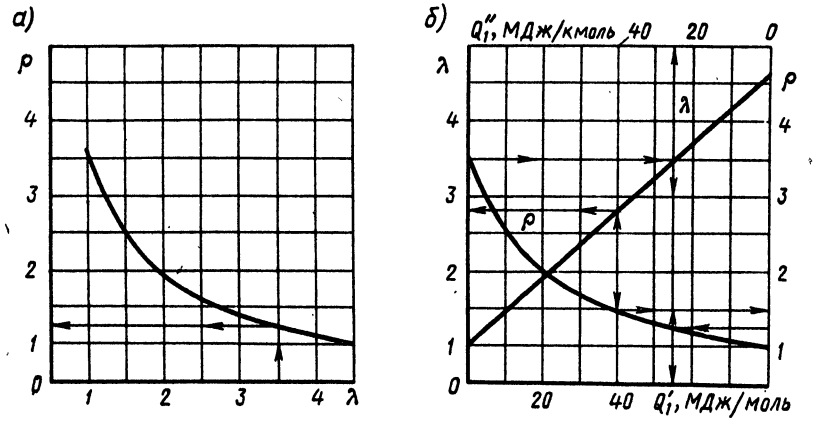


Рис. 2.8. Зависимость между степенью повышения давления и степенью предварительного расширения ($\varepsilon=16$; $Q_1=Q'_1+Q''_1=80$ МДж/кмоль)

подведенной при $V=\text{const}$ и $p=\text{const}$, например $Q'_1=Q''_1=0{,}5Q_1=$ $=40$ МДж/кмоль, то по кривым, изображенным на рис. 2.8, *б*, определяются значения $\lambda=2{,}8$ и $\rho=1{,}5$.

Термический КПД и среднее давление цикла со смешанным подводом теплоты:

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

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

Анализируя формулы (2.10) и (2.11) и аналитические зависимости двух других, уже рассмотренных циклов, можно сделать вывод, что при одинаковых начальных условиях и одинаковом количестве подведенной теплоты значения термического КПД и среднего давления цикла со смешанным подводом теплоты всегда меньше соответствующих значений η_t и p_t цикла с подводом теплоты при постоянном объеме и всегда больше соответствующих значений η_t и p_t цикла с подводом теплоты при постоянном давлении. Это положение подтверждается и расчетными данными, представленными в виде графиков на рис. 2.9, *а*, *б*.

Расчет термического КПД и среднего давления цикла со смешанным подводом теплоты приведен для трех различных условий подвода теплоты:

1) при всех значениях степени сжатия количество подведенной теплоты при постоянном объеме остается постоянным и равным количеству теплоты, подведенной при постоянном давлении, т. е.

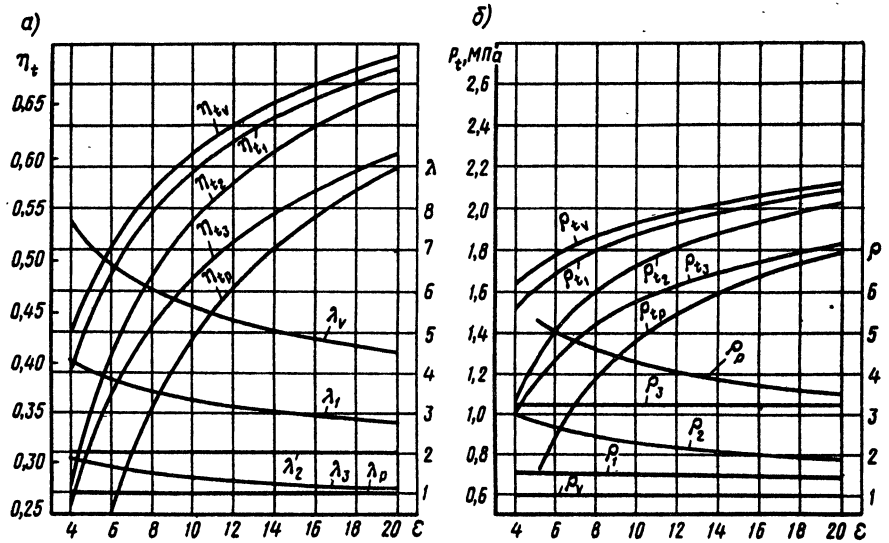


Рис. 2.9. Зависимость термического КПД и среднего давления теоретических циклов от степени сжатия при различных способах подвода теплоты (p_a=0,1 МПа; T_a= =350 К; k=1,4, Q_1=84 МДж/кмоль; V_a=const)

Индексы: V — цикл с подводом теплоты при V=const; *1* — цикл со смешанным подводом теплоты при $Q'_1=Q''_1=0{,}5Q_1$=42 МДж/кмоль; *2* — цикл со смешанным подводом теплоты при λ=2=const; *3* — цикл со смешанным подводом теплоты при ρ=3,2=const; p — цикл с подводом теплоты при p=const

$Q'_1=Q''_1=0{,}5Q_1$=42 МДж/кмоль. В этом случае значения степени повышения давления λ и степени предварительного расширения ρ постоянно изменяются в зависимости от изменения степени сжатия ε. Характер же изменения термического КПД и среднего давления цикла примерно соответствует характеру изменения соответствующих параметров цикла с подводом теплоты при V=const (см. рис. 2.9, *а*, *б*, кривые с индексами *1* и *V*);

2) при всех значениях степени сжатия сохраняется постоянное значение степени повышения давления λ=2. В результате с увеличением степени сжатия количество подводимой теплоты при постоянном объеме возрастает, а при постоянном давлении — сокращается. Поэтому термический КПД и среднее давление цикла с увеличением ε возрастают более интенсивно, чем в первом случае, и на больших степенях сжатия (ε=17÷20) их значения приближаются к значениям соответствующих показателей цикла с подводом теплоты при V=const (см. рис. 2.9, кривые с индексом *2*);

3) при всех значениях степени сжатия сохраняется постоянное значение степени предварительного расширения ρ=3,2. В результате с увеличением ε количество подведенной теплоты при V=const сокращается, а при p=const — возрастает. Рост термического КПД

и среднего давления цикла менее интенсивен, чем в первых двух случаях, а их значения приближаются к значениям η_t и p_t цикла с подводом теплоты при $p=\text{const}$ (см. рис. 2.9, кривые с индексами *3* и *p*).

Для более полного анализа теоретических циклов необходимо рассмотреть кроме изменения термического КПД и среднего давления циклов изменения значений максимальных температур и давлений циклов, а также температур в конце расширения. В реальных условиях максимальные значения давлений ограничиваются условиями допустимой прочности деталей двигателя, а максимальные значения температур, кроме того, условиями бездетонационной работы двигателя на данном топливе и качеством смазки. Большое значение имеет и температура конца расширения, при которой в действительных циклах начинает вытекать рабочее тело из цилиндра. Надежная работа выпускных органов двигателя достигается за счет установления определенных ограничений на температуру конца расширения.

На рис. 2.10 представлены кривые изменения максимальных значений температур и давлении, а также температур в конце расширения для вышерассмотренных циклов в зависимости от степени сжатия. Естественно, что абсолютные значения параметров теоретических циклов не отражают значений, которые получаются в действительных циклах, но соотношения рассматриваемых параметров теоретических циклов вполне определяют характер этих же соотношений в действительных циклах.

Как видно из графиков, приведенных на рис. 2.10, наибольшие значения максимальных температур и давлений получаются в цикле с подводом теплоты при $V=\text{const}$ (см. кривые с индексом *V*), а наименьшие — в цикле с подводом теплоты при $p=\text{const}$ (см. кривые с индексом *p*). Промежуточные значения T_z и p_z получаются в цикле со смешанным подводом теплоты (см. кривые с индексами *Q* и λ). Значительное повышение максимальных температур и давлений с увеличением степени сжатия в цикле с подводом теплоты при $V=\text{const}$ ограничивает применение данного цикла в реальных условиях при повышенных ε. Вместе с тем данный цикл по сравнению с другими имеет наименьшую температуру в конце расширения. Однако при смешанном подводе теплоты и равном распределении подводимой теплоты при $V=\text{const}$ и $p=\text{const}$ (см. кривые с индексом *Q*) максимальная температура цикла снижается почти на 600 К (или на 11%), а температура конца расширения увеличивается всего на 60 — 100 К (или на 3,3 — 4,7%).

На основе проведенного анализа можно сделать следующие выводы.

1. Значения основных термодинамических показателей цикла со смешанным подводом теплоты находятся между значениями соответствующих показателей циклов с подводом теплоты при $V=\text{const}$ и $p=\text{const}$.

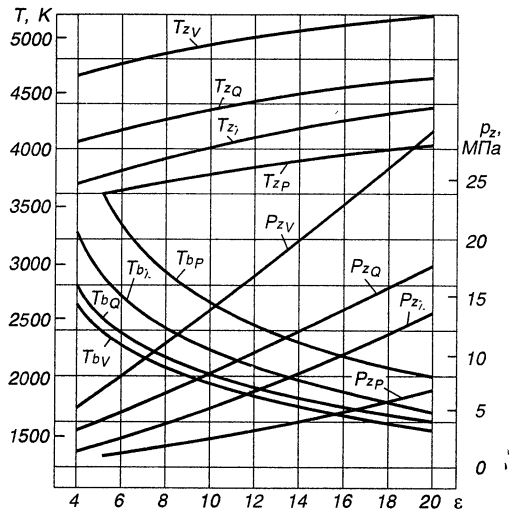


Рис. 2.10. Зависимость максимальных температур T_z, давлений p_z и температур в конце расширения T_b от степени сжатия при различных способах подвода теплоты (p_a=0,1 МПа; T_a=350 К; k=1,4, Q_1=84 МДж/кмоль)

Индексы: V — цикл с подводом теплоты при V=const; Q — цикл со смешанным подводом теплоты при $Q'_1=Q''_1=0{,}5Q_1=42$ МДж/кмоль; λ — цикл со смешанным подводом теплоты при $\lambda=2$; p — цикл с подводом теплоты при p=const

2. Циклы с подводом теплоты при V=const и p=const являются частными случаями цикла со смешанным подводом теплоты. Причем циклы с подводом теплоты при V=const и p=const являются предельными, при осуществлении которых получаются соответственно максимальные и минимальные значения η_t, p_t, T_z и p_z при одинаковых начальных условиях и одинаковом количестве подводимой теплоты.

3. В цикле со смешанным подводом теплоты при увеличении доли теплоты, подводимой при V=const (увеличение λ), и при уменьшении доли теплоты, подводимой при p=const (уменьшение ρ), повышаются значения термического КПД и среднего давления цикла.

4. Цикл со смешанным подводом теплоты целесообразно применять при значительных степенях сжатия (больше 12) и с возможно большими значениями степени повышения давления. По данному циклу работают все быстроходные автомобильные и тракторные дизели без наддува.

5. КПД цикла со смешанным подводом теплоты может превышать КПД двигателей с искровым зажиганием (цикл при V=const) за счет возможного использования более высоких значений степени сжатия.

Теоретические циклы двигателей с наддувом. Повышение давления в начале сжатия (см. рис. 2.2, точки *а*) с целью увеличения удельной работы (среднего давления) цикла называется *наддувом*. В автомобильных и тракторных двигателях наддув осуществляют за счет предварительного сжатия воздуха или топливовоздушной смеси в компрессоре. Привод компрессора может быть механическим, непосредственно от вала двигателя, или газовым, от газовой турбины, работающей за счет энергии выпускных газов поршневого

двигателя. Кроме того, повышение давления в начале сжатия возможно получить за счет использования скоростного напора, инерционных и волновых явлений во впускной системе двигателя, т. е. за счет так называемого инерционного наддува.

При инерционном наддуве и наддуве компрессором с механическим приводом характер протекания теоретических циклов (см. рис. 2.2) не изменяется. Изменяются только конкретные значения термодинамических параметров, зависящие от изменения давления и температуры в конце впуска (см. формулы в табл. 2.1). Необходимо также учитывать, что в реальном двигателе часть мощности затрачивается на привод компрессора.

При газотурбинном наддуве получается комбинированный двигатель, состоящий из поршневой части, газовой турбины и компрессора. В автомобильных и тракторных двигателях применяют турбокомпрессоры с постоянным давлением газов перед турбиной. Прототипами рабочего процесса комбинированных двигателей являются теоретические циклы (рис. 2.11). Цикл с постоянным давлением перед турбиной *acz'zba* осуществляется в поршневой части двигателя, а цикл *afgla* — в турбокомпрессоре. Теплота $Q_т$, отводимая при $V=\text{const}$ в цикле поршневой части двигателя (линия *ba*), подводится при постоянном давлении в турбокомпрессорном цикле (линия *af*). Далее в газовой турбине осуществляется продолженное расширение по адиабате (кривая *fg*), отвод теплоты Q_2 при постоянном давлении (линия *gl*) и адиабатическое сжатие в компрессоре (линия *la*).

Термический КПД такого совмещенного цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}} \frac{\lambda\rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}, \qquad (2.12)$$

где $\varepsilon_0 = \varepsilon\varepsilon_k = V_l/V_c$ — общая степень сжатия комбинированного двигателя, равная произведению степени сжатия поршневой части $\varepsilon = V_a/V_c$ и компрессора $\varepsilon_k = V_l/V_a$.

Среднее давление цикла, отнесенное к рабочему объему поршневой части двигателя,

$$p_t = p_a \frac{\varepsilon_0^k}{\varepsilon - 1} \frac{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}{k - 1} \eta_t. \qquad (2.13)$$

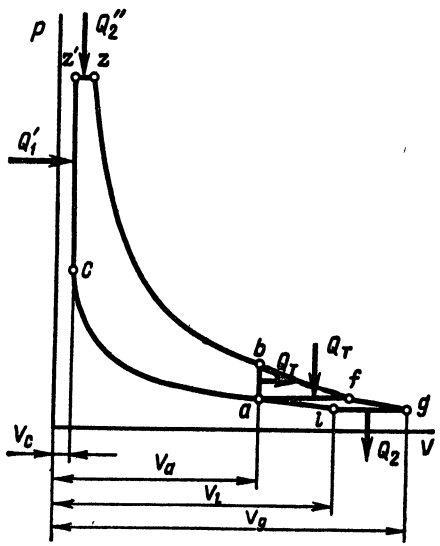


Рис. 2.11. Теоретические циклы комбинированных двигателей

Теоретический цикл с продолженным расширением и переменным давлением газов перед турбиной *acz'zbfgla* (см. рис. 2.11) может быть осуществлен в комбинированном двигателе, состоящем из поршневого двигателя и лопаточных машин (газовой турбины и воздушного компрессора). При этом часть цикла *acz'zb*, соответствующая области высоких давлений и относительно малых объемов рабочего тела, осуществляется в поршневой части, а часть цикла *bfgla* — в лопаточных машинах. Продолженное расширение осуществляется в газовой турбине по адиабате (*bfg*), отвод теплоты при $p=\text{const}$ на участке *gl* и предварительное сжатие по адиабате *la* в воздушном компрессоре. Теоретический КПД такого цикла определяется по формуле:

$$\eta_t = 1 - \frac{k}{\varepsilon_0^{k-1}} \frac{\rho\lambda^{1/k} - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \qquad (2.14)$$

В этом цикле, за счет дополнительного использования кинетической энергии отработавших газов, значительно возрастает его КПД до 70 — 75%. Несколько возрастает и абсолютное значение работы цикла, но более резко сокращается среднее давление цикла, определяемое по формуле (2.13). Реальное использование данного термического цикла связано с решением ряда конструктивных трудностей.

2.3. РАЗОМКНУТЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ И ИХ АНАЛИЗ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭВМ

Замкнутые теоретические циклы (см. § 2.2) дают наглядное представление о протекании процессов в реальных двигателях и о характере изменения их основных показателей (η_t и p_t) в зависимости от различных термодинамических факторов. Однако количественные показатели замкнутых теоретических циклов далеки от реальных и прежде всего потому, что не учитывают трех основных процессов, протекающих в любом реальном двигателе.

Во-первых, это процесс газообмена (впуска и выпуска рабочего тела), который в замкнутом цикле полностью исключен принятым допущением о постоянстве рабочего тела и его теплоемкости. В реальном двигателе каждый цикл осуществляется с участием вновь поступившей свежей смеси и после каждого цикла производится очистка цилиндра от отработавших газов. Кроме того, в действительном цикле теплоемкость рабочего тела зависит от температуры и от постоянно изменяющегося состава рабочего тела.

Во-вторых, процесс сгорания топлива, который в замкнутом теоретическом цикле заменен процессом сообщения теплоты от постороннего источника. В реальном двигателе процесс сгорания протекает во времени по сложному закону с интенсивным теплообменом.

В-третьих, дополнительные тепловые потери, связанные с наличием непрерывного теплообмена между рабочим телом и окружающей средой через стенки цилиндра, головку блока, днище поршня, а также с утечкой рабочего тела через неплотности между цилиндром и поршнем, с преодолением механических и гидравлических сопротивлений. Кроме того, потери теплоты в реальном двигателе зависят от температуры (подогрева) остаточных газов и избыточного воздуха (при $\alpha > 1$) или от химической неполноты сгорания топлива (при $\alpha < 1$).

Разомкнутые теоретические циклы по сравнению с замкнутыми (рис. 2.12), используя термодинамические соотношения, 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, т. е. 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 и, следовательно, без учета тепловых потерь в процессах сжатия и расширения;

4) процесс сгорания топлива, точнее 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 изменением температуры (подогревом) остаточных газов и избыточного воздуха (при $\alpha > 1$) или с химической неполнотой сгорания топлива при недостатке кислорода воздуха ($\alpha < 1$).

Таким образом, разомкнутые теоретические циклы значительно точнее отражают процессы, происходящие в реальных двигателях, а количественные показатели параметров этих циклов могут служить оценочными для соответствующих параметров действительных процессов.

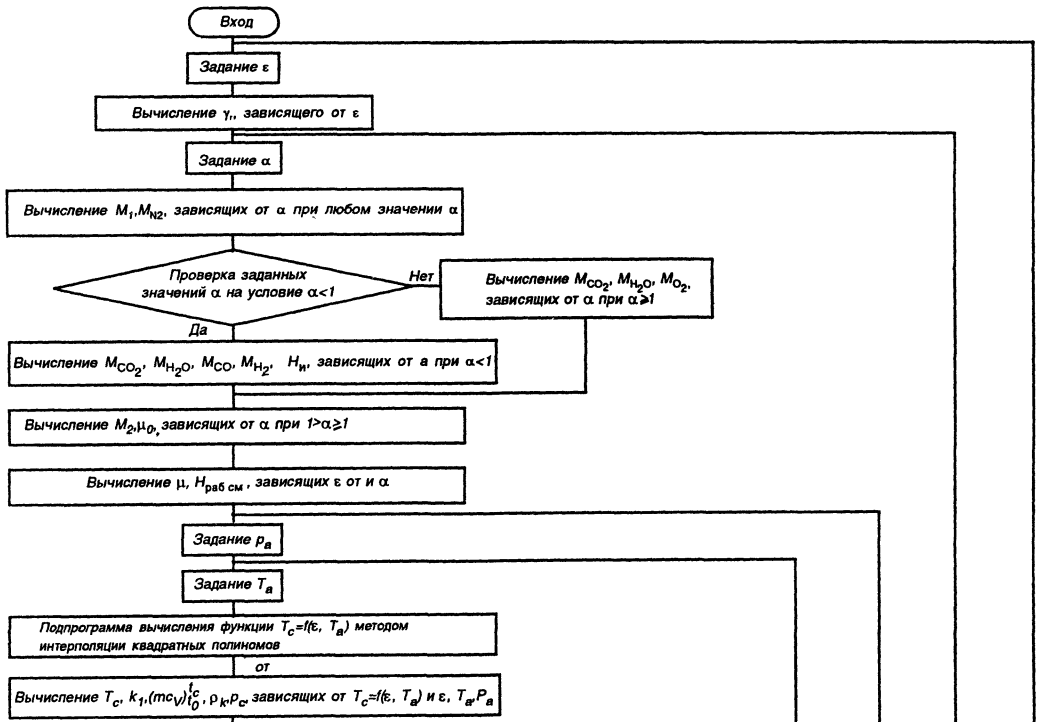
Количественный анализ разомкнутых циклов во много сложнее замкнутых, так как термодинамические соотношения в них значительно усложнены. Однако использование современной вычислительной техники позволяет решить эту задачу достаточно просто.

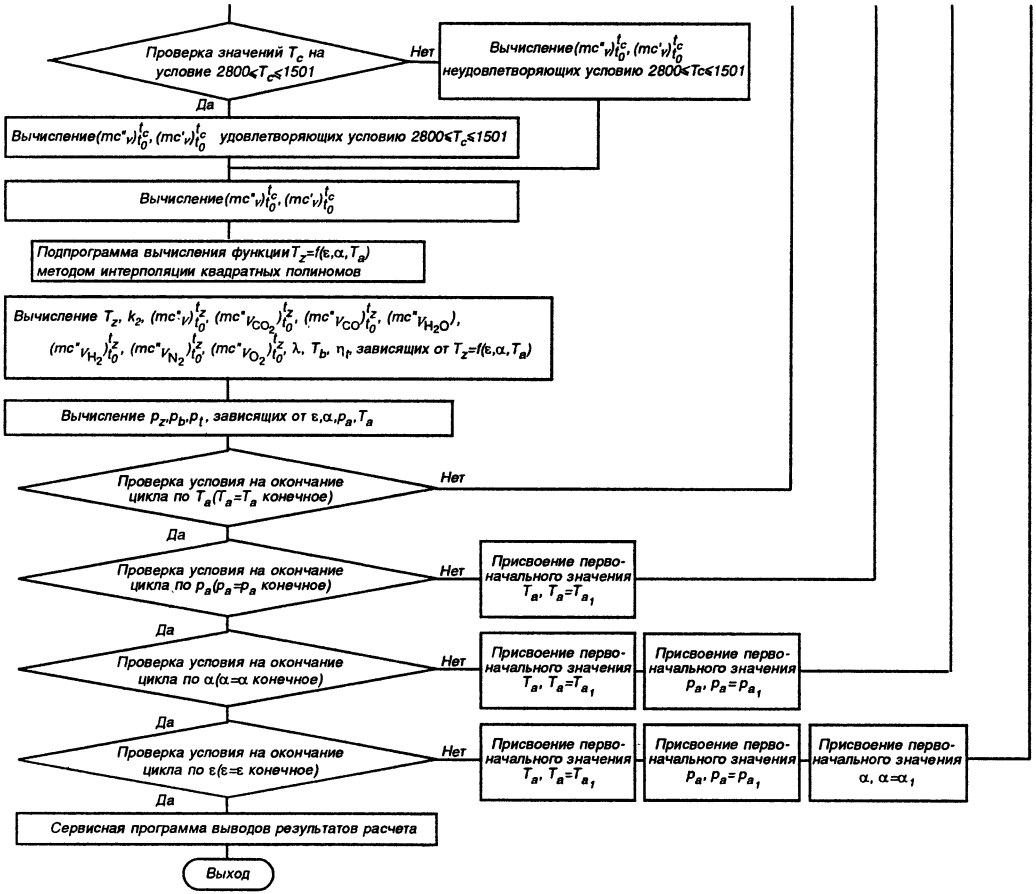
Для проведенного ниже анализа разомкнутых теоретических циклов с подводом теплоты при $V = \text{const}$ были разработаны алгоритм (см. табл. 2.2) и соответствующая программа расчета на электронно-вычислительной машине.

Изменение количественных показателей конкретного разомкнутого цикла при использовании определенного топлива зависит только от четырех независимых переменных: степени сжатия ε, температуры T_a и давления p_a в начале сжатия и коэффициента избытка

Таблица 2.2

Алгоритм многовариантного расчета теоретических разомкнутых циклов двигателей




Проверка значений T_c на условие $2800 \leqslant T_c \leqslant 1501$
Нет
Вычисление $(mc''_v)_{t_0}^{t_c}$, $(mc'_v)_{t_0}^{t_c}$ неудовлетворяющих условию $2800 \leqslant Tc \leqslant 1501$
Да
Вычисление $(mc''_v)_{t_0}^{t_c}$, $(mc'_v)_{t_0}^{t_c}$ удовлетворяющих условию $2800 \leqslant T_c \leqslant 1501$
Вычисление $(mc''_v)_{t_0}^{t_c}$, $(mc'_v)_{t_0}^{t_c}$
Подпрограмма вычисления функции $T_z=f(\varepsilon,\alpha,T_a)$ методом интерполяции квадратных полиномов
Вычисление T_z, k_2, $(mc''_v)_{t_0}^{t_z}$, $(mc''_{v_{CO_2}})_{t_0}^{t_z}$, $(mc''_{v_{CO}})_{t_0}^{t_z}$, $(mc''_{v_{H_2O}})$, $(mc''_{v_{H_2}})_{t_0}^{t_z}$, $(mc''_{v_{N_2}})_{t_0}^{t_z}$, $(mc''_{v_{O_2}})_{t_0}^{t_z}$, λ, T_b, η_t, зависящих от $T_z=f(\varepsilon,\alpha,T_a)$
Вычисление p_z, p_b, p_t, зависящих от $\varepsilon, \alpha, p_a, T_a$
Проверка условия на окончание цикла по T_a ($T_a=T_a$ конечное)
Нет
Да
Проверка условия на окончание цикла по p_a ($p_a=p_a$ конечное)
Нет
Присвоение первоначального значения T_a, $T_a=T_{a_1}$
Да
Проверка условия на окончание цикла по α ($\alpha=\alpha$ конечное)
Нет
Присвоение первоначального значения T_a, $T_a=T_{a_1}$
Присвоение первоначального значения p_a, $p_a=p_{a_1}$
Да
Проверка условия на окончание цикла по ε ($\varepsilon=\varepsilon$ конечное)
Нет
Присвоение первоначального значения T_a, $T_a=T_{a_1}$
Присвоение первоначального значения p_a, $p_a=p_{a_1}$
Присвоение первоначального значения α, $\alpha=\alpha_1$
Да
Сервисная программа выводов результатов расчета
Выход

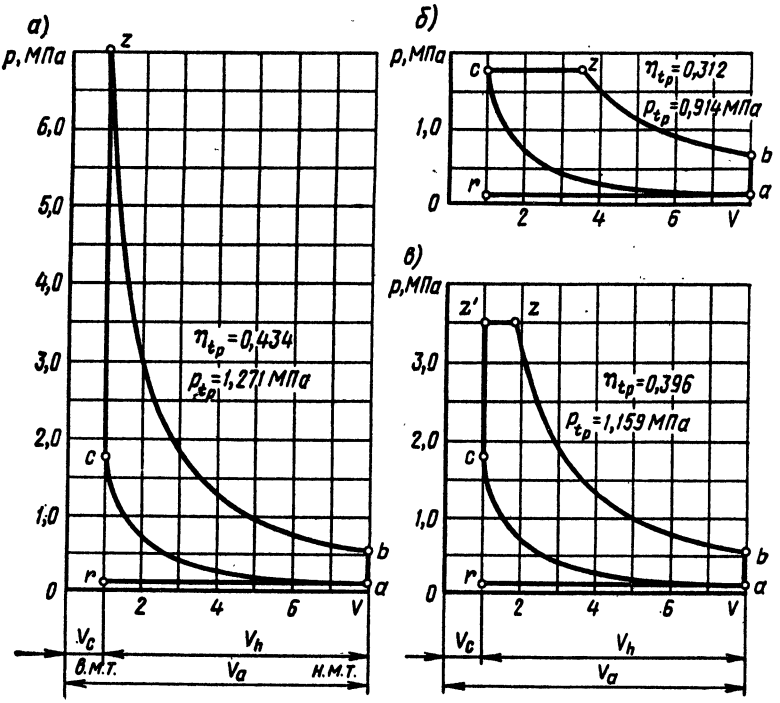


Рис. 2.12. Разомкнутые теоретические циклы ($\varepsilon=8$; $T_a=350$ К; $p_a=0{,}1$ МПа; $\alpha=1$):

а — со сгоранием бензина при $V=\text{const}$; *б* — со сгоранием дизельного топлива при $p=\text{const}$; *в* — со сгоранием дизельного топлива при $V=\text{const}$, $p=\text{const}$ и $\lambda=2$

воздуха α. Причем из 28 параметров, достаточно полно характеризующих разомкнутый цикл, десять (M_1; M_{CO}; M_{CO_2}; M_{H_2}; M_{H_2O}; M_{N_2}; M_{O_2}; M_2; μ_0 и ΔH_u) зависят только от α; коэффициент остаточных газов γ_r — только от ε; пять параметров зависят от двух переменных: показатель адиабаты сжатия k_1, температура конца сжатия T_c и средняя мольная теплоемкость свежего заряда (воздуха) в конце сжатия $(mc_V)^{t_c}_{t_0}$ — от ε и T_a, а коэффициент молекулярного изменения μ и теплота сгорания $H_{\text{раб.см}}$ рабочей смеси — от ε и α; давление в конце сжатия p_c — от ε, T_a и p_a, восемь параметров $[(mc''_V)^{t_c}_{t_0}, (mc'_V)^{t_c}_{t_0}, (mc''_V)^{t_z}_{t_0}, T_z, k_2, \lambda, T_b$ и $\eta_t]$ — от трех переменных — ε, T_a и α; и только три параметра (p_z, p_b и p_t) — от всех четырех переменных — ε, T_a, α и p_a.

Разработанная программа позволяет одновременно получить для анализа количественные показатели указанных параметров для нескольких сотен или даже тысяч разомкнутых циклов при различных значениях четырех независимых переменных (ε; p_a; T_a, и α) и различном их сочетании.

Данный анализ может быть использован:

для получения количественных соотношений между исходными (заданными) и основными параметрами разомкнутых циклов;

для получения предельных значений любых из 28 параметров реального цикла, имеющего те же начальные параметры, что и разомкнутый цикл.

Наличие предельных значений таких параметров, как температура и давление в характерных точках цикла (p_c и T_c; p_z и T_z; p_b и T_b), степень повышения давления, коэффициент молекулярного изменения, коэффициент остаточных газов и другие, позволяет для любого двигателя определить направление его дальнейшего совершенствования или доводки.

Например, изменение величины термического КПД разомкнутого цикла со сгоранием топлива при $V=\text{const}$ зависит от изменения трех исходных параметров ε, T_a и α:

$$\eta_t=\frac{\alpha T_a l_0 R_в}{H_u}\frac{\varepsilon^{k_1}}{\varepsilon-1}\left[\frac{\lambda}{k_2-1}\left(1-\frac{1}{\varepsilon^{k_2-1}}\right)-\frac{1}{k_1-1}\left(1-\frac{1}{\varepsilon^{k_1-1}}\right)\right], \qquad (2.15)$$

где $R_в$ — удельная газовая постоянная для воздуха.

На рис. 2.13 представлена эта зависимость, рассчитанная на ЭВМ по соответствующей программе. Из рис. 2.13 видно, что $\eta_t=0{,}45$ можно получить при различных значениях степени сжатия ε, коэффициента избытка воздуха α и начальной температуры T_a. Причем $\eta_t=0{,}45$ можно получить при $\varepsilon=20$ и $\varepsilon=8$, но при выборе различного состава смеси соответственно при $\alpha=0{,}845$ и $\alpha=1{,}150$. Величина же начальной температуры T_a незначительно влияет на изменение η_t при $\alpha<1$, но при $\alpha>1$ повышение T_a заметно снижает величину термического КПД. Если при $\varepsilon=8$, $T_a=290$ К и $\alpha=1{,}15$ можно получить

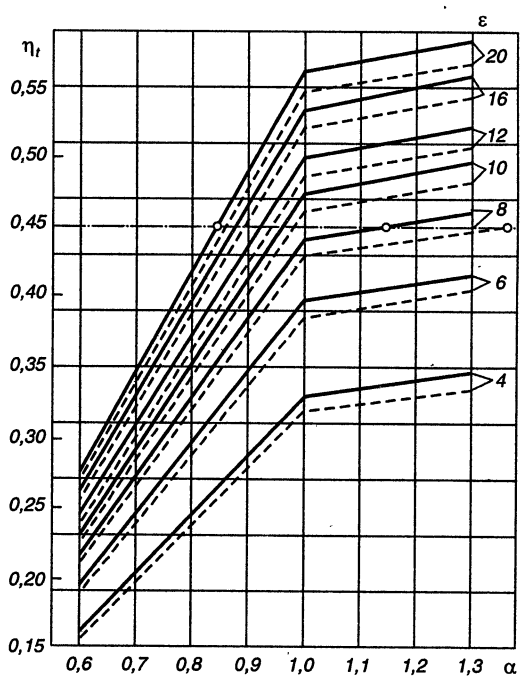


Рис. 2.13. Зависимость термического КПД разомкнутого цикла со сгоранием при $V=\text{const}$ от коэффициента избытка воздуха при различных значениях степени сжатия и начальных температурах:
——— $T_a=290$ К, — — $T_a=440$ К

$\eta_t = 0{,}45$, то для получения $\eta_t = 0{,}45$ при $\varepsilon = 8$ и $T_a = 440$ К необходимо увеличить обеднение смеси до $\alpha = 1{,}365$ (штриховая линия на рис. 2.13 вышла за пределы графика).

Для более глубокого анализа разомкнутых циклов важно иметь не только значения термического КПД, но и значения других основных параметров, таких, как максимальные давления и температуры, давления и температуры на выпуске и т. п. Сравнительные показатели основных параметров замкнутых и разомкнутых теоретических циклов с подводом теплоты при $V = \text{const}$ в зависимости от степени сжатия представлены на рис. 2.14. Прежде всего необходимо отметить, что максимальные значения температуры и давления разомкнутого цикла при всех значениях степени сжатия значительно ниже соответствующих параметров замкнутого цикла, что объясняется учетом переменной теплоемкости рабочего тела, возрастающей с повышением температуры. В результате уменьшаются значения температуры и давления в конце расширения (точка *b*) и особенно значительно при степенях сжатия, не превышающих $\varepsilon = 10 - 12$.

Термический КПД разомкнутого цикла со сгоранием топлива при $V = \text{const}$ зависит [см. формулу (2.15)] от изменения T_a, ε, α, k_1 и k_2, а также от l_0, H_u и $R_в$, значения которых для данного топлива постоянны. Входящие в формулу показатели адиабат сжатия k_1 и расширения k_2 в свою очередь зависят от степени сжатия ε и начальной температуры T_a. Таким образом, при заданном топливе (например, бензине) термический КПД зависит только от изменения параметров ε, α и T_a. Как видно из рис. 2.15, начальная температура цикла незначительно влияет на величину термического КПД, так как при изменении начальной температуры, при прочих

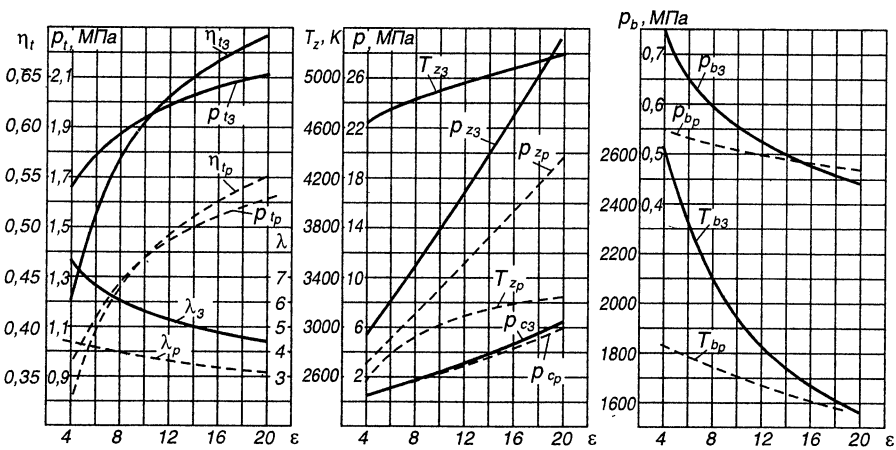
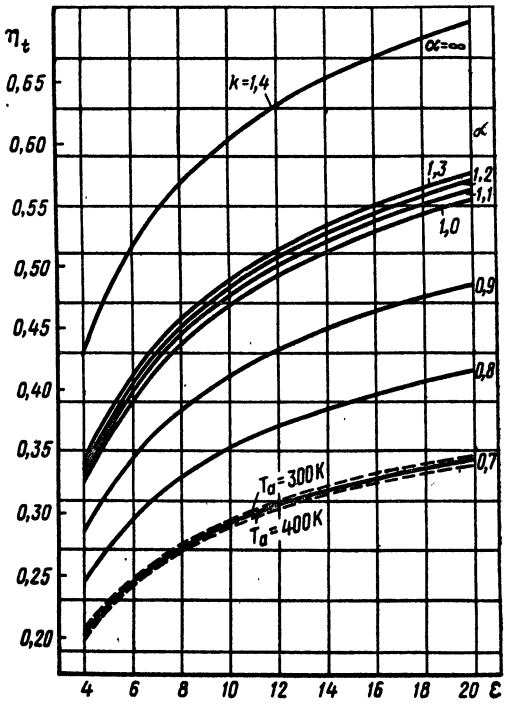


Рис. 2.14. Зависимость основных параметров замкнутых (сплошные линии) и разомкнутых (штриховые линии) теоретических циклов с подводом теплоты при $V = \text{const}$ от степени сжатия ($p_a = 0{,}1$ МПа; $T_a = 350$ К; $V_a = \text{const}$)

2.15. Зависимость термического КПД разомкнутого цикла со сгоранием топлива при V=const от степени сжатия и коэффициента избытка воздуха (T_a=350 К)



равных условиях, почти пропорционально изменяется температура конца расширения. Основным фактором, кроме степени сжатия, влияющим на изменение η_t, является коэффициент избытка воздуха α. Рост термического КПД с обеднением смеси объясняется относительным уменьшением содержания топлива в горючей смеси, а следовательно, относительным уменьщением количества продуктов сгорания, которые обладают более высокой теплоемкостью. Естественно, что наибольшее значение термического КПД будет иметь чисто «воздушный» цикл (α= =∞). Следует отметить, что с увеличением α увеличивается прирост значений термического КПД при изменении степени сжатия (кривая η_t при α=1,3 круче кривой η_t при α=1 и значительно круче кривых η_t при α=0,8 и α=0,7).

Вместе с тем обеднение смеси (при α>1) уменьшает удельную работу (среднее давление) разомкнутого цикла (рис. 2.16):

$$p_t = p_a H_u \eta_t / (\alpha T_a l_0 R_в). \quad (2.16)$$

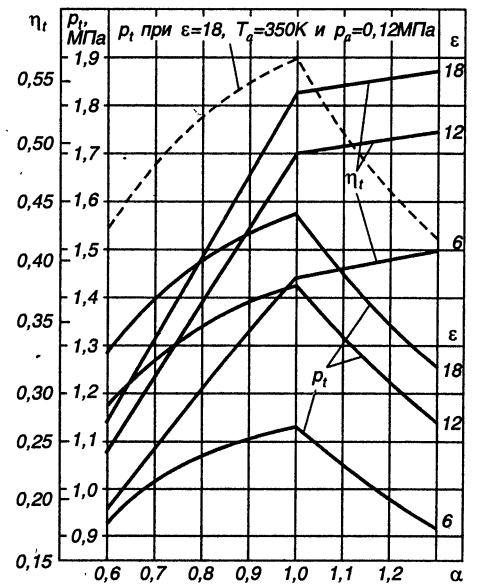


Рис. 2.16. Зависимость термического КПД и среднего давления разомкнутого цикла со сгоранием топлива при V=const от коэффициента избытка воздуха и степени сжатия (T_a=350 К и p_a=0,1 МПа)

Среднее давление разомкнутого цикла достигает максимального значения при $\alpha = 1$, т. е. в период подвода максимального количества теплоты. Дальнейшее же обеднение смеси, несмотря на рост термического КПД, уменьшает p_t. Изменение среднего давления цикла пропорционально изменению начального давления p_a [см. формулу (2.16) и рис. 2.16]. В реальном двигателе превышение начального давления p_a над атмосферным возможно при наддуве.

Аналогичный анализ можно провести и для разомкнутых циклов с подводом теплоты при $p = \text{const}$ и смешанным подводом теплоты при $p = \text{const}$ и $V = \text{const}$.

Использование современной вычислительной техники создает большие возможности для анализа и изучения как разомкнутых теоретических циклов, так и действительных процессов, протекающих в двигателях.

Глава 3

ТОПЛИВО, РАБОЧИЕ ТЕЛА И ИХ СВОЙСТВА

3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Тепловая энергия, необходимая для совершения работы в действительном цикле, получается при сгорании топлива в цилиндрах двигателя. Основными видами топлива для автотракторных двигателей являются бензины и дизельные топлива, получаемые путем прямой перегонки нефти, каталитического реформинга, крекинг-процессов и других технологических процессов.

Физико-химические свойства топлив, применяемых в автотракторных двигателях, должны отвечать определенным требованиям, зависящим от типа двигателя, особенностей его конструкции, параметров рабочего процесса и условий эксплуатации. В связи с этим любой вид топлива должен обеспечивать: полное сгорание топлива с отсутствием или с минимально допустимым содержанием в продуктах сгорания токсичных веществ, загрязняющих окружающую среду; приемлемую испаряемость при различных температурах окружающей среды, отвечающую современным требованиям различных типов двигателей; надежные пусковые качества и устойчивую работоспособность систем смесеобразования и питания на всех режимах работы двигателя в различных климатических условиях; мягкое протекание процесса сгорания с допустимыми нагрузками на детали двигателя и без нагаро- и коксообразования; высокие мощностные и экономические показатели двигателя на всех режимах его работы.

Таблица 3.1

Показатели	А-72	А-76		Нормаль-80	АИ-91	Регуляр-91	АИ-93	АИ-95	Премиум-95	Супер-98
		неэтилированный	этилированный							
Детонационная стойкость: октановое число, не менее: моторный метод,	72	76	76	76	82,5	82,5	85	85	85	88
исследовательский метод	не нормируется			80	81	91	93	95	95	98
Массовое содержание свинца, г/дм^3, не более	0,013	0,013	0,17	0,010	0,013	0,010	0,013	0,013	0,010	0,010
Содержание марганца, мг/дм^3, не более	—	—	—	50	—	18	—	—	—	—
Содержание фактических смол, мг/100 см^3, не более	5,0									
Индукционный период бензина, мин, не менее	600	1200	900	360	900	360	1200	900	360	360
Массовая доля серы, %, не более	0,10	0,10	0,10	0,05	0,10	0,05	0,10	0,10	0,05	0,05
Объемная доля бензола, %, не более	—	—	—	5	—	5	—	—	5	5
Плотность при 15 °С, кг/м^3	—	—	—	700—750	—	725—780	—	—	750—780	
Фракционный состав: температура начала перегонки бензина, °С, не ниже: летнего	35	35	35		35		35	30		
зимнего	не нормируется									

Продолжение табл. 3.1

Показатели	А-72	А-76		Нормаль-80	АИ-91	Регуляр-91	АИ-93	АИ-95	Премиум-95	Супер-98
		неэтилированный	этилированный							
10% бензина перегоняется при температуре, °С, не выше:										
летнего		70			70		70	75		
зимнего		55			55		55	55		
50% бензина перегоняется при температуре, °С, не выше:										
летнего		115			115		115	120		
зимнего		100			100		100	105		
90% бензина перегоняется при температуре, °С, не выше:										
летнего		180			180		180	180		
зимнего		160			160		160	160		
конец кипения бензина, °С, не выше:										
летнего		195			205		205	205		
зимнего		185			195		195	195		
остаток в колбе, %		1,5		2	1,5	2	1,5	1,5	2	2
остаток и потери	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0
Давление насыщенных паров бензина, кПа:										
летнего, не более		66,7			66,7		66,7	66,7		
зимнего		66,7—93,3			66,7—93,3		66,7—93,3	6,7—93,3		
Кислотность, мгКОН/100 см^3, не более	3	1	3	—	3	—	0,8	3	—	—

Бензины предназначены для поршневых и роторно-поршневых двигателей внутреннего сгорания с принудительным воспламенением топливовоздушных смесей от искры. Государственными стандартами России предусмотрена выработка девяти марок бензина: А-72, А-76, АИ-91, АИ-93 и АИ-95 (ГОСТ 2084-77), Нормаль-80, Регуляр-91, Премиум-95 и Супер-98 (ГОСТ Р 51105-97). В табл. 3.1 приведены показатели указанных марок бензина.

Все автомобильные бензины, вырабатываемые по ГОСТ 2084-77, подразделяются на два вида:

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

2) зимние — предназначены для применения в течение всех сезонов в северных и северо-восточных районах страны, в остальных районах — с 1 октября по 1 апреля.

В целях повышения конкурентоспособности российских бензинов и доведения их качества до уровня европейских стандартов разработан и с 01.01.99 г. введен в действие ГОСТ Р 51105-97 «Топлива для двигателей внутреннего сгорания. Неэтилированный бензин. Технические условия». Этот стандарт не заменяет ГОСТ 2084-77, которым предусмотрен выпуск как этилированных, так и неэтилированных бензинов.

В соответствии с новым стандартом ГОСТ Р 51105-97 для автомобильных бензинов введено пять классов испаряемости для применения в различных климатических районах по ГОСТ 16350-80. Кроме того, наряду с определением температуры перегонки бензина при заданном объеме предусмотрено определение объема испарившегося бензина при заданной температуре 70, 100 и 180 °С. Введен также показатель «Индекс испаряемости» (табл. 3.2).

Основным показателем автомобильных бензинов является октановое число, характеризующее способность топлива противостоять детонации-самовоспламенению бензовоздушной смеси при сжатии. Октановое число (ОЧ) топлива численно равно объемному (в %) содержанию изооктана (ОЧ=100) в смеси с *н*-гептаном (ОЧ=0), которая по детонационной стойкости эквивалентна бензину, испытываемому в стандартных условиях. Определение октанового числа осуществляется на одноцилиндровых установках двумя методами: моторным (по ГОСТ 511-82) и исследовательским (по ГОСТ 8226-82). Испытания по моторному методу проводятся при более напряженном режиме работы одноцилиндровой установки, чем по исследовательскому. Октановое число, полученное моторным методом, в большей степени характеризует детонационную стойкость топлива при работе двигателя в условиях повышенного теплового форсированного режима, а октановое число, полученное исследовательским методом, больше

характеризует бензин при работе двигателя на частичных нагрузках. Разницу между октановыми числами бензина, определенными указанными методами, называют *чувствительностью бензина к детонации.*

Таблица 3.2

Характеристика испаряемости бензинов всех марок

Показатели	Класс				
	1	2	3	4	5
Давление насыщенных паров бензина, кПа	35—70	45—80	55—90	60—95	80—100
Фракционный состав: температура начала перегонки, °С, не ниже	35	35	Не нормируется		
пределы перегонки, °С, не выше:					
10%	75	70	65	60	55
50%	120	115	110	105	100
90%	190	185	180	170	160
конец кипения, °С, не выше:	215				
или объем испарившегося бензина, % при температуре					
70 °С	10—45	15—45	15—47	15—50	15—50
100 °С	35—65	40—70	40—70	40—70	40—70
180 °С, не менее	85	85	85	85	85
Индекс испаряемости, не более	900	1000	1100	1200	1300

Для двигателей с воспламенением от искры ориентировочно можно принять следующую взаимосвязь допустимой степени сжатия и необходимого октанового числа топлива:

Степень сжатия	6,5—7,5	7,5—8,5	8,5—10,0	10,0—12,0
Октановое число	64—74	74—80	80—90	90—100

При одинаковом октановом числе топлива допустимая степень сжатия карбюраторного двигателя выбирается по нижнему пределу, а для двигателя с впрыском бензина в впускную трубу можно использовать более высокие значения степени сжатия. При использовании наддува необходимо применять топливо с повышенным октановым числом.

Дизельное топливо, предназначенное для автотракторных дизелей и газотурбинных двигателей, получают компаундированием прямогонных и гидроочищенных фракций в соотношениях, обеспечивающих стандартные требования по содержанию серы. В качестве сырья для гидроочистки используют смесь среднедистиллятных фракций прямой перегонки и вторичных процессов, чаще прямогонного дизельного топлива и легкого газойля каталитического крекинга.

По ГОСТ 305 — 82 отечественной промышленностью вырабатывается дизельное топливо марок (табл. 3.3):

Л — летнее, применяемое при температуре окружающего воздуха 0 °С и выше;

З — зимнее, применяемое при температурах до −20 °С (в этом случае дизельное топливо должно иметь $t_{заст} < -35$ °С и $t_{п} < -25$ °С), или зимнее, применяемое при температурах до 30 °С, тогда топливо должно иметь $t_{заст} < -45$ °С и $t_{п} < -35$ °С;

А — арктическое, применяемое при температурах до −50 °С.

Кроме указанных топлив техническими условиями ТУ 38.1011348—90 предусмотрена также выработка еще трех марок экологически чистого дизельного топлива (табл. 3.3).

Основным показателем дизельного топлива является цетановое число, которое в первую очередь определяет способность топлива к самовоспламенению, что является необходимым условием работы двигателя с воспламенением от сжатия. Цетановое число (ЦЧ) дизельного топлива численно равно содержанию цетана (ЦЧ = 100) в смеси с α-метилнафталином (ЦЧ = 0), которая по температуре воспламеняемости эквивалентна испытуемому дизельному топливу. Имеется множество формул для определения цетанового числа топлив по их плотности, кинематической вязкости, углеводородному составу и т. д., по которым можно лишь приблизительно рассчитать цетановое число.

Таблица 3.3

Показатели	Нормы для марок					
	ГОСТ 305—82			ТУ 38.1011348 — 90		
	Л	З	А	ДЛЭ4-В	ДЛЭ4	ДЗЭ4
Цетановое число, не менее	45	45	45	45	45	45
Фракционный состав:						
50% перегоняется при температуре, °С, не выше	280	280	280	280	280	280
90% перегоняется при температуре, °С, не выше (конец перегонки)	360	340	330	—	—	—
96% (конец перегонки)	—	—	—	360	360	340
Кинематическая вязкость при 20 °С, мм²/с	3,0—6,0	1,8—5,0	1,5—4,0	3,0—6,0	3,0—6,0	1,8—5,0
Температура застывания, °С, не выше:	—	—	—	−10	−10	−35
для умеренной климатической зоны	−10	−35	—	—	—	—
для холодной климатической зоны	—	−45	—	—	—	—
Температура предельной фильтруемости, °С, не выше	—	—	—	−5	−5	−25

Продолжение табл. 3.3

Показатели	Нормы для марок					
	ГОСТ 305—82			ТУ 38.1011348 — 90		
	Л	З	А	ДЛЭ4-В	ДЛЭ4	ДЗЭ4
Температура помутнения, °С, не выше для климатической зоны:						
умеренной	−5	−25	—	—	—	—
холодной	—	−35	—	—	—	—
Температура вспышки в закрытом тигле, °С, не ниже:						
для тепловых и судовых дизелей и газовых турбин	62	40	35	40	40	35
для дизелей общего назначения	40	35	30	62	62	40
Массовая доля серы, %, не более в топливе:						
вида I	0,20	0,20	0,20	0,05	0,05	0,05
вида II	0,50	0,50	0,40	0,1	0,1	0,1
Массовая доля меркаптановой серы, %, не более	0,01	0,01	0,01	—	—	—
Содержание фактических смол, мг/100 см^3 топлива	40	30	30	—	—	—
Кислотность, кгКОН/100 см^3 топлива, не более	5	5	5	5	5	5
Йодное число, $2I_2$/100 г топлива, не более	6	6	6	—	—	—
Зольность, %, не более	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
Коксуемость 10%-ного остатка, %, не более	0,20	0,30	0,30	0,2	0,2	0,2
Коэффициент фильтруемости, не более	3	3	3	—	—	—
Плотность при 20 °С, кг/м^3, не более	860	840	830	860	860	840
Содержание ароматических углеводородов, %, не более	—	—	—	20	—	10

Оптимальными цетановыми числами дизельных двигателей являются величины, лежащие в интервале 40 — 50. Применение топлив с цетановым числом меньше 40 приводит к жесткой работе, а его увеличение сверх 50 — к увеличению удельного расхода топлива, за счет уменьшения полноты сгорания, и увеличения дымности отработавших газов. Цетановые числа дизельных топлив, вырабатываемых отечественной промышленностью, характеризуются следующими данными:

Марка дизельного топлива	Л	З(−35 С)	З(−45 С)	А
Цетановое число	47—51	45—49	40—42	38—40

Европейским стандартом на дизельное топливо установлен нижний предел цетанового числа — 48 единиц.

Повышение цетанового числа дизельного топлива может быть достигнуто за счет добавления в него специальных присадок (нитраты и различные перекиси). Снижение цетанового числа возможно за счет увеличения ароматических углеводородов, в частности за счет добавки в дизельное топливо бензиновой фракции.

Кроме бензинов и дизельных топлив для автотракторных двигателей применяются синтетические топлива и различные виды природных и промышленных горючих газов, спиртов и эфиров.

Синтетические топлива, получаемые в основном переработкой каменного угля, в виде жидких (синтетические бензины и дизельные топлива) или газообразных (метанол, этанол и др.) фракций применяются, как правило, в виде компонентов-добавок к углеводородным топливам. Крайне незначительное применение синтетических топлив в чистом виде связано с целым рядом их недостатков: меньшей теплотой сгорания, повышенным содержанием серы и соединений азота, пониженным содержанием водорода и др.

Газообразные топлива находят большее применение, чем синтетические топлива, в автотракторных двигателях. Основным преимуществом газовых топлив является их экологическая чистота: отсутствие оксидов металлов, свинца, ароматических углеводов, очень низкое содержание серы и т. д. Кроме того, газовые двигатели имеют, по сравнению с бензинами, более высокие значения октанового числа, что может повышать КПД двигателя за счет повышения степени сжатия при бездетонационной работе. Газообразные топлива транспортируют в баллонах в сжатом или сжиженном состоянии, а подаются непосредственно в цилиндры двигателя через подогреватель (или теплообменник-испаритель), редуктор и смеситель. Таким образом, независимо от агрегатного состояния транспортируемого газа в двигатель поступает газовоздушная смесь.

Все виды топлив, используемые в автотракторных двигателях, представляют собой смесь различных углеводородов и отличаются элементным составом.

Элементный состав жидких топлив (бензин, дизельное топливо) обычно выражается в единицах массы (кг), а газообразных — в объемных единицах ($м^3$ или моль).

Для жидких топлив

$$C+H+O=1, \qquad (3.1)$$

где C, H и O — массовые доли углерода, водорода и кислорода в 1 кг топлива.

Для газообразных топлив

$$\Sigma C_nH_mO_r + N_2 = 1, \qquad (3.2)$$

где $C_nH_mO_r$ — объемные доли каждого газа, входящего в 1 м^3 или в 1 моль газообразного топлива; N_2 — объемная доля азота.

Средний элементный состав бензинов и дизельных топлив в массовых долях представлен в табл. 3.4, а газообразных топлив в объемных долях — в табл. 3.5.

Таблица 3.4

Жидкое топливо	Содержание, кг		
	C	H	O
Бензин	0,855	0,145	—
Дизельное топливо	0,870	0,126	0,004

Таблица 3.5

Газообразное топливо	Содержание, м^3 или моль								
	Метан CH_4	Этан C_2H_6	Пропан C_3H_8	Бутан C_4H_{10}	Тяжелые углеводороды C_nH_m	Водород H_2	Оксид углерода CO	Углекислый газ CO_2	Азот N_2
Природный газ	90,0	2,96	0,17	0,55	0,42	0,28		0,47	5,15
Синтез-газ	52,0	—	—	—	3,4	9,0	11,0	—	24,6
Светильный газ	16,2	—	—	—	8,6	27,8	20,2	5,0	22,2

3.2. ХИМИЧЕСКИЕ РЕАКЦИИ ПРИ СГОРАНИИ ТОПЛИВА

Для полного сгорания массовой или объемной единицы топлива необходимо вполне определенное количество воздуха, которое называется *теоретически необходимым* и определяется по элементарному составу топлива.

Для жидких топлив

$$l_0 = \frac{1}{0{,}23}\left(\frac{8}{3}C + 8H - O\right) \qquad (3.3)$$

или

$$L_0 = \frac{1}{0{,}208}\left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}\right), \qquad (3.4)$$

где l_0 — теоретически необходимое количество воздуха в кг для сгорания 1 кг топлива, кг возд/кг топл.; L_0 — теоретически необходимое количество воздуха в кмоль для сгорания 1 кг топлива, кмоль возд/кг топл.; 0,23 — массовое содержание кислорода в 1 кг

воздуха; 0,208 — объемное содержание кислорода в 1 кмоль воздуха.

Причем

$$l_0 = \mu_в L_0, \tag{3.5}$$

где $\mu_в = 28{,}96$ кг/кмоль — масса 1 кмоль воздуха.

Для газообразных топлив

$$L_0' = \frac{1}{0{,}208} \Sigma \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_n H_m O_r, \tag{3.6}$$

где L_0' — теоретически необходимое количество воздуха в моль или м^3 для сгорания 1 моль или 1 м^3 топлива (моль возд/моль топл. или м^3 возд/м^3 топл.).

В зависимости от условий работы двигателя, способа регулирования мощности, типа смесеобразования и условий сгорания топлива на каждую массовую или объемную единицу топлива приходится количество воздуха, которое может быть больше, равно или меньше теоретически необходимого для полного сгорания топлива.

Отношение действительного количества воздуха l (или L), участвующего в сгорании 1 кг топлива, к теоретически необходимому количеству воздуха l_0 (или L_0) называется *коэффициентом избытка воздуха*:

$$\alpha = l/l_0 = L/L_0. \tag{3.7}$$

Для различных двигателей при номинальной мощности принимаются следующие значения α:

Карбюраторные двигатели	0,80 — 0,96
Двигатели с форкамерно-факельным зажиганием	0,85 — 0,98 и выше
Двигатели с искровым зажиганием и впрыском топлива	0,85 — 1,30
Дизели с неразделенными камерами и объемным смесеобразованием	1,50 — 1,70
Дизели с неразделенными камерами и пленочным смесеобразованием	1,50 — 1,60
Вихрекамерные дизели	1,30 — 1,45
Предкамерные дизели	1,40 — 1,50
Дизели с наддувом	1,30 — 2,2

В двигателях с наддувом, когда осуществляется продувка цилиндров воздухом, используют суммарный коэффициент избытка воздуха $\alpha_с = \varphi_п \alpha$, где $\varphi_п = 1{,}0 - 1{,}25$ — коэффициент продувки четырехтактных двигателей.

Снижение α — один из эффективных путей форсировки рабочего процесса двигателя. Для заданной мощности двигателя уменьшение (до определенных пределов) коэффициента избытка воздуха приводит к меньшим размерам цилиндра. Однако с уменьшением величины α возникает неполнота сгорания топлива, ухудшается экономичность и увеличивается термическая напряженность двигателя. Практически полное сгорание топлива в двигателе возможно только при $\alpha>1$, так как при $\alpha=1$ невозможно получить такую совершенную смесь топлива с воздухом, в которой каждая частица топлива была бы обеспечена необходимым количеством кислорода воздуха.

Горючая смесь (свежий заряд) в двигателях с воспламенением от искры состоит из воздуха и испарившегося топлива и определяется величиной

$$M_1=\alpha L_0+1/m_т, \tag{3.8}$$

где M_1 — количество горючей смеси (кмоль гор.см/кг топл.); $m_т$ — молекулярная масса паров топлива, кг/кмоль.

Для различных топлив принимаются следующие значения $m_т$, кг/кмоль: для автомобильных бензинов 110 — 120; для дизельных топлив — 180 — 200.

Величиной $1/m_т$ при определении M_1 для двигателей с воспламенением от сжатия пренебрегают как относительно малой по сравнению с объемом воздуха. Поэтому для этих двигателей

$$M_1=\alpha L_0. \tag{3.9}$$

Для газовых двигателей

$$M_1'=\alpha L_0', \tag{3.10}$$

где M_1' — количество горючей смеси (моль гор.см/моль топл. или $м^3$гор.см/$м^3$ топл.).

Для любого топлива масса горючей смеси

$$m_1=\alpha l_0+1, \tag{3.11}$$

где m_1 — массовое количество горючей смеси, кг гор.см/кг топл.

При полном сгорании топлива ($\alpha\geqslant 1$) продукты сгорания состоят из углекислого газа CO_2, водяного пара H_2O, избыточного кислорода O_2 и азота N_2.

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания жидкого топлива при $\alpha\geqslant 1$:

углекислого газа (кмоль CO_2/кг топл.)

$$M_{CO_2} = C/12;$$

водяного пара (кмоль H_2O/кг топл.)

$$M_{H_2O} = H/2;$$

кислорода (кмоль O_2/кг топл.)

$$M_{O_2} = 0{,}208\,(\alpha - 1)L_0;$$

азота (кмоль N_2/кг топл.)

$$M_{N_2} = 0{,}792\alpha L_0.$$

(3.12)

Общее количество продуктов полного сгорания жидкого топлива (кмоль пр.сг/кг топл.)

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = C/12 + H/2 + (\alpha - 0{,}208)L_0. \quad (3.13)$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания газообразного топлива при $\alpha \geqslant 1$:

углекислого газа (моль CO_2/моль топл.)

$$M'_{CO_2} = \Sigma n\,(C_nH_mO_r);$$

водяного пара (моль H_2O/моль топл.)

$$M'_{H_2O} = \Sigma \frac{m}{2}\,(C_nH_mO_r);$$

кислорода (моль O_2/моль топл.)

$$M'_{O_2} = 0{,}208\,(\alpha - 1)L'_0;$$

азота (моль N_2/моль топл.)

$$M'_{N_2} = 0{,}792\alpha L'_0 + N_2,$$

(3.14)

где N_2 — количество азота в топливе, моль.

Общее количество продуктов полного сгорания газообразного топлива (моль пр.сг/моль топл.)

$$M'_2 = M'_{CO_2} + M'_{H_2O} + M'_{O_2} + M'_{N_2}. \quad (3.15)$$

При неполном сгорании топлива ($\alpha < 1$) продукты сгорания представляют собой смесь оксида углерода CO, углекислого газа CO_2, водяного пара H_2O, свободного водорода H_2 и азота N_2.

Количество отдельных компонентов продуктов неполного сгорания жидкого топлива:
углекислого газа (кмоль CO_2/кг топл.)

$$M_{CO_2}=\frac{C}{12}-2\frac{1-\alpha}{1+K}0{,}208L_0;$$

оксида углерода (кмоль CO/кг топл.)

$$M_{CO}=2\frac{1-\alpha}{1+K}0{,}208L_0;$$

водяного пара (кмоль H_2O/кг топл.)

$$M_{H_2O}=\frac{H}{2}-2K\frac{1-\alpha}{1+K}0{,}208L_0;$$

водорода (кмоль H_2/кг топл.)

$$M_{H_2}=2K\frac{1-\alpha}{1+K}0{,}208L_0;$$

азота (кмоль N_2/кг топл.)

$$M_{N_2}=0{,}792\alpha L_0,$$

(3.16)

где K — постоянная величина, зависящая от отношения количества водорода к оксиду углерода, содержащихся в продуктах сгорания (для бензина $K=0{,}45\div 0{,}50$).

Общее количество продуктов неполного сгорания жидкого топлива (кмоль пр.сг/кг топл.)

$$M_2=M_{CO_2}+M_{CO}+M_{H_2O}+M_{H_2}+M_{N_2}=C/12+H/2+0{,}792\alpha L_0. \quad (3.17)$$

Зависимость количества горючей смеси (свежего заряда), продуктов сгорания и их составляющих от коэффициента избытка воздуха в бензиновом двигателе и в дизеле представлена на графиках (рис. 3.1 и 3.2).

Изменение количества молей рабочего тела при сгорании определяется как разность (кмоль см/кг топл.):

$$\Delta M=M_2-M_1. \quad (3.18)$$

Для жидкого топлива количество молей продуктов сгорания всегда больше, чем количество молей свежего заряда (горючей смеси). Приращение объема продуктов сгорания ΔM происходит вследствие увеличения суммарного количества молекул в результате химических реакций распада молекул топлива и образования

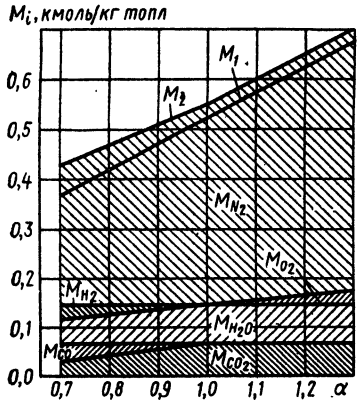


Рис. 3.1. Зависимость количества горючей смеси (свежего заряда), продуктов сгорания и их составляющих от коэффициента избытка воздуха в бензиновом двигателе ($m_т = 110$)

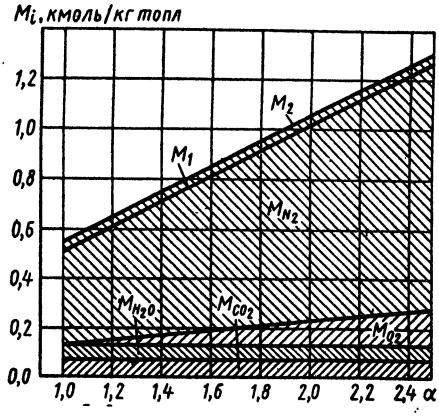


Рис. 3.2. Зависимость количества горючей смеси (свежего заряда), продуктов сгорания и их составляющих от коэффициента избытка воздуха в дизеле

новых молекул. Рост числа молей продуктов сгорания — положительный фактор, так как увеличивает объем продуктов сгорания и, следовательно, способствует некоторому возрастанию полезной работы газов при их расширении.

Изменение количества молей $\Delta M'$ в процессе сгорания газообразных топлив зависит от природы входящих в топливо углеводородов, их количества, соотношения между количеством углеводородов, водорода, оксида углерода. Оно может быть как положительным, так и отрицательным.

Относительное изменение объема при сгорании характеризуется величиной *химического коэффициента молекулярного изменения горючей смеси* μ_0, который представляет собой отношение количества молей продуктов сгорания к количеству молей горючей смеси

$$\mu_0 = M_2/M_1 = 1 + \Delta M/M_1. \qquad (3.19)$$

Величина μ_0 для жидких топлив всегда больше единицы и возрастает с уменьшением коэффициента избытка воздуха (рис. 3.3). Излом кривой в точке, соответствующей $\alpha = 1$, получается вследствие прекращения выделения оксида углерода CO и полного сгорания углерода топлива с образованием углекислого газа CO_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.

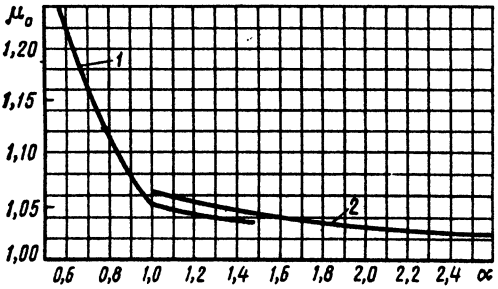


Рис. 3.3. Зависимость химического коэффициента молекулярного изменения горючей смеси от коэффициента избытка воздуха:

1 — смесь бензина с воздухом; *2* — смесь дизельного топлива с воздухом

Относительное количество остаточных газов характеризуется *коэффициентом остаточных газов*

$$\gamma_r = M_r/M_1. \qquad (3.20)$$

Изменение объема при сгорании рабочей смеси (горючая смесь + остаточные газы) учитывает *действительный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси*, который представляет собой отношение общего количества молей газов в цилиндре после сгорания (M_2+M_r) к числу молей до сгорания (M_1+M_r):

$$\mu=(M_2+M_r)/(M_1+M_r)=(\mu_0+\gamma_r)/(1+\gamma_r). \qquad (3.21)$$

Из выражения (3.21) следует, что действительный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси μ зависит от коэффициента остаточных газов γ_r и химического коэффициента молекулярного изменения горючей смеси μ_0. В свою очередь μ_0 зависит от состава топлива и коэффициента избытка воздуха α.

Наибольшее влияние на изменение величины μ (рис. 3.4) оказывает именно коэффициент избытка воздуха α. С уменьшением α действительный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси растет и особенно интенсивно при обогащении смеси ($\alpha<1$).

Величина μ изменяется в пределах:

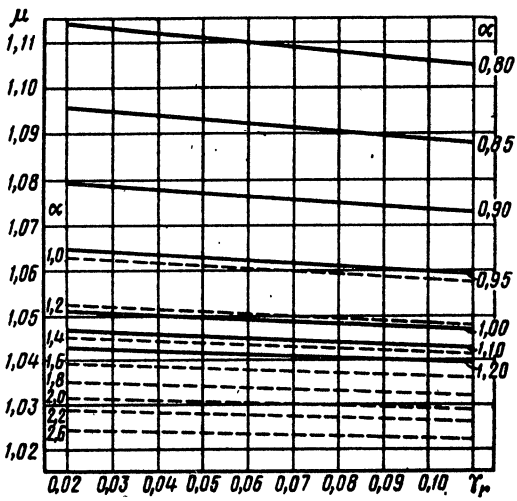


Рис. 3.4. Зависимость коэффициента молекулярного изменения рабочей смеси от коэффициента остаточных газов, состава топлива и коэффициента избытка воздуха:

— — бензин; — — — — дизельное топливо

Для бензиновых двигателей	1,02—1,12
Для дизелей	1,01—1,06

3.3. ТЕПЛОТА СГОРАНИЯ ТОПЛИВА И ТОПЛИВОВОЗДУШНЫХ СМЕСЕЙ

Теплотой сгорания топлива называют то количество теплоты, которое выделяется при полном сгорании объемной или массовой единицы топлива.

Различают высшую H_0 и низшую H_u теплоту сгорания топлива. Под высшей теплотой сгорания понимается то количество теплоты, которое выделяется при полном сгорании топлива, включая теплоту конденсации водяных паров при охлаждении продуктов сгорания.

Под низшей теплотой сгорания понимается количество теплоты, которое выделяется при полном сгорании топлива, но без учета теплоты конденсации водяного пара. H_u меньше высшей теплоты сгорания H_0 на величину скрытой теплоты парообразования воды. Так как в двигателях внутреннего сгорания выпуск отработавших газов происходит при температуре выше температуры конденсации водяного пара, то для практической оценки тепловой ценности топлива обычно служит низшая теплота сгорания топлива.

Если известен элементный состав жидкого топлива, то для приближенного определения его низшей теплоты сгорания (МДж/кг) обычно пользуются формулой Д. И. Менделеева

$$H_u = 33{,}91\mathrm{C} + 125{,}60\mathrm{H} - 10{,}89(\mathrm{O} - \mathrm{S}) - 2{,}51(9\mathrm{H} + W), \qquad (3.22)$$

где W — количество водяных паров в продуктах сгорания массовой или объемной единицы топлива.

Для газообразного топлива его низшая теплота сгорания (МДж/м^3)

$$H'_u = 12{,}8\mathrm{CO} + 10{,}8\mathrm{H_2} + 35{,}7\mathrm{H_4} + 56{,}0\mathrm{C_2H_2} + 59{,}5\mathrm{C_2H_4} + 63{,}3\mathrm{C_2H_6} + \\ + 90{,}9\mathrm{C_3H_8} + 119{,}7\mathrm{C_4H_{10}} + 146{,}2\mathrm{C_5H_{12}}. \qquad (3.23)$$

Примерные значения низшей теплоты сгорания автотракторных топлив H_u приведены ниже:

Топливо	*Бензин*	*Дизельное*	*Природный газ*	*Пропан*	*Бутан*
H_u	44,0 МДж/кг	42,5 МДж/кг	35,0 МДж/м^3	85,5 МДж/м^3	112,0 МДж/м^3

Для более полной характеристики тепловой оценки топлива необходимо знать не только теплоту сгорания самого топлива, но и теплоту сгорания топливовоздушных смесей. Отношение теплоты сгорания единицы топлива к общему количеству горючей смеси принято называть *теплотой сгорания горючей смеси*. При

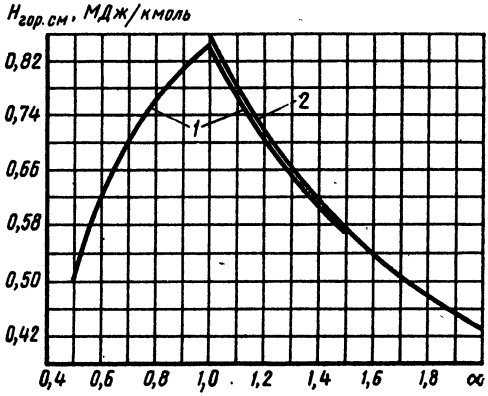


Рис. 3.5. Зависимость теплоты сгорания топливовоздушной смеси от коэффициента избытка воздуха:

1 — смесь воздуха с бензином, H_u=44 МДж/кг; *2* — смесь воздуха с дизельным топливом, H_u=42,5 МДж/кг

отношении к единице объема (кмоль) теплота сгорания будет выражена в МДж/кмоль гор. см, а к единице массы — в МДж/кг гор.см.

$$H_{гор.см}=H_u/M_1 \text{ или}$$

$$H_{гор.см}=H_u/m_1. \quad (3.24)$$

В двигателях, работающих при $\alpha<1$, имеет место химическая неполнота сгорания топлива (МДж/кг) из-за недостатка кислорода

$$\Delta H_u=119{,}95\,(1-\alpha)L_0. \quad (3.25)$$

Следовательно, формула (3.24) при $\alpha<1$ примет вид

$$H_{гор.см}=(H_u-\Delta H_u)/M_1 \text{ или } H_{гор.см}=(H_u-\Delta H_u)/m_1. \quad (3.26)$$

На рис. 3.5 представлены зависимости теплоты сгорания топливовоздушных смесей от коэффициента избытка воздуха α. Необходимо отметить, что теплота сгорания горючей смеси не пропорциональна теплоте сгорания топлива. При одинаковых значениях α теплота сгорания смеси дизельного топлива с воздухом несколько выше теплоты сгорания смеси бензина с воздухом. Это объясняется тем, что для полного сгорания единицы дизельного топлива требуется меньшее количество воздуха, чем для сгорания такого же количества бензина. Так как в процессе сгорания участвует не горючая смесь, а рабочая (горючая смесь + остаточные газы), то целесообразно

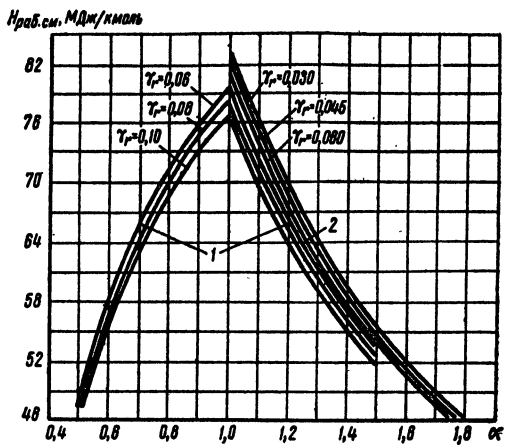


Рис. 3.6. Зависимость теплоты сгорания рабочей смеси от коэффициента избытка воздуха и коэффициента остаточных газов:

1 — смесь воздуха, остаточных газов и бензина, H_u=44 МДж/кг; *2* — смесь воздуха, остаточных газов и дизельного топлива, H_u=42,5 МДж/кг

теплоту сгорания топлива относить к общему количеству рабочей смеси (МДж/кмоль раб. см):

при $\alpha \geqslant 1$

$$H_{\text{раб.см}} = H_u/(M_1 + M_r) = H_u/[M_1(1+\gamma_r)], \quad (3.27)$$

при $\alpha < 1$

$$H_{\text{раб.см}} = (H_u - \Delta H_u)/[M_1(1+\gamma_r)]. \quad (3.28)$$

Из уравнений (3.27) и (3.28) следует, что теплота сгорания рабочей смеси меняется пропорционально изменению теплоты сгорания горючей смеси. При одинаковых значениях коэффициента избытка воздуха теплота сгорания рабочей смеси увеличивается при уменьшении коэффициента остаточных газов (рис. 3.6). Это положение справедливо как для бензина, так и для дизельного топлива.

3.4. ТЕПЛОЕМКОСТЬ ГАЗОВ

Средней теплоемкостью рабочего тела называется отношение количества теплоты, сообщаемой телу в заданном процессе, к изменению температуры при условии, что разность температур является конечной величиной. Величина теплоемкости зависит от температуры и давления тела, его физических свойств и характера процесса.

Для расчетов рабочих процессов двигателей обычно пользуются средними мольными теплоемкостями при постоянном объеме mc_V и при постоянном давлении mc_p [кДж/(кмоль · град)]. Между ними существует зависимость

$$mc_p - mc_V = 8{,}315. \quad (3.29)$$

Для определения средних мольных теплоемкостей различных газов в зависимости от температуры используют либо эмпирические формулы, либо справочные таблицы или графики*.

В табл. 3.6 даны значения средних мольных теплоемкостей некоторых газов при постоянном объеме, а в табл. 3.7 приведены эмпирические формулы, полученные на основании анализа табличных данных. Отклонения значений средних мольных теплоемкостей, полученных по эмпирическим формулам, от табличных значений не превышают 1,8%.

При выполнении расчетов теплоемкость свежего заряда в бензиновых двигателях и дизелях обычно принимается равной теплоемкости воздуха, т. е. без учета влияния паров топлива, а в газовых двигателях — без учета разности в теплоемкостях газообразного топлива и воздуха.

*В диапазоне давлений, используемых в автомобильных и тракторных двигателях, влиянием давления на средние мольные теплоемкости пренебрегают.

Таблица 3.6

Температура, °С	Средняя мольная теплоемкость отдельных газов при постоянном объеме, кДж/(кмоль · град)						
	Воздух	O_2	N_2	H_2	CO	CO_2	H_2O
0	20,759	20,960	20,705	20,303	20,809	27,546	25,185
100	20,839	21,224	20,734	20,621	20,864	29,799	25,428
200	20,985	21,617	20,801	20,759	20,989	31,746	25,804
300	21,207	22,086	20,973	20,809	21,203	33,442	26,261
400	21,475	22,564	21,186	20,872	21,475	34,936	26,776
500	21,781	23,020	21,450	20,935	21,785	36,259	27,316
600	22,091	23,447	21,731	21,002	22,112	37,440	27,881
700	22,409	23,837	22,028	21,094	22,438	38,499	28,476
800	22,714	24,188	22,321	21,203	22,756	39,450	29,079
900	23,008	24,511	22,610	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 подсчитана методом интерполяции.

Среднюю мольную теплоемкость продуктов сгорания определяют как теплоемкость смеси газов [кДж/(кмоль · град)]:

$$(mc''_V)^{t_x}_{t_0} = \sum_{i=1}^{i=n} r_i (mc''_{Vi})^{t_x}_{t_0}, \qquad (3.30)$$

где $r_i = M_i/M_2$ — объемные доли каждого газа, входящего в данную смесь; $(mc''_{Vi})^{t_x}_{t_0}$ — средние мольные теплоемкости каждого газа, входящего в данную смесь, при температуре смеси t_x.

При полном сгорании топлива ($\alpha \geqslant 1$) продукты сгорания состоят из смеси углекислого газа, водяных паров, а при $\alpha > 1$ и кислорода. При этом

$$(mc''_V)^{t_z}_{t_0} = \frac{1}{M_2}[M_{CO_2}(mc''_{VCO_2})^{t_z}_{t_0} + M_{H_2O}(mc''_{VH_2O})^{t_z}_{t_0} +$$

$$+M_{N_2}(mc''_{VN_2})^{t_z}_{t_0}+M_{O_2}(mc''_{VO_2})^{t_z}_{t_0}], \qquad (3.31)$$

где t_0 — температура, равная 0 °С; t_z — температура смеси в конце видимого сгорания.

При неполном сгорании топлива ($\alpha<1$) продукты сгорания состоят из смеси углекислого газа, оксида углерода, водяного пара, свободного водорода и азота. При этом

$$(mc''_V)^{t_z}_{t_0}=\frac{1}{M_2}[M_{CO_2}(mc''_{VCO_2})^{t_z}_{t_0}+M_{CO}(mc''_{VCO})^{t_z}_{t_0}+$$

$$+M_{H_2O}(mc''_{VH_2O})^{t_z}_{t_0}+M_{H_2}(mc''_{VH_2})^{t_z}_{t_0}+M_{N_2}(mc''_{VN_2})^{t_z}_{t_0}]. \qquad (3.32)$$

Таблица 3.7

Наименование газа	Формулы для определения средних мольных теплоемкостей отдельных газов при постоянном объеме, кДж/(кмоль·град), для температур, °С	
	от 0 до 1500	от 1501 до 2800
Воздух	$mc_V=20{,}600+0{,}002638t$	$mc_V=22{,}387+0{,}001449t$
Кислород O_2	$mc_{VO_2}=20{,}930+0{,}004641t-0{,}00000084t^2$	$mc_{VO_2}=23{,}723+0{,}001550t$
Азот N_2	$mc_{VN_2}=20{,}398+0{,}0025t$	$mc_{VN_2}=21{,}951+0{,}001457t$
Водород H_2	$mc_{VH_2}=20{,}684+0{,}000206t+0{,}000000588t^2$	$mc_{VH_2}=19{,}678+0{,}001758t$
Оксид углерода CO	$mc_{VCO}=20{,}597+0{,}002670t$	$mc_{VCO}=22{,}490+0{,}001430t$
Углекислый газ CO_2	$mc_{VCO_2}=27{,}941+0{,}019t-0{,}00005487t^2$	$mc_{VCO_2}=39{,}123+0{,}003349t$
Водяной пар H_2O	$mc_{VH_2O}=24{,}953+0{,}05359t$	$mc_{VH_2O}=26{,}670+0{,}004438t$

Таблица 3.8

Температура, °С	Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град), бензина при α											
	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
0	21,683	21,786	21,880	21,966	22,046	22,119	22,187	22,123	22,065	22,011	21,962	21,916
100	21,902	22,031	22,149	22,257	22,356	22,448	22,533	22,457	22,388	22,325	22,266	22,216
200	22,140	22,292	22,431	22,559	22,676	22,784	22,885	22,796	22,722	22,650	22,584	22,523
300	22,445	22,618	22,776	22,921	23,055	23,173	23,293	23,200	23,115	23,036	22,964	22,898
400	22,777	22,968	23,143	23,303	23,450	23,586	23,712	23,613	23,521	23,437	23,360	23,289
500	23,138	23,345	23,534	23,707	23,867	24,014	24,150	24,045	23,948	23,859	23,777	23,702
600	23,507	23,727	23,929	24,113	24,284	24,440	24,586	24,475	24,373	24,280	24,193	24,114
700	23,882	24,115	24,328	24,523	24,702	24,868	25,021	24,905	24,798	24,700	24,610	24,527
800	24,249	24,493	24,715	24,919	25,107	25,280	25,441	25,319	25,208	25,106	25,012	24,925

Продолжение табл. 3.8

Температура, °С	Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град), бензина при α											
	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
900	24,608	24,861	25,092	25,304	25,500	25,680	25,847	25,720	25,604	25,498	25,400	25,309
1000	24,949	25,211	25,449	25,668	25,870	26,056	26,229	26,098	25,977	25,867	25,766	25,672
1100	25,276	25,545	25,791	26,016	26,224	26,415	26,593	26,457	26,333	26,219	26,114	26,016
1200	25,590	25,866	26,118	26,349	26,562	26,758	26,940	26,800	26,672	26,554	26,446	26,345
1300	25,887	26,168	26,426	26,662	26,879	27,080	27,265	27,121	26,989	26,868	26,757	26,653
1400	26,099	26,456	26,719	26,959	27,180	27,385	27,574	27,426	27,291	27,166	27,051	26,945
1500	26,436	26,728	26,995	27,240	27,465	27,673	27,866	27,714	27,575	27,447	27,330	27,221
1600	26,685	26,982	27,253	27,501	27,729	27,941	28,136	27,981	27,836	27,708	27,588	27,477
1700	26,924	27,225	27,499	27,751	27,983	28,197	28,395	28,236	28,091	27,958	27,835	27,722
1800	27,147	27,451	27,728	27,983	28,218	28,434	28,634	28,473	28,324	28,188	28,063	27,948
1900	27,359	27,667	27,948	28,205	28,442	28,661	28,863	28,698	28,548	28,409	28,282	28,164
2000	27,559	27,870	28,153	28,413	28,652	28,873	29,078	28,910	28,757	28,616	28,487	28,367
2100	27,752	28,065	28,351	28,613	28,854	29,077	29,283	29,113	28,958	28,815	28,684	28,562
2200	27,935	28,251	28,539	28,803	29,046	29,270	29,478	29,306	29,148	29,004	28,870	28,747
2300	28,104	28,422	28,712	28,978	29,223	29,449	29,658	29,484	29,324	29,177	29,042	28,917
2400	28,268	28,588	28,879	29,147	29,394	29,621	29,832	29,655	29,494	29,345	29,209	29,082
2500	28,422	28,744	29,037	29,305	29,553	29,782	29,993	29,815	29,652	29,502	29,364	29,236
2600	28,570	28,892	29,187	29,458	29,706	29,936	30,149	29,969	29,804	29,653	29,513	29,384
2700	28,711	29,036	29,332	29,604	29,854	30,085	30,298	30,116	29,950	29,797	29,657	29,527
2800	28,847	29,173	29,470	29,743	29,994	30,226	30,440	30,257	30,090	29,936	29,794	29,663

Значения средней мольной теплоемкости продуктов сгорания бензина (состав: C=0,855; H=0,145) в зависимости от α даны в табл. 3.8, а значения средней мольной теплоемкости продуктов сгорания дизельного топлива (состав: C=0,870; H=0,126; O= =0,004) — в табл. 3.9.

Таблица 3.9

Температура, °С	Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град), дизельного топлива при α											
	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
0	22,184	22,061	21,958	21,870	21,794	21,728	21,670	21,572	21,493	21,428	21,374	21,328
100	22,545	22,398	22,275	22,169	22,078	21,999	21,929	21,812	21,717	21,640	21,574	21,519
200	22,908	22,742	22,602	22,482	22,379	22,289	22,210	22,077	21,970	21,882	21,808	21,745
300	23,324	23,142	22,989	22,858	22,745	22,647	22,560	22,415	22,300	22,202	22,121	22,052
400	23,750	23,554	23,390	23,249	23,128	23,022	22,930	22,774	22,648	22,544	22,457	22,384
500	24,192	23,985	23,811	23,662	23,533	23,421	23,322	23,157	23,023	22,914	22,822	22,743
600	24,631	24,413	24,229	24,073	23,937	23,819	23,716	23,541	23,401	23,285	23,188	23,106
700	25,069	24,840	24,648	24,484	24,342	24,218	24,109	23,927	23,780	23,659	23,557	23,471

Температура, °С	Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град), дизельного топлива при α											
	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
800	25,490	25,251	25,050	24,879	24,731	24,602	24,488	24,298	24,144	24,018	23,912	23,822
900	25,896	25,648	25,439	25,261	25,107	24,973	24,855	24,657	24,487	24,366	24,256	24,162
1000	26,278	26,021	25,804	25,620	25,460	25,321	25,199	24,993	24,828	24,692	24,578	24,481
1100	26,641	26,375	26,151	25,960	25,795	25,652	25,525	25,313	25,142	25,001	24,883	24,783
1200	26,987	26,713	26,482	26,286	26,116	25,967	25,837	25,618	25,442	25,296	25,175	25,071
1300	27,311	27,029	26,792	26,589	26,415	26,262	26,128	25,903	25,722	25,572	25,447	25,341
1400	27,618	27,328	27,085	26,877	26,698	26,541	26,404	26,173	25,986	25,833	25,705	25,596
1500	27,907	27,610	27,361	27,148	26,965	26,805	26,664	26,427	26,237	26,080	25,948	25,836
1600	28,175	27,873	27,618	27,400	27,212	27,049	26,905	26,663	26,468	26,308	26,173	26,059
1700	28,432	28,123	27,863	27,641	27,449	27,282	27,135	26,888	26,690	26,526	26,389	26,272
1800	28,669	28,354	28,089	27,863	27,668	27,497	27,348	27,096	26,894	26,727	26,587	26,469
1900	28,895	28,575	28,305	28,076	27,877	27,704	27,552	27,296	27,090	26,921	26,781	26,658
2000	29,107	28,782	28,508	28,275	28,073	27,898	27,743	27,483	27,274	27,102	26,958	26,835
2100	29,310	28,980	28,703	28,466	28,262	28,083	27,926	27,663	27,451	27,276	27,130	27,005
2200	29,503	29,169	28,888	28,648	28,441	28,260	28,101	27,834	27,619	27,442	27,294	27,168
2300	29,680	29,342	29,057	28,815	28,605	28,422	28,261	27,991	27,774	27,595	27,444	27,317
2400	29,851	29,510	29,222	28,976	28,764	28,580	28,471	28,144	27,924	27,743	27,591	27,462
2500	30,011	29,666	29,375	29,127	28,913	28,726	28,562	28,286	28,064	27,881	27,728	27,598
2600	30,164	29,816	29,523	29,272	29,056	28,868	28,702	28,424	28,199	28,015	27,860	27,729
2700	30,311	29,960	29,664	29,412	29,194	29,004	28,837	28,557	28,331	28,144	27,988	27,856
2800	30,451	30,097	29,799	29,546	29,326	29,135	28,966	28,684	28,456	28,269	28,111	27,978

Глава 4

РАСЧЕТ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ

4.1. ПРОЦЕСС ВПУСКА И ГАЗООБМЕНА

При рассмотрении теоретических разомкнутых циклов процессы впуска и выпуска рассматривались как обратимые процессы, протекающие при постоянном давлении, равном давлению окружающей среды (см. рис. 2.12, прямая *ra*). В действительном цикле двигателей эти процессы необратимы и протекают при значительном изменении давления. Фактический характер изменения давления в процессе впуска в двигателе без наддува схематически показан на рис. 4.1, *а*, а в двигателе с наддувом — на рис. 4.1, *б* (кривая *r′da′aa″*).

Анализ протекания процесса впуска показывает, что он фактически является сложнейшим процессом наполнения цилиндра двигателя свежим зарядом (топливовоздушной смесью или воздухом).

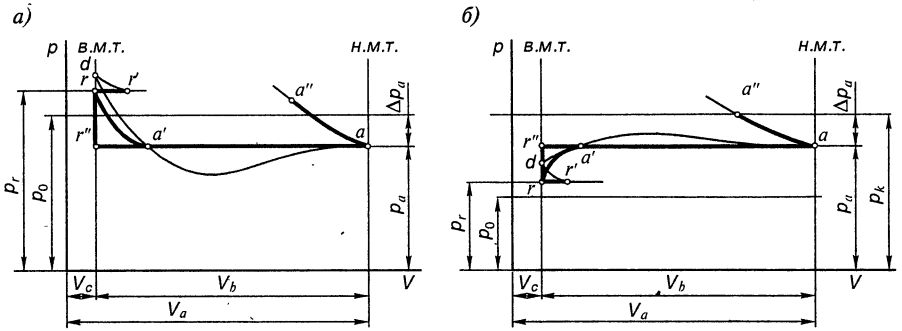


Рис. 4.1. Изменение давления в процессе выпуска в четырехтактном двигателе:
а — без наддува; *б* — с наддувом

При этом процесс впуска практически состоит из трех принципиально различных периодов (см. рис. 4.1 и 4.2):

1) в первый период, от момента начала открытия впускного клапана (точка *r'*) до момента закрытия выпускного клапана (точка *a'*), происходит одновременное наполнение цилиндра свежим зарядом, выпуск отработавших газов и их смешение. Этот период, когда открыты одновременно впускной и выпускной клапаны, называют перекрытием клапанов ($\varphi_п$ на рис. 4.2), и именно в этот период происходит наиболее интенсивный *процесс газообмена*;

2) период от точки *a'* до точки *a* при движении поршня к н.м.т. характеризует основной период впуска свежего заряда, продолжение смешения его с отработавшими газами, выравнивание их совместного давления и температуры;

3) в третий период при движении поршня от н.м.т. (точка *a*) до точки *a''* происходит одновременно завершение процесса наполнения цилиндра (дозаряда, или обратный выброс) и начало сжатия смеси.

Предварительное открытие впускного клапана обеспечивает к моменту прихода поршня в в.м.т. некоторое проходное сечение в клапане, что улучшает наполнение цилиндра двигателя. Кроме того, предварительное открытие впускного клапана используется для продувки двигателей с наддувом, что уменьшает количество остаточных газов и снижает тепловую напряженность камеры сгорания, верхней части цилиндра и поршня. Влияние продувки при предварительном открытии впускного клапана может учитываться в расчетах коэффициентом очистки $\varphi_{оч}$. Величина $\varphi_{оч}$ зависит в основном от степени наддува, скоростного режима двигателя и продолжительности периода перекрытия клапанов. Коэффициент очистки, как правило, учитывается только при расчете двигателей с наддувом. При отсутствии продувки коэффициент $\varphi_{оч}=1$, а при полной очистке цилиндров от продуктов сгорания в период перекрытия клапанов $\varphi_{оч}=0$.

Закрытие впускного клапана после н.м.т. позволяет, используя скоростной напор, инерционные и волновые явления во впускной системе, ввести в цилиндр двигателя дополнительную массу свежего заряда, что повышает степень использования рабочего объема цилиндра. Дополнительное наполнение цилиндра после прохода поршнем н.м.т. называется *дозарядкой*. Влияние дозарядки на параметры процесса впуска может быть учтено в расчете коэффициентом дозарядки $\varphi_{доз}$. Дозарядка рабочего объема цилиндра свежим зарядом в основном зависит от соответствующего подбора фаз газораспределения (прежде всего от величины угла опаздывания закрытия впускного клапана), длины впускного тракта и частоты вращения коленчатого вала. По данным проф. И. М. Ленина при удачно выбранных вышеуказанных параметрах дозярадка на номинальном режиме работы двигателя может достигать 12 — 15%, т. е. $\varphi_{доз}=1{,}12$ — $1{,}15$. Однако при уменьшении частоты вращения коэффициент дозарядки уменьшается, а при минимальной частоте вращения вместо дозарядки наблюдается обратный выброс, достигающий 5 — 12%, т. е. $\varphi_{доз}=0{,}95-0{,}88$.

В современных быстроходных двигателях открытие впускного клапана происходит в среднем за 10 — 35° до прихода поршня в в.м.т., а закрытие — через 40 — 85° после н.м.т. Выпускной клапан закрывается через 10 — 30° после прохода в.м.т. Однако указанные средние пределы открытия и закрытия клапанов по конструктивным соображениям могут быть изменены как в большую, так и в меньшую стороны.

Схема фаз газораспределения представлена на рис. 4.2 в виде круговой диаграммы по углу поворота коленчатого вала в увязке с индикаторной диаграммой процессов выпуска и впуска. Следует помнить, что фазы газораспределения, а также основные геометрические размеры и принципиальные компоновочные схемы впускного и выпускного трактов устанавливаются на основе опытных данных и обязательно уточняются при экспериментальной доводке новой модели двигателя. Правильный выбор фаз газораспределения, основных геометрических размеров и принципиальных схем впускного тракта, а также начальных условий — температур и давлений окружающей среды, отработавших газов и свежего заряда — позволят успешно рассчитать новый двигатель, а затем и создать его.

При проведении расчетов протекание процесса впуска принимается от точки r до точки a (см. рис. 4.1), причем предполагается мгновенное изменение давления в в.м.т. по линии rr'', а в дальнейшем давление принимается постоянным (прямая $r''a$). После расчета и получения координат точек r, r'' и a производится ориентировочное скругление по кривой ra'.

Давление и температура окружающей среды. При работе двигателя без наддува в цилиндр поступает воздух из атмосферы. В этом

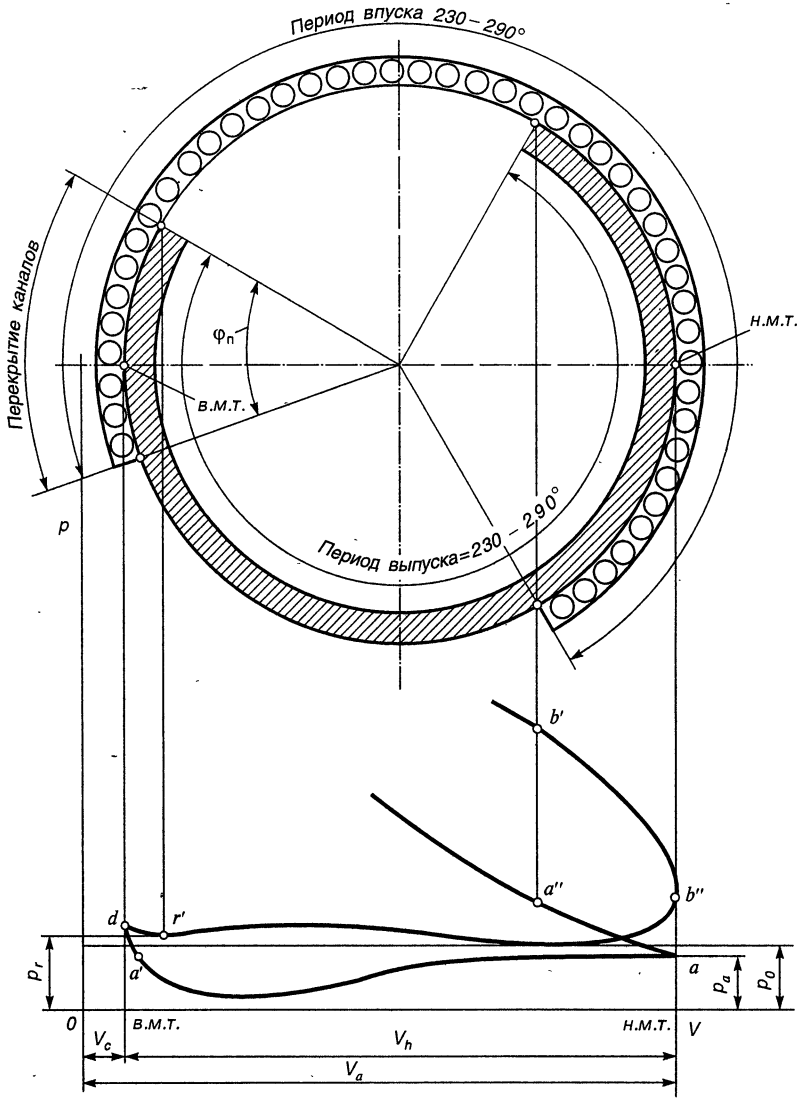


Рис. 4.2. Круговая диаграмма фаз газораспределения четырехтактного двигателя

случае при расчете рабочего цикла двигателя давление окружающей среды принимается равным $p_0 = 0{,}1$ МПа, а температура — $T_0 = 293$ К.

При работе автомобильных и тракторных двигателей с наддувом воздух поступает в цилиндр из компрессора (нагнетателя), где он предварительно сжимается. В соответствии с этим давление и температура окружающей среды при расчете рабочего цикла

двигателя с наддувом принимаются равными давлению $p_к$ и температуре $T_к$ воздуха на выходе из компрессора. При наличии промежуточного холодильника воздух из нагнетателя поступает в него, а затем в цилиндр двигателя. В этом случае за давление $p_к$ и температуру $T_к$ окружающей среды принимается давление и температура воздуха за холодильником.

В зависимости от степени наддува принимаются следующие значения давления $p_к$ наддувочного воздуха:

При низком наддуве	$1{,}5p_0$
При среднем наддуве	$(1{,}5 — 2{,}2)p_0$
При высоком наддуве	$(2{,}2 — 2{,}5)p_0$

Температура воздуха за компрессором

$$T_к = T_0 (p_к/p_0)^{(n_к-1)/n_к}, \qquad (4.1)$$

где $n_к$ — показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре (нагнетателе).

Из выражения (4.1) следует, что 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 $n_к$ принимают:

Для поршневых нагнетателей	1,4 — 1,6
Для объемных нагнетателей	1,55 — 1,75
Для осевых и центробежных нагнетателей	1,4 — 2,0

Температуру $T_к$ можно определить также по выражению

$$T_к = T_0 \left[1 + \frac{(p_к/p_0)^{(k-1)/k} - 1}{\eta_{ад.к}} \right], \qquad (4.2)$$

где $\eta_{ад.к} = 0{,}66 — 0{,}80$ — адиабатический КПД компрессора.

Давление остаточных газов. В цилиндре двигателя перед началом процесса наполнения всегда содержится некоторое количество остаточных газов, находящихся в объеме V_c камеры сгорания (см. рис. 4.1). Давление остаточных газов устанавливается в зависимости от числа и расположения клапанов, сопротивлений впускного и выпускного трактов, фаз газораспределения, характера наддува, быстроходности двигателя, нагрузки, системы охлаждения и других факторов.

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

$$p_r=(1{,}05 - 1{,}25)p_0.$$

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

Для двигателей с наддувом и наличием газовой турбины на выпуске

$$p_r=(0{,}75 - 0{,}98)p_к.$$

Давление остаточных газов заметно снижается с уменьшением частоты вращения коленчатого вала. При необходимости определения p_r на различных скоростных режимах двигателя и выбранном значении p_r при номинальном режиме можно использовать приближенную формулу

$$p_r=p_0(1{,}035+A_p10^{-8}n^2), \qquad (4.3)$$

где $A_p=(p_{rN}-1{,}035p_0)\cdot 10^8/(p_0n_N^2)$; p_{rN} — давление остаточных газов на номинальном режиме, МПа; n_N — частота вращения коленчатого вала на номинальном режиме, мин$^{-1}$.

Температура остаточных газов. В зависимости от типа двигателя, степени сжатия, частоты вращения и коэффициента избытка воздуха устанавливается значение температуры T_r остаточных газов в пределах:

Для двигателей с воспламенением от искры	900 — 1100 К
Для дизелей	600 — 900 К
Для газовых двигателей	750 — 1000 К

При установлении величины T_r необходимо иметь в виду, что при увеличении степени сжатия и обогащении рабочей смеси температура остаточных газов снижается, а при увеличении частоты вращения — возрастает.

Температура подогрева свежего заряда. В процессе наполнения температура свежего заряда несколько увеличивается благодаря подогреву от нагретых деталей двигателя. Величина подогрева ΔT зависит от расположения и конструкции впускного трубопровода, системы охлаждения, наличия специального устройства для подогрева, быстроходности двигателя и наддува. Повышение температуры улучшает процесс испарения топлива, но снижает плотность заряда и, таким образом, отрицательно влияет на наполнение двигателя. Эти два противоположных фактора, появляющиеся в результате повышения температуры подогрева, должны быть учтены при установлении величины ΔT.

В зависимости от типа двигателя значения ΔT принимают:

Для двигателей с воспламенением от искры	0 — 20°
Для дизелей без наддува	10 — 40°
Для двигателей 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 ΔT.

Изменение величины ΔT в зависимости от скоростного режима двигателя при ориентировочных расчетах может быть определено по формуле

$$\Delta T = A_т (110 - 0{,}0125n), \tag{4.4}$$

где $A_т = \Delta T_N / (110 - 0{,}0125 n_N)$; ΔT_N и n_N — соответственно температура подогрева и частота вращения коленчатого вала при номинальном режиме работы двигателя.

Давление в конце впуска. Давление в конце впуска (МПа) — основной фактор, определяющий количество рабочего тела, поступающего в цилиндр двигателя:

$$p_a = p_k - \Delta p_a \text{ или } p_a = p_0 - \Delta p_a. \tag{4.5}$$

Потери давления Δp_a за счет сопротивления впускной системы и затухания скорости движения заряда в цилиндре при некотором допущении можно определить из уравнения Бернулли:

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{вп})(\omega_{вп}^2/2)\rho_k \cdot 10^{-6}, \tag{4.6}$$

где β — коэффициент затухания скорости движения заряда в рассматриваемом сечении цилиндра; $\xi_{вп}$ — коэффициент сопротивления впускной системы, отнесенный к наиболее узкому ее сечению; $\omega_{вп}$ — средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы (как правило, в клапане или в продувочных окнах); ρ_k и ρ_0 — плотность заряда на впуске соответственно при наддуве и без него (при $p_k = p_0$ и $\rho_k = \rho_0$).

По опытным данным в современных автомобильных двигателях на номинальном режиме $(\beta^2 + \xi_{вп}) = 2{,}5 \div 4{,}0$ и $\omega_{вп} = 50 \div 130$ м/с. Для двигателей с электронным впрыском значения $(\beta^2 + \xi_{вп})$ принимаются пониженными в связи с отсутствием карбюратора.

Гидравлические потери во впускной системе уменьшаются при увеличении проходных сечений, придании обтекаемой формы клапанам, обработке внутренних поверхностей впускной системы, правильном выборе фаз газораспределения и т. д.

Плотность заряда (кг/м^3) на впуске

$$\rho_к = p_к \cdot 10^6/(R_в T_к) \text{ или } \rho_0 = p_0 \cdot 10^6/R_в T_0, \quad (4.7)$$

где $R_в$ — удельная газовая постоянная воздуха:

$$R_в = R/\mu_в = 8315/28{,}96 = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{град)}, \quad (4.8)$$

где $R = 8315$ Дж/(кмоль · град) — универсальная газовая постоянная.

Средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы

$$\omega_{вп} = v_{п\max}\frac{F_п}{f_{вп}} = \frac{\pi R}{30} n\sqrt{1+\lambda^2}\cdot\frac{\pi D^2}{4f_{вп}} =$$

$$= n\cdot\frac{R\pi^2 D^2}{120 f_{вп}}\sqrt{1+\lambda^2} = A_n n, \quad (4.9)$$

где $F_п$ — площадь поршня, м^2; $f_{вп}$ — площадь наименьшего сечения впускной системы, м^2; R и D — соответственно радиус кривошипа и диаметр поршня, м; $\lambda = R/L_ш$ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; n — частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$ $A_n = (R\pi^2 D^2\sqrt{1+\lambda^2})/120 f_{вп}$.

Подставив (4.9) в формулу (4.6), получим

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{вп})(A_n^2 n^2/2)\rho_k 10^{-6}. \quad (4.10)$$

У четырехтактных двигателей без наддува величина Δp_a колеблется в пределах:

Для двигателей с воспламенением от искры	$(0{,}05 — 0{,}20)p_0$
Для дизелей без наддува	$(0{,}03 — 0{,}18)p_0$

Дизели по сравнению с бензиновыми двигателями при той же частоте вращения имеют несколько пониженное значение Δp_a. Это объясняется снижением гидравлических сопротивлений из-за отсутствия карбюратора и более упрощенной впускной системы.

При работе двигателя с наддувом (см. рис. 4.1, *б*) значение p_a приближается к $p_к$, однако абсолютные значения сопротивлений во впускных органах возрастают. Для четырехтактных двигателей с наддувом $\Delta p_a = (0{,}03 — 0{,}10)p_k$ МПа.

Коэффициент остаточных газов. Коэффициент остаточных газов γ_r характеризует качество очистки цилиндра от продуктов сгорания. С увеличением γ_r уменьшается количество свежего заряда, поступающего в цилиндр двигателя в процессе впуска.

Коэффициент остаточных газов для четырехтактных двигателей: с учетом продувки и дозарядки цилиндра

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \frac{\varphi_{оч} p_r}{\varepsilon \varphi_{доз} p_a - \varphi_{оч} p_r}; \qquad (4.11)$$

без учета продувки и дозарядки ($\varphi_{оч} = \varphi_{доз} = 1$)

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

где ε — степень сжатия.

В четырехтактных двигателях величина γ_r зависит от степени сжатия, параметров рабочего тела в конце впуска, частоты вращения и других факторов. С увеличением степени сжатия ε и температуры остаточных газов T_r величина γ_r уменьшается, а при увеличении давления p_r остаточных газов и частоты вращения n — возрастает.

Величина γ_r изменяется в пределах:

Для бензиновых и газовых двигателей без наддува	0,04 — 0;10
Для дизелей без наддува	0,02 — 0,05

При наддуве величина коэффициента остаточных газов снижается.

Температура в конце впуска. Эта температура (T_a в K) с достаточной степенью точности определяется на основании уравнения баланса теплоты, составленного по линии впуска от точки r до точки a (см. рис. 4.1):

$$M_1 (mc_p)^{t_k}_{t_0} (T_k + \Delta T) + M_r (mc''_p)^{t_r}_{t_0} T_r = (M_1 + M_r)(mc'_p)^{t_a}_{t_0} T_a, \qquad (4.13)$$

где $M_1 (mc_p)^{t_k}_{t_0} (T_k + \Delta T)$ — количество теплоты, внесенное свежим зарядом, с учетом подогрева заряда от стенок; $M_r (mc''_p)^{t_r}_{t_0} T_r$ — количество теплоты, заключающееся в остаточных газах; $(M_1 + M_r)(mc'_p)^{t_a}_{t_0} T_a$ — количество теплоты, заключающееся в рабочей смеси.

Принимая в уравнении (4.13) $(mc_p)^{t_k}_{t_0} = (mc''_p)^{t_r}_{t_0} = (mc'_p)^{t_a}_{t_0}$, получаем

$$T_a = (T_k + \Delta T + \gamma_r T_r)/(1 + \gamma_r). \qquad (4.14)$$

Величина T_a в основном зависит от температуры рабочего тела, коэффициента остаточных газов, степени подогрева заряда и в меньшей степени — от температуры остаточных газов.

У современных четырехтактных двигателей температура в конце впуска T_a изменяется в пределах:

Для бензиновых двигателей	320 — 370 К
Для дизелей	310 — 350 К
Для четырехтактных двигателей с наддувом	320 — 400 К

Коэффициент наполнения. Наиболее важной величиной, характеризующей процесс впуска, является коэффициент наполнения, представляющий 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:

$$\eta_V = G_д/G_0 = V_д/V_0 = M_д/M_0, \qquad (4.15)$$

где $G_д$, $V_д$, $M_д$ — действительное количество свежего заряда, поступившего в цилиндр двигателя в процессе впуска, соответственно в кг, м^3, моль; G_0, V_0, M_0 — количество заряда, которое могло бы поместиться в рабочем объеме цилиндра при p_0 и T_0 (или p_k и T_k), соответственно в кг, м^3, моль.

Из уравнения (4.13) баланса теплоты по линии впуска устанавливается связь коэффициента наполнения с другими параметрами, характеризующими протекание процесса впуска.

Для четырехтактных двигателей с учетом продувки и дозарядки цилиндра

$$\eta_V = \frac{T_k}{T_k + \Delta T}\,\frac{1}{\varepsilon - 1}\,\frac{1}{p_k}\,(\varphi_{доз}\varepsilon p_a - \varphi_{оч} p_r). \qquad (4.16)$$

Для четырехтактных двигателей без учета продувки и дозарядки ($\varphi_{оч} = \varphi_{доз} = 1$)

$$\eta_V = \frac{T_k}{T_k + \Delta T}\,\frac{1}{\varepsilon - 1}\,\frac{1}{p_k}\,(\varepsilon p_a - p_r). \qquad (4.17)$$

Величина коэффициента наполнения в основном зависит от тактности двигателя, его быстроходности и совершенства системы газораспределения.

Из выражений (4.16) и (4.17) следует, что коэффициент наполнения возрастает с увеличением давления в конце впуска и понижается с увеличением давления выпуска и температуры подогрева рабочей смеси.

Значения коэффициента наполнения η_V для различных типов автомобильных и тракторных двигателей при работе их с полной нагрузкой изменяются в пределах:

Для двигателей с электронным впрыском	0,80 — 0,096
Для карбюраторных двигателей	0,70 — 0,90
Для дизелей без наддува	0,80 — 0,94
Для дизелей с наддувом	0,80 — 0,97

4.2. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

В период процесса сжатия в цилиндре двигателя повышаются температура и давление рабочего тела, что обеспечивает надежное воспламенение и эффективное сгорание топлива.

Изменение давления в процессе сжатия показано на рис. 4.3. В реальных условиях сжатие происходит по сложному закону, практически не подчиняющемуся термодинамическим соотношениям, так как на изменение температуры и давления в этом процессе влияют кроме изменения теплоемкости рабочего тела в зависимости от температуры: утечка газа через неплотности поршневых колец, дозарядка цилиндра до момента закрытия впускных клапанов, изменение направления и интенсивности теплообмена между рабочей смесью и стенками цилиндра, испарение топлива (только в двигателях с искровым зажиганием), начало сгорания топлива в конце процесса сжатия.

Условно принимается, что процесс сжатия в действительном цикле происходит по политропе с переменным показателем n_1 (рис. 4.3, кривая *adc*), который в начальный период сжатия (участок *ad*) превышает показатель адиабаты k_1 (идет подвод теплоты от более нагретых стенок цилиндра к рабочему телу), в какой-то момент времени точка *d* принимает значение, равное значению k_1 (температуры стенок и рабочего тела выравнялись), а далее (участок *dc*) имеет меньшее значение, чем k_1 (идет отвод теплоты от рабочего тела в стенки цилиндра).

В связи с трудностью определения переменной величины n_1 и усложнением расчетов обычно принимают, что процесс сжатия происходит по политропе с постоянным показателем n_1 (кривая $aa''c'c$), величина которого обеспечивает получение такой же работы на линии сжатия, как и при переменном показателе n_1.

Расчет процесса сжатия сводится к определению среднего показателя политропы сжатия n_1, параметров конца сжатия (p_c и T_c) и теплоемкости рабочего тела в конце сжатия $(mc'_V)^{t_c}_{t_0}$ (t_c — температура смеси в конце сжатия, °С).

Величина n_1 устанавливается по опытным данным в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя, степени сжатия, размеров цилиндра, материала поршня и цилиндра, теплообмена и

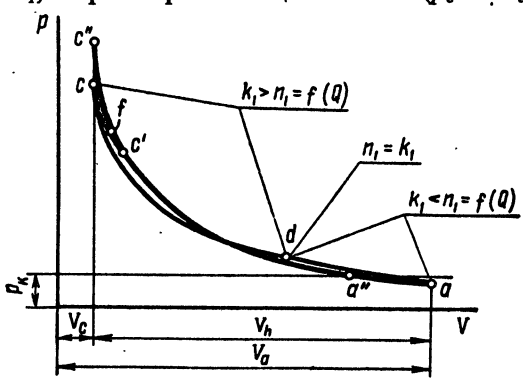


Рис. 4.3. Изменение давления в процессе сжатия

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. По номограмме, изображенной на рис. 4.4, для соответствующих значений ε и T_a определяется величина k_1. Номограмма построена в результате совместного решения на электронно-вычислительной машине двух уравнений, связывающих k_1 с T_a, T_c, ε и теплоемкостью воздуха $(mc'_V)^{t_c}_{t_a}$:

$$k_1 = 1 + (\lg T_c - \lg T_a)/\lg \varepsilon; \tag{4.18}$$

$$k_1 = 1 + 8{,}315/(mc_V)^{t_c}_{t_a}, \tag{4.19}$$

$$(mc_V)^{t_c}_{t_a} = [(mc_V)^{t_c}_{t_a} t_c - (mc_V)^{t_a}_{t_0} t_a]/(t_c - t_a). \tag{4.20}$$

Более точно номограмму можно построить, если в формуле (4.19) теплоемкость воздуха $(mc_V)^{t_c}_{t_a}$ заменить теплоемкостью рабочей смеси $(mc'_V)^{t_c}_{t_a}$.

Значения показателей политропы сжатия n_1 в зависимости от k_1 устанавливаются в следующих пределах:

Для бензиновых двигателей	$(k_1 - 0{,}00) - (k_1 - 0{,}04)$
Для дизелей	$(k_1 + 0{,}02) - (k_1 - 0{,}02)$

При одинаковых значениях ε и T_a значение n_1 для бензиновых двигателей обычно ниже, чем для дизелей, так как в процессе сжатия топливовоздушной смеси происходит испарение топлива с поглощением теплоты. Кроме того, наличие паров топлива повышает теплоемкость смеси. Оба фактора снижают величину n_1.

При определении значения n_1 по соответствующему показателю адиабаты необходимо учитывать, что с увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя, а также с уменьшением отношения поверхности охлаждения к объему цилиндра n_1 увеличивается. Повышение средней температуры процесса сжатия и увеличение интенсивности охлаждения двигателя уменьшают значение n_1. В двигателях с воздушным охлаждением значение n_1 при прочих равных условиях выше, чем в двигателях с жидкостным охлаждением. Перевод открытой жидкостной системы на закрытую также повышает значение n_1.

Давление (МПа) и температура (К) в конце процесса сжатия определяются из уравнения политропы с постоянным показателем n_1:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}, \tag{4.21}$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}. \tag{4.22}$$

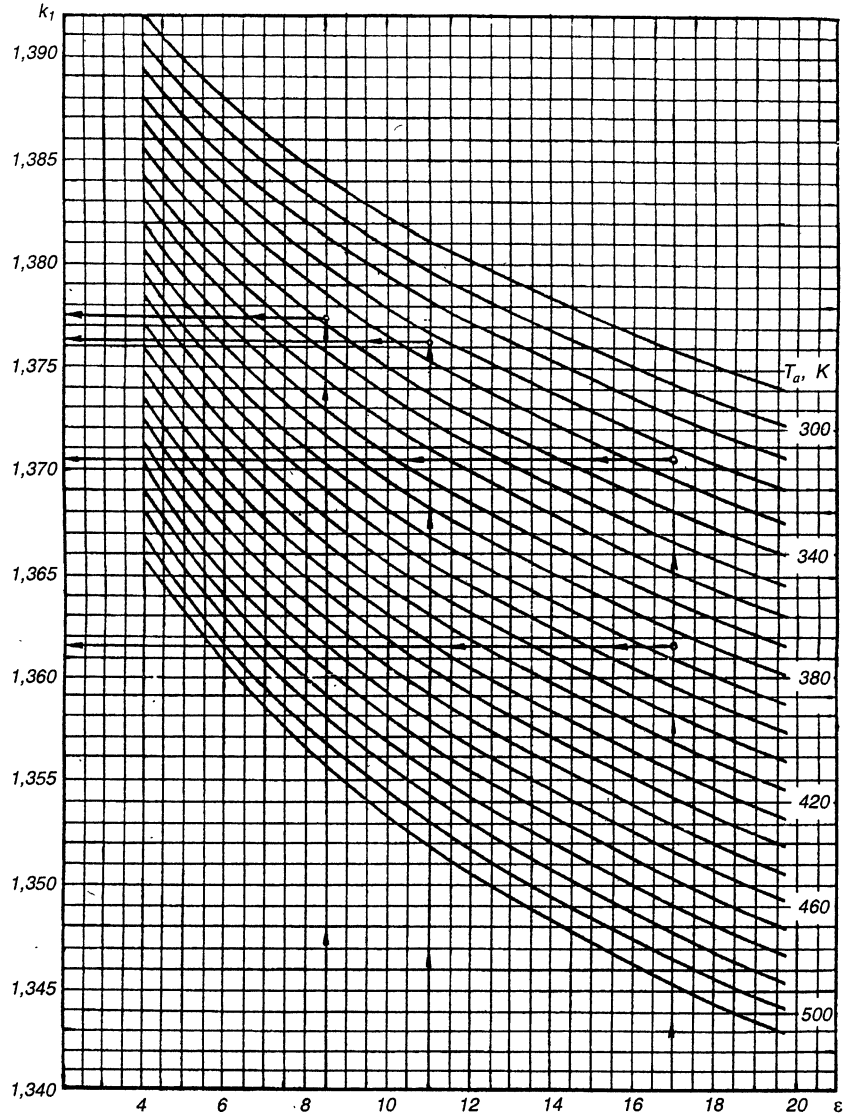


Рис. 4.4. Номограмма для определения показателя адиабаты сжатия k_1

В современных автомобильных и тракторных двигателях давление и температура в конце сжатия изменяются в пределах:

Для двигателей с электронным впрыском	$p_c = 1{,}0 - 2{,}5$ МПа
Для карбюраторных двигателей	$p_c = 0{,}9 - 2{,}0$ МПа и $T_c = 600 - 800$ К
Для быстроходных дизелей без наддува	$p_c = 3{,}5 - 5{,}50$ МПа и $T_c = 700 - 900$ К

Для дизелей с наддувом значения p_c и T_c повышаются в зависимости от степени наддува.

Средняя мольная теплоемкость свежей смеси в конце сжатия принимается равной теплоемкости воздуха и определяется по табл. 3.6 или по формуле из табл. 3.7 в интервале температур 0 — 1500 °С. Средняя мольная теплоемкость остаточных газов в конце сжатия $(mc''_V)^{t_c}_{t_0}$ [кДж/(кмоль · град)] может быть определена непосредственно по табл. 3.8 для бензина или по табл. 3.9 для дизельного топлива. При невозможности определить $(mc''_V)^{t_c}_{t_0}$ по этим таблицам (несоответствие элементарного состава топлива) средняя мольная теплоемкость остаточных газов определяется по уравнению

$$(mc''_V)^{t_c}_{t_0} = \frac{1}{M_2}[M_{CO_2}(mc''_{VCO_2})^{t_c}_{t_0} + M_{CO}(mc''_{VCO})^{t_c}_{t_0} + M_{H_2O}(mc''_{VH_2O})^{t_c}_{t_0} + M_{H_2}(mc''_{VH_2})^{t_c}_{t_0} + M_{N_2}(mc''_{VN_2})^{t_c}_{t_0} + M_{O_2}(mc''_{VO_2})^{t_c}_{t_0}], \quad (4.23)$$

где средние мольные теплоемкости отдельных компонентов продуктов сгорания определяются по табл. 2.5 или по формулам табл. 2.6 в интервале температур 0 — 1500 °С.

Средняя мольная теплоемкость рабочей смеси (свежая смесь + остаточные газы) определяется по уравнению

$$(mc'_V)^{t_c}_{t_0} = \frac{1}{1+\gamma_r}[(mc_V)^{t_c}_{t_0} + \gamma_r (mc''_V)^{t_c}_{t_0}]. \quad (4.24)$$

После расчета и определения параметров точки c производится ориентировочное исправление линии сжатия с целью учета начала сгорания. Положение точки c' (см. рис. 4.3) определяется величиной угла опережения зажигания (впрыска). Для современных быстроходных двигателей угол опережения зажигания при работе на номинальном режиме колеблется в пределах 30 — 40°, а угол опережения впрыска — в пределах 15 — 25°. Положение точки f (отрыв линии сгорания от линии сжатия) определяется периодом задержки воспламенения рабочей смеси (или формирования фронта пламени). При этом давление в конце сжатия ориентировочно повышается до значения $p_{c'} = (1{,}15 \div 1{,}25)p_c$ (точка c'').

4.3. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

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.

Изменение давления в процессе сгорания топлива в двигателе с воспламенением от искры показано на рис. 4.5, а в дизеле — на рис. 4.6. Кривые $c'fc''z_д$ схематически показывают действительное изменение давления в цилиндрах двигателей в процессе сгорания. В реальных двигателях процесс сгорания, точнее — догорания топлива, продолжается и за точкой $z_д$ на линии расширения.

На характер протекания процесса сгорания оказывает влияние большое число различных факторов: параметры процессов впуска и сжатия, качество распыливания топлива, частота вращения коленчатого вала двигателя и т. д. Зависимость параметров процесса сгорания от целого ряда факторов, а также физико-химическая сущность процесса сгорания моторных топлив пока что изучены недостаточно полно.

С целью упрощения термодинамических расчетов автомобильных и тракторных двигателей принимают, что процесс сгорания в двигателях с воспламенением от искры происходит при $V=\text{const}$, т. е. по изохоре (рис. 4.5, прямая $cc''z$), а в двигателях с воспламенением от сжатия — при $V=\text{const}$ и $p=\text{const}$, т. е. по циклу со смешанным подводом теплоты (рис. 4.6, прямые $cc''z'$ и $z'z$).

Целью расчета процесса сгорания является определение температуры и давления в конце видимого сгорания (точки z и $z_д$), а для дизеля — и объема V_z.

Температура газа T_z в конце видимого сгорания определяется на основании первого закона термодинамики, согласно которому $dQ=dU+dL$. Применительно к автомобильным и тракторным двигателям:

$$H_u-Q_{пот}=(U_z-U_c)+L_{cz} —$$

сгорание при $\alpha\geqslant 1$, (4.25)

$$(H_u-\Delta H_u)-Q_{пот}=(U_z-U_c)+$$

$$+L_{cz}$$ - - сгорание при $\alpha<1$, (4.26)

где H_u — низшая теплота сгорания топлива, кДж; $Q_{пот}$ — потери теплоты вследствие теплоотдачи, догорания топлива на линии расширения и диссо-

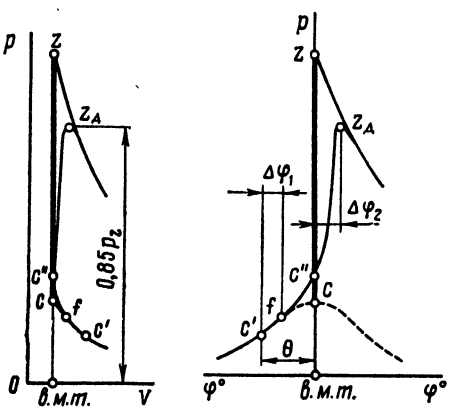


Рис. 4.5. Изменение давления в процессе сгорания в двигателе с воспламенением от искры

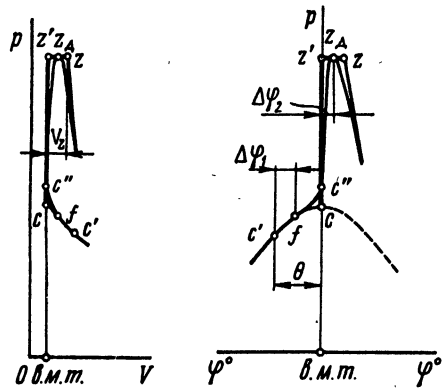


Рис. 4.6. Изменение давления в процессе сгорания в дизеле

циации, кДж; U_z — внутренняя энергия газов в конце видимого сгорания, кДж; U_c — внутренняя энергия рабочей смеси в конце сжатия, кДж; L_{cz} — теплота, идущая на работу расширении газов от точки c до точки z (для двигателей с воспламенением от искры $L_{cz}=0$), кДж.

Тепловой баланс на участках cz можно записать в более краткой форме:

$$\xi_z H_u=(U_z-U_c)+L_{cz}, \quad (4.27)$$

$$\xi_z(H_u-\Delta H_u)=(U_z-U_c)+L_{cz}, \quad (4.28)$$

где $\xi_z=[(H_u-\Delta H_u)-Q_{пот}]/(H_u-\Delta H_u)$ — коэффициент использования теплоты на участке видимого сгорания cz.

Коэффициент ξ_z выражает долю низшей теплоты сгорания топлива, используемую на повышение внутренней энергии газа (U_z-U_c) и на совершение работы L_{cz}.

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 ξ_z при работе двигателей с полной нагрузкой изменяется в пределах:

Для двигателей с электронным впрыском	0,90 — 0,96
Для карбюраторных двигателей	0,80 — 0,95
Для быстроходных дизелей с неразделенными камерами сгорания	0,70 — 0,88
Для дизелей с разделенными камерами сгорания	0,65 — 0,80
Для газовых двигателей	0,80 — 0,85

Меньшие значения коэффициента использования теплоты характерны для двигателей с несовершенным смесеобразованием. Величина ξ_z повышается за счет сокращения потерь теплоты от газов в 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 ξ_z зависит также от скоростного и нагрузочного режимов работы

двигателя и, как правило, уменьшается при снижении нагрузки и частоты вращения.

Расчетные уравнения сгорания для автомобильных и тракторных двигателей получаются путем преобразований уравнений теплового баланса (4.27) и (4.28) (см. рис. 4.5 и 4.6, участки *cz*).

Для двигателей, работающих по циклу с подводом теплоты при $V=\text{const}$, уравнение сгорания имеет вид:

$$\xi_z H_{\text{раб.см}} + (mc'_V)^{t_c}_{t_0} t_c = \mu (mc''_V)^{t_z}_{t_0} t_z, \qquad (4.29)$$

где $H_{\text{раб.см}}$ — теплота сгорания рабочей смеси, определяемая по (3.27) или (3.28); $(mc'_V)^{t_c}_{t_0}$ — средняя мольная теплоемкость рабочей смеси в конце процесса сжатия, определяемая по (4.24); $(mc''_V)^{t_z}_{t_0}$ — средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания, определяемая по (3.32).

Для двигателей, работающих по циклу со смешанным подводом теплоты при $V=\text{const}$ и $p=\text{const}$, уравнение сгорания имеет вид

$$\xi_z H_{\text{раб.см}} + [(mc'_V)^{t_c}_{t_0} + 8{,}315\lambda]\, t_c + 2270\,(\lambda-\mu) = \mu (mc''_p)^{t_z}_{t_0} t_z, \qquad (4.30)$$

где $\lambda=p_z/p_c$ — степень повышения давления; $2270=8{,}315\cdot 273$.

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 λ оказывает влияние период задержки воспламенения топлива, с увеличением которого степень повышения давления растет:

для дизелей с неразделенными камерами сгорания и объемным смесеобразованием $\lambda=1{,}6\div 2{,}5$;

для вихрекамерных и предкамерных дизелей, а также для дизелей с неразделенными камерами и пленочным смесеобразованием $\lambda=1{,}2\div 1{,}8$;

для дизелей с наддувом величина λ определяется допустимыми значениями температуры и давления в конце видимого процесса сгорания.

В уравнения сгорания (4.29) и (4.30) входят две неизвестные величины: температура в конце видимого сгорания t_z и теплоемкость продуктов сгорания при постоянном объеме $(mc''_V)^{t_z}_{t_0}$ или постоянном давлении $(mc''_p)^{t_z}_{t_0}$ при этой же температуре t_z. Используя для определения $(mc''_V)^{t_z}_{t_0}$ или $(mc''_p)^{t_z}_{t_0}$ табличные значения (см. табл. 3.6), уравнения сгорания решаются относительно t_z методом последовательных приближений (подбором значений t_z). При использовании для определения $(mc''_V)^{t_z}_{t_0}$ или $(mc''_p)^{t_z}_{t_0}$ приближенных формул (см. табл. 3.7) уравнения сгорания после подстановки в них числовых значений

всех известных параметров и последующих преобразований принимают вид уравнения второго порядка

$$At_z^2+Bt_z-C=0, \tag{4.31}$$

где A, B и C — числовые значения известных величин.

Откуда

$$t_z=(-B+\sqrt{B^2+4AC})/(2A),\ ^\circ\text{C и } T_z=t_z+273\ \text{К}.$$

Определение давления p_z в конце сгорания зависит от характера осуществляемого цикла.

Для двигателей, работающих с подводом теплоты при $V=\text{const}$, давление (МПа)

$$p_z=p_c\mu T_z/T_c, \tag{4.32}$$

а степень повышения давления

$$\lambda=p_z/p_c. \tag{4.33}$$

Для бензиновых двигателей $\lambda=3{,}2\div4{,}2$, для газовых двигателей $\lambda=3\div5$.

Для двигателей, работающих по циклу со смешанным подводом теплоты при $V=\text{const}$ и $p=\text{const}$:

$$p_z=\lambda p_c, \tag{4.34}$$

а степень предварительного расширения

$$\rho=\mu/(p_c/p_z)\,(T_z/T_c)=(\mu/\lambda)\,(T_z/T_c). \tag{4.35}$$

Для дизелей $\rho=1{,}2$ — $1{,}7$.

Объем, освобождаемый поршнем в процессе предварительного расширения:

$$V_z-V_c=V_c(\rho-1). \tag{4.36}$$

После расчета и получения координат точек z и z' осуществляется ориентировочное приближение расчетных линий сгорания к действительным.

Для двигателей, работающих по циклу с подводом теплоты при $V=\text{const}$ (см. рис. 4.5), $p_{z_д}=0{,}85p_z$. Положение точки f, зависящее от продолжительности периода задержки воспламенения, определяется величиной угла $\Delta\varphi_1$, изменяющегося в пределах 5 — 18° поворота коленчатого вала (п.к.в.). Положение точки $z_д$ по горизонтали определяется допустимой скоростью нарастания давления на каждый градус поворота коленчатого вала $\Delta p/\Delta\varphi_2$, где $\Delta p=p_{z_д}-p_{c'}$, а $\Delta\varphi_2$ для бензиновых двигателей находится в пределах 8 — 12° п.к.в. Для современных бензиновых двигателей считается допустимой

работа при $\Delta p/\Delta\varphi_2 = 0{,}1 \div 0{,}4$ МПа/град п.к.в. При $\Delta p/\Delta\varphi_2 < 0{,}1$ значительно увеличивается догорание на линии расширения, что ухудшает экономичность двигателя, а при $\Delta p/\Delta\varphi_2 > 0{,}4$ повышенная скорость нарастания давления увеличивает жесткость работы, что приводит к увеличению износа и даже поломкам деталей двигателя.

Для дизелей, работающих по циклу со смешанным подводом теплоты (см. рис. 4.6), $p_{z_д} = p_z$. Положение точки f, зависящее от продолжительности периода задержки воспламенения (0,001 — 0,003 с), определяется величиной угла $\Delta\varphi_1$, который для автомобильных и тракторных дизелей изменяется в пределах $\Delta\varphi_1 = 8$ — 12° п.к.в. Положение точки $z_д$ по горизонтали, так же как и для двигателей с подводом теплоты при $V = \text{const}$, определяется величиной $\Delta p/\Delta\varphi_2$. Для дизелей допустимая скорость нарастания давления $\Delta p/\Delta\varphi_2 = 0{,}2$ — 0,5 МПа/град п.к.в. Для дизелей с объемным смесеобразованием максимальная скорость нарастания давления достигает $\Delta p/\Delta\varphi_2 = 1{,}0$ — 1,2 МПа/град п.к.в. при $\Delta\varphi_2 = 6$ — 10° п.к.в. после в.м.т.

Значения температуры и давления конца сгорания для современных автомобильных и тракторных двигателей при работе с полной нагрузкой изменяются в следующих пределах:

Для бензиновых двигателей	$T_z = 2400$ — 3100 К
	$p_z = 3{,}5$ — 7,5 МПа
	$p_{zд} = 3{,}0$ — 6,5 МПа
Для дизелей	$T_z = 1800$ — 2300 К
	$p_z = p_{zд} =$
	$= 5{,}0$ — 12,0 МПа
Для газовых двигателей	$T_z = 2200$ — 2500 К
	$p_z = 3{,}0$ — 5,0 МПа
	$p_{zд} = 2{,}5$ — 4,5 МПа

Более низкие температуры конца сгорания у дизелей по сравнению с бензиновыми и газовыми двигателями являются следствием большей величины коэффициента избытка воздуха α, а следовательно, и больших потерь теплоты на нагревание воздуха; меньшей величины коэффициента использования теплоты ξ_z на участке видимого сгорания; различий в характере протекания процесса сгорания и догорания при ходе расширения; частичного использования теплоты на совершение работы в процессе предварительного расширения (участок $z'z$).

4.4. ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ

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

Изменение давления в процессе расширения показано на рис. 4.7. Кривые $z_д b' b''$ схематически показывают действительное изменение давления в цилиндрах двигателей в процессе 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).

Так же как и при рассмотрении процесса сжатия, условно считают, 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 (рис. 4.7, кривые $zb'b$).

Величина среднего показателя политропы расширения n_2 устанавливается по опытным данным в зависимости от ряда факторов. Значение n_2 возрастает с увеличением коэффициента использования теплоты, отношения хода поршня S к диаметру D цилиндра и интенсивности охлаждения. С ростом нагрузки и увеличением линей-

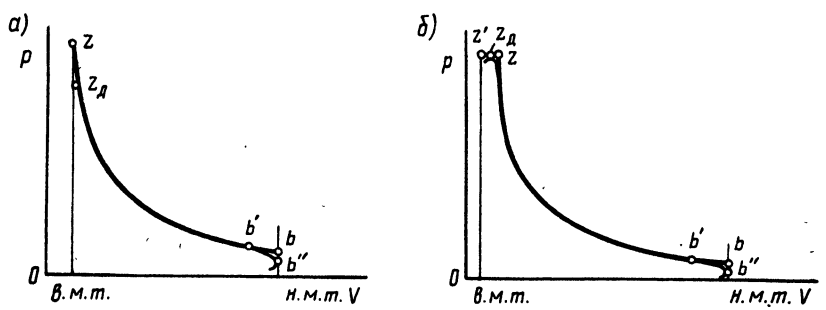


Рис. 4.7. Изменение давления в процессе расширения:

а — бензинового двигателя; *б* — дизеля

ных 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 новых двигателей величину n_2 можно оценить по величине k_2 для соответствующих значений ε (или δ), α и T_z. Показатель адиабаты расширения в этом случае определяется в результате совместного решения двух уравнений:

$$k_2=1+(\lg T_z-\lg T_b)/\lg\varepsilon \text{ — для бензиновых двигателей} \quad (4.37)$$

$$\text{или } k_2=1+(\lg T_z-\lg T_b)/\lg\delta \text{ — для дизелей} \quad (4.38)$$

$$\text{и } k_2=1+8{,}315/(mc'_V)^{t_z}_{t_b}, \quad (4.39)$$

где

$$(mc''_V)^{t_z}_{t_b}=[(mc''_V)^{t_z}_{t_0}t_z-(mc''_V)^{t_b}_{t_0}t_b]/(t_z-t_b). \quad (4.40)$$

Решаются эти уравнения методом подбора величин k_2 и T_b довольно сложно и с различной степенью точности. Для упрощения расчетов по определению k_2 на основе системы уравнений (4.37) — (4.40) и формул (см. табл. 3.7) для определения средних мольных теплоемкостей продуктов сгорания построены номограммы (рис. 4.8 и 4.9).

Определение k_2 по номограммам производится следующим образом: по имеющимся значениям ε (или δ для дизеля) и T_z определяют точку, которой соответствует значение k_2 при $\alpha=1$. Для нахождения значения k_2 при заданном α необходимо полученную точку перенести по горизонтали на вертикаль, соответствующую $\alpha=1$, и далее параллельно вспомогательным кривым до вертикали, соответствующей заданному значению α. На рис. 4.8 и 4.9 показано определение k_2 для рассчитываемых бензиновых двигателей и дизеля.

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

Для бензиновых двигателей	1,23 — 1,30
Для дизелей	1,18 — 1,28
Для газовых двигателей	1,25 — 1,35

Значения давления (МПа) и температуры (К) в конце процесса расширения определяются по формулам политропического процесса.

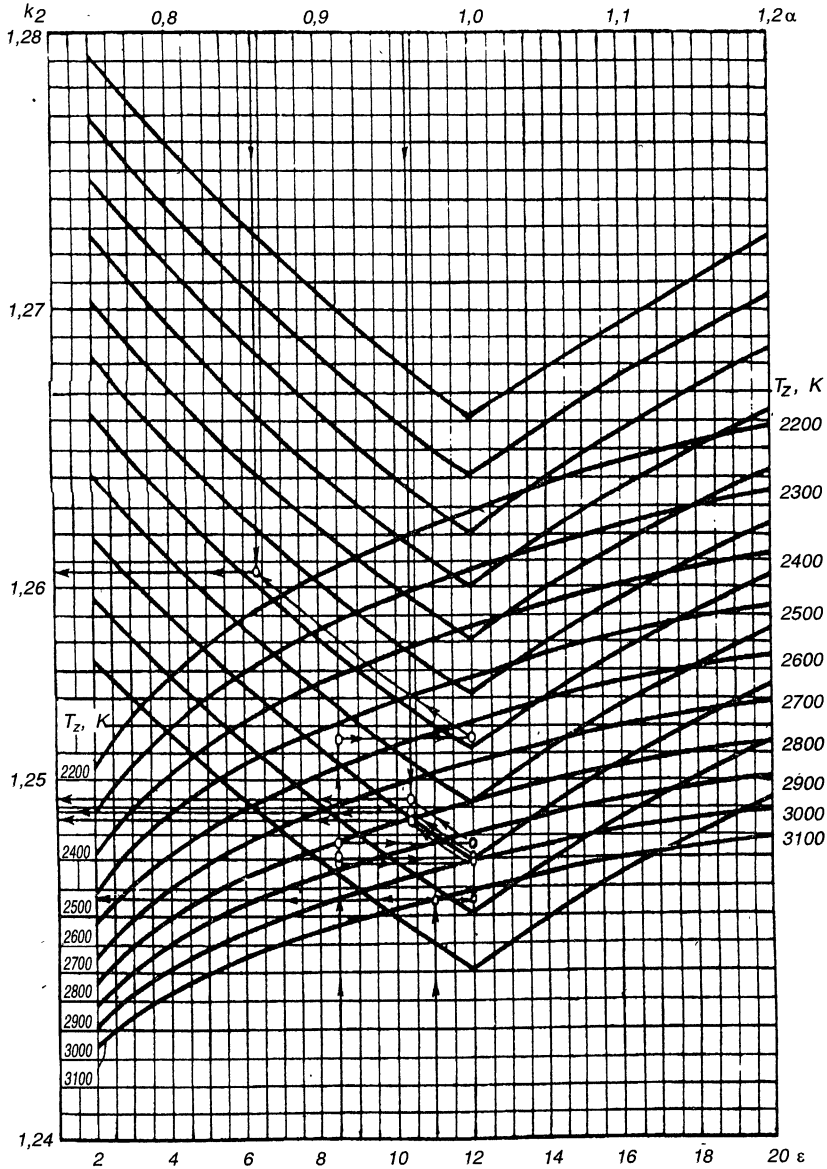


Рис. 4.8. Номограмма определения показателя адиабаты расширения k_2 для бензинового двигателя:

а) для кабюраторного двигателя приведено определение значений k_2 для четырех режимов: n_{min}; n_M; n_N и n_{max}; *б*) для двигателя с впрыском топлива приведено определение значения k_2 для одного режима n_N

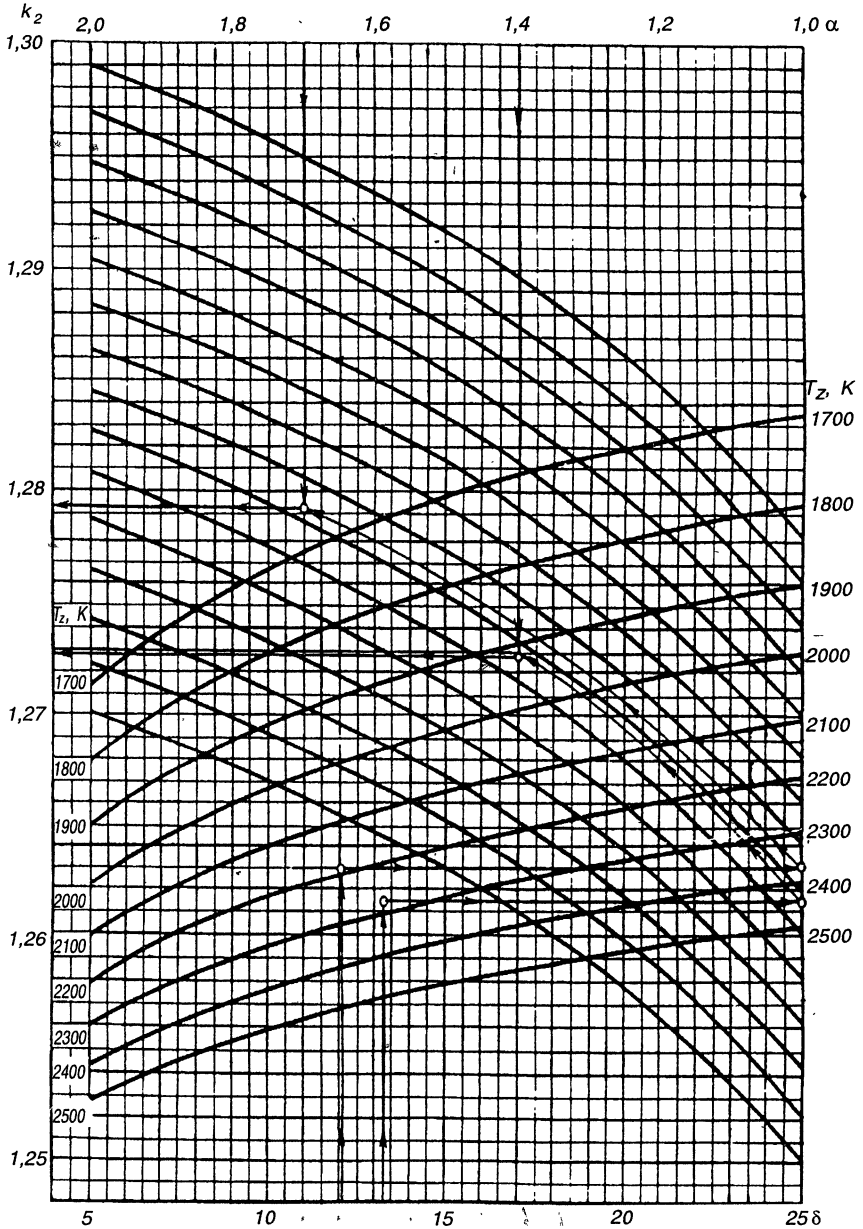


Рис. 4.9. Номограмма определения показателя адиабаты расширения k_2 для дизеля

Для двигателей, работающих по циклам:
с подводом теплоты при постоянном объеме

$$p_b = p_z/\varepsilon^{n_2}, \tag{4.41}$$

$$T_b = T_z/\varepsilon^{n_2-1}; \tag{4.42}$$

со смешанным подводом теплоты

$$p_b = p_z/\delta^{n_2}, \tag{4.43}$$

$$T_b = T_z/\delta^{n_2-1}, \tag{4.44}$$

где $\delta = \varepsilon/\rho$ — степень последующего расширения.

Примерные значения давления p_b и температуры T_b для современных автомобильных и тракторных двигателей без наддува (на номинальном режиме) лежат в пределах:

Для бензиновых двигателей	$p_b = 0{,}35 - 0{,}60$ МПа и $T_b = 1200 - 1700$ К
Для дизелей	$p_b = 0{,}25 - 0{,}50$ МПа и $T_b = 1000 - 1200$ К

4.5. ПРОЦЕСС ВЫПУСКА И МЕТОДЫ СНИЖЕНИЯ ТОКСИЧНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

За период выпуска из цилиндра двигателя удаляются отработавшие газы.

Изменение давления в процессе выпуска в цилиндре четырехтактного двигателя без наддува показано на рис. 4.10, а в двигателе с наддувом — на рис. 4.11. Кривые $b'b''r'da'$ схематически показывают действительное изменение давления в цилиндре двигателя в процессе выпуска. Точки b' и a' на этих кривых отмечают соответственно моменты открытия и закрытия выпускных клапанов. Прямые bl и lr являются расчетными прямыми процесса выпуска, которые после определения координат точек b и r ориентировочно заменяются кривыми $b''r'd$.

Открытие выпускного клапана до прихода поршня в н.м.т., снижая полезную работу расширения (площадь $b'bb''b'$), способствует качественной очистке цилиндра от продуктов сгорания и уменьшает работу, необходимую для выталкивания отработавших газов. В современных двигателях открытие выпускного клапана происходит за 40 — 80° до н.м.т. (точка b') и с этого момента начинается истечение отработавших газов с критической скоростью 600 — 700 м/с. За этот период, заканчивающийся вблизи н.м.т. в двигателях без наддува и несколько позже при наддуве, удаляется 60 —

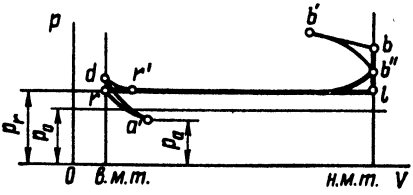


Рис. 4.10. Изменение давления в процессе выпуска в двигателе без наддува

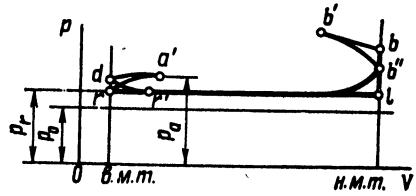


Рис. 4.11. Изменение давления в процессе выпуска в двигателе с наддувом

70% отработавших газов. При дальнейшем движении поршня к в.м.т. истечение газов происходит со скоростью 200 — 250 м/с и к концу выпуска не превышает 60 — 100 м/с. Средняя скорость истечения газов за период выпуска на номинальном режиме находится в пределах 60 — 150 м/с.

Закрытие выпускного клапана происходит через 10 — 50° после в.м.т., что повышает качество очистки цилиндра за счет эжекционного свойства потока газа, выходящего из цилиндра с большой скоростью.

В начале расчета процесса впуска (см. § 4.1) задаются параметры процесса выпуска (p_r и T_r), а точность выбора величины давления и температуры остаточных газов проверяется по формуле

$$T_r = T_b / \sqrt[3]{p_b/p_r}. \qquad (4.45)$$

При проектировании двигателя стремятся уменьшить величину p_r, чтобы избежать возрастания насосных потерь и коэффициента остаточных газов. Кроме того, увеличение давления выпуска уменьшает коэффициент наполнения, ухудшает процесс сгорания и повышает температуру и количество остаточных газов. Увеличение давления в конце выпуска при газотурбинном наддуве, как правило, вполне компенсируется повышением давления на впуске (рис. 4.11).

Быстрый рост автомобильного и тракторного парков за последние годы остро поставил проблему снижения токсичности двигателей при их эксплуатации. Основным источником загрязнения атмосферы в процессе эксплуатации двигателей являются продукты сгорания, в которых токсичными компонентами являются: оксид углерода (CO), оксиды азота (NO_x) и углеводороды (C_nH_m). Кроме того, углеводороды попадают в атмосферу в виде паров топлива и масел из баков, топливных насосов, карбюраторов, картеров. По некоторым данным один автомобильный двигатель в течение года выбрасывает в атмосферу примерно 600 кг оксида углерода и 40 кг оксидов азота.

В настоящее время проблема снижения токсичности решается как создателями, так и эксплуатационниками двигателей. С точки

зрения конструкции двигателей эта проблема решается по трем основным направлениям.

1. Совершенствование рабочего процесса существующих типов поршневых двигателей внутреннего сгорания с целью существенного сокращения выброса в атмосферу токсичных составляющих как с продуктами сгорания, так и с парами топлива и масел. Применение различных способов воздействия на процессы смесеобразования (например, системы питания с электронным управлением) и сгорания (например, совершенствование камер сгорания); дефорсирование двигателей за счет уменьшения степени сжатия и частоты вращения коленчатого вала; вентиляция картера; подбор горючих смесей с меньшей токсичностью продуктов их сгорания и ряд других мероприятий уже сейчас позволяют существенно снизить загрязнение атмосферы в процессе эксплуатации автомобильных и тракторных двигателей.

2. Разработка дополнительных устройств (нейтрализаторы, улавливатели, дожигатели и т. п.) и установка их на двигатели позволяет в большей или меньшей степени очистить продукты сгорания от токсичных составляющих.

3. Разработка принципиально новых двигателей (электрических, инерционных, аккумуляторных и др.), позволяющих кардинально решить проблему незагрязнения окружающей среды в процессе эксплуатации автомобильных и тракторных двигателей, является стратегическим направлением. Однако использование в таких крупных городах, как Москва или Санкт-Петербург, электромобилей для внутригородских перевозок уже в ближайшее время может значительно уменьшить загрязнение атмосферы токсичными компонентами.

С точки зрения эксплуатации автомобильных и тракторных двигателей данная проблема решается повышением требований к качеству регулировки топливоподающей аппаратуры, систем и устройств смесеобразования и сгорания; более широким применением газовых топлив, продукты сгорания которых обладают меньшей токсичностью.

4.6. ИНДИКАТОРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ЦИКЛА

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

Среднее индикаторное давление. Изменение давления в течение всего рабочего цикла двигателя с искровым зажиганием и дизеля показано на расчетных индикаторных диаграммах (рис. 4.12 и 4.13). Площадь нескругленных диаграмм (*aczba*) в определенном масштабе выражает теоретическую расчетную работу газов за один цикл

двигателя. Эта работа, отнесенная к ходу поршня, является теоретическим средним индикаторным давлением p_i'.

При графическом определении p_i' по индикаторной диаграмме (рис. 4.12 и 4.13) необходимо:

а) определить площадь под кривой *ac* (работа, затраченная на сжатие рабочей смеси) и, отнеся ее к ходу поршня, получить величину среднего давления процесса сжатия p_{ac};

б) определить площадь под кривой *zb* (рис. 4.12) или под кривой *z'zb* (рис. 4.13), которая выражает работу расширения. Отнеся эту площадь к ходу поршня, определить среднее давление процесса расширения p_{zb} или $p_{z'zb}$;

в) определить $p_i'=p_{zb}-p_{ac}$ для бензинового двигателя или $p_i'=p_{z'zb}-p_{ac}$ для дизеля;

г) сравнить площадь заштрихованного прямоугольника со сторонами p_i' и V_h и площадь индикаторной диаграммы $ac(z')zba$. При правильном определении p_{ac}, p_{zb} ($p_{z'zb}$) и p_i' сравниваемые площади должны быть равны.

Для бензинового двигателя (рис. 4.12), работающего по циклу с подводом теплоты при $V=\text{const}$, теоретическое среднее индикаторное давление

$$p_i'=\frac{p_c}{\varepsilon-1}\left[\frac{\lambda}{n_2-1}\left(1-\frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}}\right)-\frac{1}{n_1-1}\left(1-\frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right)\right]. \qquad (4.46)$$

Для дизеля, работающего по циклу со смешанным подводом теплоты (рис. 4.13)

$$p_i'=\frac{p_c}{\varepsilon-1}\left[\frac{\lambda\rho}{n_2-1}\left(1-\frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right)-\right.$$

$$\left.-\frac{1}{n_1-1}\left(1-\frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right)+\lambda(\rho-1)\right]. \qquad (4.47)$$

Среднее индикаторное давление p_i действительного цикла отличается от значения p_i' на величину, пропорциональную уменьшению расчетной диаграммы за счет скругления в точках *c*, *z*, *b*.

Уменьшение теоретического среднего индикаторного давления вследствие отклонения

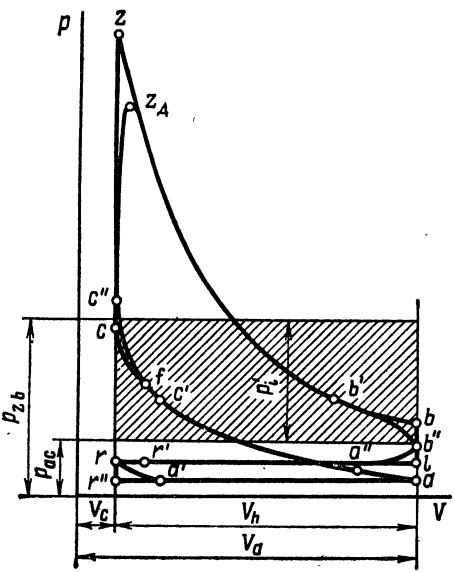


Рис. 4.12. Индикаторная диаграмма бензинового двигателя

действительного процесса от расчетного цикла оценивается коэффициентом полноты диаграммы $\varphi_и$ и величиной среднего давления насосных потерь Δp_i.

Коэффициент полноты диаграммы $\varphi_и$ принимается равным:

Для двигателей с электронным впрыском топлива	0,95 — 0,98
Для карбюраторных двигателей	0,94 — 0,97
Для дизелей	0,92 — 0,95

Среднее давление насосных потерь (МПа) при процессах впуска и выпуска

$$\Delta p_i = p_r - p_a. \tag{4.48}$$

Для четырехтактных двигателей без наддува величина Δp_i положительна. В двигателях с наддувом от приводного нагнетателя при $p_a > p_r$ величина Δp_i отрицательна. При газотурбинном наддуве значение p_a может быть как больше, так и меньше p_r, т. е. величина Δp_i может быть как отрицательной, так и положительной.

При проведении расчетов потери на газообмен учитываются в работе, затрачиваемой на механические потери, так как при экспериментальном определении работы трения обычно пользуются методом прокрутки двигателя, и, естественно, в определяемых таким методом механических затратах на прокрутку двигателя учитываются и затраты на насосные ходы. В связи с этим принимают, что среднее индикаторное давление p_i отличается от p_i' только на коэффициент полноты диаграммы

$$p_i = \varphi_и p_i'. \tag{4.49}$$

При работе на полной нагрузке величина p_i (МПа) достигает:

Для четырехтактных бензиновых двигателей	0,6 — 1,4
Для четырехтактных бензиновых двигателей форсированных	до 1,6
Для четырехтактных дизелей без наддува	0,7 — 1,1
Для четырехтактных дизелей с наддувом	до 2,2

Меньшие значения среднего индикаторного давления в дизелях без наддува, по сравнению с бензиновыми двигателями, объясняются тем, что дизели работают с большим коэффициентом избытка воздуха. Это вызывает неполное использование рабочего объема цилиндра и дополнительные потери теплоты на нагревание избыточного воздуха.

Индикаторная мощность. Индикаторная мощность двигателя (N_i) — работа, совершаемая газами внутри цилиндра в единицу времени.

Для многоцилиндрового двигателя (кВт)

$$N_i = p_i V_h i n/(30\tau), \tag{4.50}$$

где p_i — среднее индикаторное давление, МПа; V_h — рабочий объем одного цилиндра, л (дм^3); i — число цилиндров; n — частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$; τ — тактность двигателя.

Для четырехтактных двигателей

$$N_i = p_i V_h i n/120. \quad (4.51)$$

Индикаторная мощность одного цилиндра

$$N_{iц} = p_i V_h n/(30\tau). \quad (4.52)$$

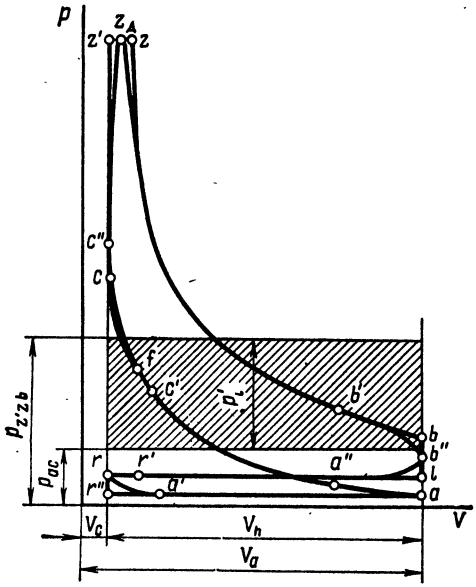


Рис. 4.13. Индикаторная диаграмма дизеля

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

Для 1 кг топлива

$$\eta_i = L_i/H_u, \quad (4.53)$$

где L — теплота, эквивалентная индикаторной работе, МДж/кг; H_u — низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг.

Таким образом, индикаторный КПД учитывает все тепловые потери действительного цикла.

Для автомобильных и тракторных двигателей, работающих на жидком топливе:

$$\eta_i = p_i l_0 \alpha/(H_u \rho_k \eta_v), \quad (4.54)$$

где p_i выражено в МПа; l_0 — в кг/кг топл.; H_u — в МДж/кг топл.; ρ_k — в кг/м^3.

Для автомобильных и тракторных двигателей, работающих на газообразном топливе:

$$\eta_i = 371{,}2 \cdot 10^{-6} M_1' T_k p_i/(H_u p_k \eta_v), \quad (4.55)$$

где M_1' выражено в моль/моль топл.; T_k — в К; p_i и p_k — в МПа; H_u — в МДж/м^3.

В современных автомобильных и тракторных двигателях, работающих на номинальном режиме, величина индикаторного КПД составляет:

Для двигателей с электронным впрыском топлива	0,35 — 0,45
Для карбюраторных двигателей	0,30 — 0,40
Для дизелей	0,40 — 0,50
Для газовых двигателей	0,28 — 0,35

При известной величине индикаторного КПД индикаторный удельный расход [г/(кВт · ч)] жидкого топлива

$$g_i = 3600/(\eta_i H_u) \text{ или } g_i = 3600\rho_k\eta_V/(p_i l_0 \alpha). \quad (4.56)$$

Для двигателей, работающих на газообразном топливе, индикаторный удельный расход [м^3/(кВт · ч)] газового топлива

$$v_i = 3{,}6/(\eta_i H_u') \text{ или } v_i = 9700\eta_V p_k/(M_1' T_k p_i), \quad (4.57)$$

а удельный расход [МДж/(кВт · ч)] теплоты на единицу мощности

$$q_i = v_i H_u' = 9700\eta_V \rho_k H_u'/(M_1' T_k p_i). \quad (4.58)$$

В формулах (4.56) — (4.58) p_i и p_k выражены в МПа; ρ_k — в кг/м^3; H_u — в МДж/кг; H_u' — в МДж/м^3; l_0 — в кг/кг топл.; M_1' — в моль/моль топл.; T_k — в К.

Удельные расходы топлива на номинальном режиме:

Для двигателей с электронным впрыском топлива	$g_i = 180 — 230$ г/(кВт · ч)
Для карбюраторных двигателей	$g_i = 210 — 275$ г/(кВт · ч)
Для дизелей	$g_i = 170 — 210$ г/(кВт · ч)
Для газовых двигателей	$g_i = 10{,}5 — 13{,}5$ МДж/(кВт · ч)

4.7. ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ 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.

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

При проведении предварительных расчетов двигателей механические потери, характеризуемые средним давлением $p_м$, приближен-

но можно определить по линейным зависимостям от средней скорости поршня $v_{п.ср}$ (выбор значений $v_{п.ср}$ приведен в гл. 5).

Ниже даны эмпирические формулы для определения величины $p_м$ (МПа) в двигателях различного типа:

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

$$p_м = 0{,}049 + 0{,}0152 v_{п.ср}; \quad (4.59)$$

для бензиновых восьмицилиндровых двигателей с отношением $S/D<1$

$$p_м = 0{,}039 + 0{,}0132 v_{п.ср}; \quad (4.60)$$

для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением $S/D\leqslant 1$

$$p_м = 0{,}034 + 0{,}0113 v_{п.ср}; \quad (4.61)$$

для высокофорсированных двигателей с впрыском топлива и электронным управлением

$$p_м = 0{,}024 + 0{,}0053 v_{п.ср}; \quad (4.62)$$

для четырехтактных дизелей с неразделенными камерами

$$p_м = 0{,}089 + 0{,}0118 v_{п.ср}; \quad (4.63)$$

для предкамерных дизелей

$$p_м = 0{,}103 + 0{,}0153 v_{п.ср}; \quad (4.64)$$

для дизелей с вихревыми камерами

$$p_м = 0{,}089 + 0{,}0135 v_{п.ср}. \quad (4.65)$$

Среднее давление механических потерь $p_м$ подсчитывается по формулам (4.59) — (4.65) без учета качества применяемых масел, теплового состояния двигателя, качества поверхностного трения и наддува. Поэтому, прежде чем воспользоваться значениями $p_м$, полученными по приведенным формулам, необходимо критически их оценить.

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

Среднее эффективное давление. Среднее эффективное давление p_e представляет собой отношение эффективной работы на валу двигателя к единице рабочего объема цилиндра. В расчетах двигателей p_e определяется по среднему индикаторному давлению

$$p_e = p_i - p_м. \quad (4.66)$$

Для двигателей с механическим наддувом

$$p_e = p_i - p_м - p_н, \quad (4.67)$$

где $p_н$ — потери давления на привод нагнетателя.

Значения среднего эффективного давления p_e (МПа) при номинальной нагрузке изменяются в следующих пределах:

Для четырехтактных карбюраторных двигателей	0,6 — 1,1
Для четырехтактных карбюраторных двигателей форсированных и двигателей с электронным впрыском	до 1,3
Для четырехтактных дизелей без наддува	0,65 — 0,85
Для четырехтактных дизелей с наддувом	до 2,0
Для двухтактных быстроходных дизелей	0,4 — 0,75
Для газовых двигателей	0,5 — 0,75

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

Длительное время при создании автомобильных и тракторных двигателей отмечалась тенденция к постоянному увеличению p_e.

Однако нефтяной кризис 70 — 80-х годов серьезно затормозил эту тенденцию. Рост p_e сдерживали и постоянно растущие требования во всем мире по уменьшению токсичности двигателей в процессе их эксплуатации. Сегодня тенденция роста p_e возобновилась благодаря нахождению новых, хотя и дорогих, но эффективных способов повышения экологической чистоты работы двигателей. К этим способам относится, прежде всего, замена карбюратора на впрыск легкого топлива во впускной трубопровод и непосредственно в цилиндр двигателя, применение различных видов нейтрализаторов, перевод части легкового транспорта на использование в качестве силовых установок дизелей. Таким образом для современных автомобилей, в первую очередь для легковых, тенденция к повышению p_e продолжает сохраняться при резком уменьшении токсичности за счет лучшей организации рабочего процесса, применения высокосортных топлив, совершенствования систем питания и использования наддува.

Механический КПД. Отношение среднего эффективного давления к индикаторному называется *механическим КПД двигателя*:

$$\eta_м = p_e/p_i \text{ или } \eta_м = 1 - p_м/p_i. \quad (4.68)$$

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

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

По опытным данным механический КПД различных двигателей, работающих на номинальном режиме, изменяется в следующих пределах:

Для бензиновых двигателей	0,75 — 0,92
Для четырехтактных дизелей без наддува	0,7 — 0,82
Для четырехтактных двигателей с наддувом (без учета потерь мощности на нагнетатель)	0,8 — 0,9
Для двухтактных быстроходных дизелей	0,7 — 0,85
Для газовых двигателей	0,75 — 0,85

Эффективная мощность. Полезная работа, получаемая на валу двигателя в единицу времени, называется *эффективной мощностью* N_e. Величина N_e (кВт) может быть определена по индикаторной мощности через механический КПД:

$$N_e = N_i \eta_м = p_e V_h i n/(30\tau), \tag{4.69}$$

где p_e — выражено в МПа; V_h — в л; n — в мин$^{-1}$.

Связь между эффективной мощностью и основными параметрами двигателя выражается следующей зависимостью:

$$N_e = \frac{V_h i n}{30\tau} \frac{H_u}{\alpha l_0} \rho_k \eta_v \eta_i \eta_м, \tag{4.70}$$

где V_h — выражено в л; n — в мин$^{-1}$; H_u — в МДж/кг; ρ_k — в кг/м^3.

Из анализа выражения (4.70) следует, что эффективная мощность двигателя может быть повышена в общем случае за счет: а) увеличения рабочего объема цилиндра (увеличения линейных размеров диаметра цилиндра и хода поршня); б) увеличения числа цилиндров; в) увеличения частоты вращения коленчатого вала двигателя; г) перехода с четырехтактного на двухтактный цикл; д) повышения низшей теплоты сгорания топлива; е) повышения плотности заряда и коэффициента наполнения (например, путем наддува, а также за счет улучшения организации газообмена, снижения сопротивлений на впуске и выпуске, применения инерционного наддува для увеличения дозарядки и т. д.); ж) повышения индикаторного КПД (за счет совершенствования процесса сгорания и сокращения потерь теплоты топлива в процессах сжатия и расширения); з) повышения механического КПД двигателя (например, за счет использования высококачественных масел, уменьшения соприкасающихся поверхностей, сокращения насосных потерь и т. д.).

Эффективный КПД и эффективный удельный расход топлива. Эффективный КПД η_e и эффективный удельный расход топлива g_e характеризуют экономичность работы двигателя.

Отношение количества теплоты, эквивалентной полезной работе на валу двигателя, к общему количеству теплоты, внесенной в двигатель с топливом, называется *эффективным КПД*:

$$\eta_e = L_e / H_u, \tag{4.71}$$

где L_e — теплота, эквивалентная эффективной работе, МДж/кг топл.; H_u — низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг топл.

Связь между эффективным и механическим КПД двигателя определяется выражением:

$$\eta_e = \eta_i \eta_м. \tag{4.72}$$

Для двигателей, работающих на жидком топливе:

$$\eta_e = \frac{p_e}{\rho_k \rho_V} \frac{\alpha L_0}{H_u}. \tag{4.73}$$

Для двигателей, работающих на газообразном топливе:

$$\eta_e = 371{,}2 \cdot 10^{-6} p_e T_k M_1' / (p_k \eta_V H_u'). \tag{4.74}$$

Эффективный КПД двигателя характеризует степень использования теплоты топлива в двигателе с учетом всех потерь — тепловых и механических.

Значения эффективного КПД при номинальном режиме приведены ниже:

Для бензиновых двигателей	0,25 — 0,38
Для дизелей без наддува	0,35 — 0,42
Для дизелей с наддувом	0,23 — 0,30
Для газовых двигателей	0,38 — 0,45

Более высокие значения эффективного КПД у дизелей по сравнению с η_e бензиновых двигателей являются в основном следствием повышенных значений у них коэффициентов избытка воздуха, а следовательно, и более полного сгорания топлива. Этого недостатка практически нет у двигателей с впрыском легкого топлива.

Эффективный удельный расход [г/(кВт · ч)] жидкого топлива

$$g_e = 3600/(H_u \eta_e) \text{ или } g_e = 3600 \rho_k \eta_V / (p_e l_0 \alpha). \tag{4.75}$$

Для двигателей, работающих на газообразном топливе, эффективный удельный расход [м^3/(кВт · ч)] газового топлива,

$$v_e = 3{,}6/(\eta_e H_u') \text{ или } v_e = 9700 p_k \eta_v/(p_e M_1' T_k), \quad (4.76)$$

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

$$q_e = v_e H_u' = 9700 p_k \eta_v H_u'/(p_e M_1' T_k). \quad (4.77)$$

Для современных автомобильных и тракторных двигателей эффективный удельный расход топлива при номинальной нагрузке имеет следующие значения:

Для двигателей с электронным впрыском топлива	$g_e = 200 — 290$ г/(кВт · ч)
Для карбюраторных двигателей	$g_e = 230 — 310$ г/(кВт · ч)
Для дизелей с неразделенными камерами	$g_e = 200 — 235$ г/(кВт · ч)
Для вихрекамерных и предкамерных дизелей	$g_e = 220 — 260$ г/(кВт · ч)
Для газовых двигателей удельный расход теплоты	$g_e = 12 — 17$ МДж/(кВт · ч)

Основные размеры цилиндра двигателя. Если задана эффективная мощность двигателя и выбрана величина S/D (выбор S/D приведен в гл. 5), то основные конструктивные параметры двигателя (диаметр цилиндра и ход поршня) определяются следующим образом.

По эффективной мощности, частоте вращения коленчатого вала и эффективному давлению определяется литраж (л) двигателя

$$V_л = 30\tau N_e/(p_e n), \quad (4.78)$$

где N_e выражено в кВт; p_e — в МПа и n — в мин$^{-1}$.

Рабочий объем одного цилиндра (л)

$$V_h = V_л/i. \quad (4.79)$$

Диаметр цилиндра (мм)

$$D = 100 \sqrt[3]{\frac{4V_h}{(\pi S/D)}}. \quad (4.80)$$

Ход поршня (мм)

$$S = DS/D. \quad (4.81)$$

Полученные значения D и S округляют до целых чисел, нуля или пяти. По окончательно принятым значениям D и S определяют основные параметры и показатели двигателя:

литраж двигателя (л)

$$V_л = \pi D^2 Si/(4 \cdot 10^6); \quad (4.82)$$

эффективную мощность (кВт)

$$N_e = p_e V_л n/(30\tau); \tag{4.83}$$

эффективный крутящий момент (Н · м)

$$M_e = (3 \cdot 10^4/\pi)(N_e/n); \tag{4.84}$$

часовой расход топлива (кг/ч)

$$G_т = N_e g_e; \tag{4.85}$$

среднюю скорость поршня (м/с)

$$v_{п.ср} = Sn/(3 \cdot 10^4). \tag{4.86}$$

При расхождении между ранее принятой величиной $v_{п.ср}$ и полученной по формуле (4.86) более 3 — 4% необходимо пересчитать эффективные параметры двигателя.

4.8. ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ

Индикаторная диаграмма двигателя внутреннего сгорания строится с использованием данных расчета рабочего процесса. При построении диаграммы ее масштабы рекомендуется выбирать с таким расчетом, чтобы получить высоту равной 1,2 — 1,7 ее основания. В начале построения (рис. 4.14 и 4.15) на оси абсцисс откладывается отрезок AB, соответствующий рабочему объему цилиндра, а по величине равный ходу поршня в масштабе M_s, который в зависимости от величины хода поршня может быть принят 1 : 1, 1,5 : 1 или 2 : 1.

Отрезок $0A$ (мм), соответствующий объему камеры сгорания:

$$0A = AB/(\varepsilon - 1). \tag{4.87}$$

Отрезок $z'z$ для дизелей, работающих по циклу со смешанным подводом теплоты (рис. 4.15):

$$z'z = 0A(\rho - 1). \tag{4.88}$$

При построении диаграммы рекомендуется выбирать масштабы давлений M_p = 0,02; 0,025; 0,04; 0,05; 0,07 — 0,10 МПа в мм.

Затем по данным теплового расчета на диаграмме откладывают в выбранном масштабе величины давлений в характерных точках: a, c, z', z, b, r.

Построение политроп сжатия и расширения можно производить аналитическим или графическим методом. При аналитическом методе построения политроп сжатия и расширения (см. рис. 4.14)

вычисляется ряд точек для промежуточных объемов, расположенных между V_c и V_a и между V_z и V_b, по уранению политропы $pV^{n_1}=\text{const}$.

Для политропы сжатия $p_x V_x^{n_1}=p_a V_a^{n_1}$, откуда

$$p_x=p_a(V_a/V_x)^{n_1}, \tag{4.89}$$

где p_x и V_x — давление и объем в искомой точке процесса сжатия.

Отношение V_a/V_x изменяется в пределах 1 — ε. Аналогично для политропы расширения

$$p_x=p_b(V_b/V_x)^{n_2}. \tag{4.90}$$

Для бензиновых двигателей отношение V_b/V_x изменяется в интервале 1 — ε, а для дизелей — 1 — δ.

При аналитическом методе построения диаграммы определение ординат расчетных точек политроп сжатия и расширения удобно производить в табличной форме (см. табл. 5.1 — 5.4).

Соединяя точки *a* и *c* плавной кривой, проходящей через вычисленные и нанесенные на поле диаграммы точки политропы сжатия, а точки *z* и *b* — кривой, проходящей через точки политропы расширения, и соединяя точки *c* с *z*, а *b* с *a* прямыми линиями (при построении диаграммы дизеля точка *c* соединяется прямой линией с точкой *z'*, а *z'* — с *z*, см. рис. 4.15), получаем расчетную индикаторную диаграмму (без учета насосных ходов). Процессы выпуска и впуска принимаются протекающими при $p=\text{const}$ и $V=\text{const}$ (см. рис. 4.12 и 4.13, прямые *bl*, *lr*, *rr''* и *r''a*).

При графическом методе, по наиболее распространенному способу Брауэра, политропы сжатия и расширения строят следующим образом (рис. 4.15).

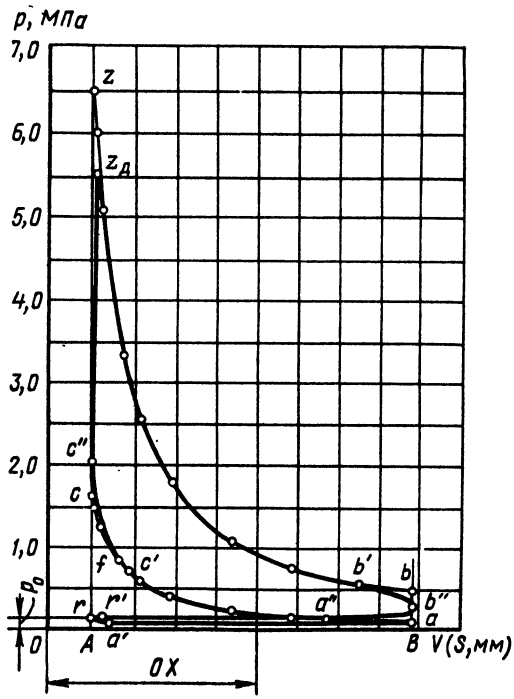


Рис. 4.14. Построение индикаторной диаграммы карбюраторного двигателя аналитическим методом

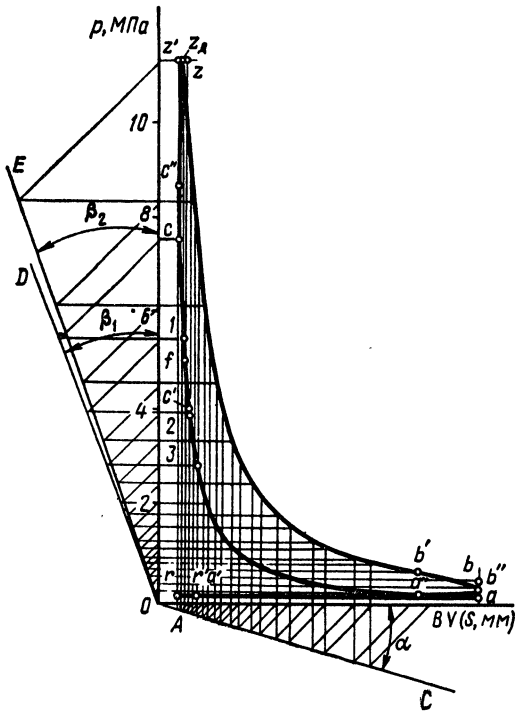


Рис. 4.15. Построение индикаторной диаграммы дизеля с наддувом графическим методом

Из начала координат проводят луч *0C* под произвольным углом, а к оси абсцисс (для получения достаточного количества точек на политропах) рекомендуется брать $\alpha = 15°$. Далее из начала координат проводят лучи *0D* и *0E* под определенными углами β_1 и β_2 к оси ординат. Эти углы определяют из соотношений

$$\operatorname{tg}\beta_1 = (1+\operatorname{tg}\alpha)^{n_1} - 1;$$
$$\operatorname{tg}\beta_2 = (1+\operatorname{tg}\alpha)^{n_2} - 1. \qquad (4.91)$$

Политропу сжатия строят с помощью лучей *0C* и *0D*. Из точки *c* проводят горизонталь до пересечения с осью ординат; из точки пересечения — линию под углом 45° к вертикали до пересечения с лучом *0D*, а из этой точки — вторую горизонтальную линию, параллельную оси абсцисс. Затем из точки *c* проводят вертикальную линию до пересечения с лучом *0C*; из точки пересечения — под углом 45° к вертикали линию до пересечения с осью абсцисс, а из этой точки — вторую вертикальную линию, параллельную оси ординат, до пересечения со второй горизонтальной линией. Точка пересечения этих линий будет промежуточной точкой *1* политропы сжатия. Точка *2* находится аналогичным путем при выборе точки *1* за начало построения.

Политропу расширения строят с помощью лучей *0C* и *0E*, начиная от точки *z*, аналогично построению политропы сжатия.

Полученные диаграммы (см. рис. 4.14 и 4.15) являются расчетными индикаторными диаграммами, по которым можно определить

$$p_i' = F' M_p / AB, \qquad (4.92)$$

где F' — площадь диаграммы $ac(z')zba$, мм^2; M_p — масштаб давлений (МПа в мм); AB — отрезок, мм.

Значение p_i', полученное по формуле (4.92), должно быть равно значению p_i', полученному в результате теплового расчета.

Действительная индикаторная диаграмма $ac'c''z_дb'b''ra$ отличается от расчетной, так как в реальном двигателе за счет опережения зажигания или впрыска топлива (точка c') рабочая смесь воспламеняется до прихода поршня в в.м.т. (точка f) и повышает давление в конце процесса сжатия (точка c''). Процесс видимого сгорания происходит при изменяющемся объеме и протекает по кривой $c''z_д$, а не по прямой cz для бензиновых двигателей (см. рис. 4.14) или по прямым cz' и $z'z$ для дизеля (см. рис. 4.15); открытие выпускного клапана до прихода поршня в н.м.т. (точка b') снижает давление в конце расширения (точка b'', которая обычно располагается между точками b и a). Для правильного определения местоположения указанных точек необходимо установить взаимосвязь между углом φ 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 $\lambda=R/L_ш$. Порядок выбора $L_ш$, определения λ и установления взаимосвязи между φ и S_x приведен в гл. 8.

По индикаторной диаграмме для проверки теплового расчета и правильности построения диаграммы $ac'c''z_дb'b''a$ определяется

$$p_i=FM_p/AB, \tag{4.93}$$

где F — площадь диаграммы $ac'c''z_дb'b''a$.

Глава 5

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ И ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ

5.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Тепловой расчет позволяет с достаточной степенью точности аналитическим путем определить основные параметры вновь проектируемого двигателя, а также проверить степень совершенства действительного цикла реально работающего двигателя.

В данном учебном пособии основное внимание уделено расчету вновь проектируемого двигателя. В связи с этим приводятся основные положения, необходимые для выбора исходных параметров, которые используются при выполнении как теплового, так и последующих расчетов двигателя.

Мощность и частота вращения коленчатого вала. При расчете двигателя обычно задаются величиной номинальной мощности или определяют ее с помощью тяговых расчетов. *Номинальной мощностью* (N_e) называют эффективную мощность, гарантируемую за-

водом-изготовителем для определенных условий работы. В автомобильных и тракторных двигателях номинальная мощность равна максимальной мощности при номинальной частоте вращения коленчатого вала. Выбор или задание номинальной мощности определяется прежде всего назначением двигателя (для легкового или грузового автомобилей, трактора); его типом (бензиновый-карбюраторный или двигатель с впрыском топлива, газовый, дизель); условиями эксплуатации и т. д. Мощность современных автомобильных и тракторных двигателей колеблется в очень широких пределах — 15 — 500 кВт.

Другим важнейшим показателем двигателя является частота вращения коленчатого вала, характеризующая тип двигателя и его динамические качества. На протяжении длительного времени существовала тенденция повышения частоты вращения коленчатого вала. Результатом этого являлось снижение основных размеров двигателя, его массы и габаритов. Однако с увеличением частоты вращения возрастают инерционные силы, ухудшается наполнение цилиндров, возрастает токсичность продуктов сгорания, повышается износ деталей и узлов двигателя, снижается его срок службы. В связи с этим в 60 — 80-х годах частота вращения коленчатого вала двигателей практически стабилизировалась, а для отдельных типов автомобильных двигателей даже снижалась. Однако применение бензиновых двигателей с впрыском топлива во впускную систему и непосредственно в цилиндр позволило значительно увеличивать частоту вращения коленчатого вала при снижении токсичности отработавших газов.

В настоящее время частота вращения коленчатого вала двигателей легковых автомобилей колеблется в пределах 4000 — 7000 $мин^{-1}$ и только в отдельных серийных моделях превышает 7000 $мин^{-1}$. Двигатели, предназначенные для грузовых автомобилей и тракторов, в целях снижения инерционных нагрузок и повышения моторесурса значительно дефорсируются по частоте вращения коленчатого вала. Тем не менее в отдельных моделях двигателей грузовых автомобилей и тракторов частота вращения коленчатого вала достигает 2000 — 4000 $мин^{-1}$ (дизели) и 4000 — 6000 $мин^{-1}$ (бензиновые двигатели). Частота вращения коленчатых валов современных тракторных дизелей — 1500 — 2500 $мин^{-1}$.

Число и расположение цилиндров. Выбор числа цилиндров и их расположение зависят от мощностных, динамических и конструктивных факторов. Наибольшее распространение в европейских странах получили четырех- и шестицилиндровые автомобильные двигатели, а в Америке — восьмицилиндровые. При особо высоких требованиях к массе и габаритам число цилиндров автомобильных двигателей достигает 12 и крайне редко — 16. Тракторные двигатели обычно имеют четыре цилиндра, реже — 6 и в отдельных случаях — 12. С увеличением числа цилиндров повышаются возможности форсировки двигателей по частоте вращения,

улучшаются пусковые качества и проще решаются вопросы уравновешенности. Однако с увеличением числа цилиндров повышаются механические потери и ухудшаются экономические показатели.

Выбор числа цилиндров во многом зависит от литража двигателя. Так, литраж $V_л$ четырехцилиндрового карбюраторного двигателя обычно составляет 0,7 — 2,2 л и лишь отдельные модели имеют $V_л > 2{,}2$ л. Литраж четырехцилиндровых дизелей значительно выше и в среднем составляет 4 — 8 л. Шестицилиндровые карбюраторные двигатели имеют $V_л \approx 2{,}0$ — 5,6 л, а дизельные — до $V_л \approx 20$ л.

Современные автомобильные и тракторные двигатели имеют рядное, V-образное и оппозитное расположение цилиндров. Наибольшее распространение получили четырехцилиндровые рядные двигатели как наиболее простые в эксплуатации и более дешевые в производстве. В последние годы в автотракторостроении наметилась тенденция к применению двигателей с V-образным расположением цилиндров. По сравнению с рядными они имеют более высокий механический КПД, меньшие габариты и лучшие удельно-массовые показатели. Повышенная жидкость V-образных двигателей позволяет, кроме того, достигать более высоких частот вращения коленчатого вала.

В ряде стран созданы и эксплуатируются двигатели с горизонтальными оппозитно расположенными цилиндрами, отличающимися более удобным расположением их на используемых установках.

Размеры цилиндра и скорость поршня. Размеры цилиндра — диаметр и ход поршня — являются основными конструктивными параметрами двигателя. Диаметр D (мм) цилиндра современных автомобильных и тракторных двигателей изменяется в достаточно узких пределах 60 — 150 мм и в основном зависит от типа и назначения двигателя:

Для бензиновых двигателей легковых автомобилей	60 — 100
Для бензиновых двигателей грузовых автомобилей	70 — 110
Для тракторных дизелей	70 — 150
Для автомобильных дизелей	80 — 130

Ход поршня обычно характеризуется относительной величиной S/D, непосредственно связанной со скоростью поршня. В зависимости от величины S/D различают двигатели короткоходные ($S/D < 1$) и длинноходные ($S/D > 1$). При переходе к короткоходным двигателям снижается высота двигателя и его масса, увеличивается индикаторный КПД и коэффициент наполнения, уменьшается скорость поршня и износ деталей двигателя. В то же время снижение величины S/D приводит к более высокому давлению газов на поршень, ухудшению условий смесеобразования и увеличению габаритной длины двигателя.

Современные бензиновые двигатели проектируются с невысоким отношением S/D. Обычно $S/D=0{,}8$ — $1{,}1$. Для автомобильных дизелей отношение хода поршня к диаметру цилиндра принимается близким к единице ($S/D=0{,}9$ — $1{,}2$). Большинство же дизелей имеют $S/D>1$. Для тракторных дизелей $S/D=1{,}1$ — $1{,}3$.

Скорость поршня $v_{п.ср}$ является критерием быстроходности двигателя. В зависимости от величины $v_{п.ср}$ двигатели подразделяют на тихоходные ($v_{п.ср}<6{,}5$ м/с) и быстроходные ($v_{п.ср}>6{,}5$ м/с). Все автомобильные и почти все тракторные двигатели являются быстроходными, так как имеют $v_{п.ср}>6{,}5$ м/с.

С увеличением скорости поршня возрастают механические потери, повышается тепловая напряженность деталей, сокращается срок службы двигателя. В связи с этим увеличение средней скорости поршня неразрывно связано с необходимостью повышения долговечности деталей, применения более совершенных материалов в двигателестроении и улучшения качества применяемых масел.

В современных автомобильных и тракторных двигателях скорость $v_{п.ср}$ (м/с) поршня обычно изменяется в пределах:

Для бензиновых двигателей легковых автомобилей	12 — 20
Для бензиновых двигателей грузовых автомобилей	9 — 16
Для автомобильных газовых двигателей	7 — 14
Для автомобильных дизелей	7 — 13
Для тракторных дизелей	6 — 11

Степень сжатия. Величина степени сжатия является одной из важнейших характеристик двигателя. Ее выбор в первую очередь зависит от способа смесеобразования и рода топлива. Кроме того, степень сжатия выбирают с учетом наличия или отсутствия наддува, быстроходности двигателя, системы охлаждения и других факторов.

Для бензиновых двигателей выбор степени сжатия прежде всего определяется детонационной стойкостью применяемого топлива (см. § 3.1). При определенном сорте топлива можно добиться повышения степени сжатия за счет: а) выбора рациональной формы камеры сгорания и расположения свечи (расположение свечи на приблизительно равном удалении от стенок камеры сгорания позволяет повысить ε); б) размеров цилиндра (уменьшение диаметра цилиндра повышает ε вследствие сокращения пути пламени и увеличения относительной поверхности охлаждения); в) повышения частоты вращения коленчатого вала двигателя (увеличение n повышает ε в основном вследствие роста скорости сгорания); г) выбора материала поршня и головки цилиндра (поршень из алюминиевого сплава позволяет повышать ε на $0{,}4$ — $0{,}7$, а применение головки цилиндров из алюминиевого сплава вместо чугунной дополнительно повышает значение ε на $0{,}5$ — $0{,}6$); д) выбора системы охлаждения (жидкостная система охлаждения допускает более высокие зна-

чения ε, чем воздушная); е) применения обогащенной ($\alpha < 0{,}8$) или обедненной ($\alpha > 0{,}9$) рабочей смеси.

В современных бензиновых двигателях $\varepsilon = 6 — 12$. Двигатели грузовых автомобилей имеют значения ε ближе к нижнему пределу, а у двигателей легковых автомобилей обычно $\varepsilon > 7$ и только при воздушном охлаждении ε иногда несколько ниже 7. Повышение степени сжатия для бензиновых двигателей выше 12 ограничивается как возможностью самовоспламенения смеси, так и возникновением детонации в процессе сгорания. Кроме того, при повышении $\varepsilon > 12$ относительное и абсолютное увеличение индикаторного КПД незначительно (см. гл. III). В последние годы наметилась тенденция к некоторому повышению степени сжатия вплоть до $\varepsilon = 12 — 13$ у двигателей с впрыском легкого топлива во впускную систему и с электронным управлением.

Минимальная степень сжатия для дизелей должна обеспечить в конце процесса сжатия получение минимальной температуры, необходимой для самовоспламенения впрыснутого топлива. Учитывая, что впрыск топлива осуществляется раньше полного завершения процесса сжатия и с повышением температуры сжатия сокращается период задержки воспламенения, в дизелях без наддува не применяются значения степени сжатия меньше 14, а в дизелях с наддувом — меньше 11.

Для современных автомобильных и тракторных двигателей с воспламенением от сжатия $\varepsilon = 14 — 22$. Увеличение степени сжатия более 22 нецелесообразно, так как приводит к высоким давлениям сгорания, падению механического КПД и утяжелению конструкции двигателя.

Выбор степени сжатия для дизелей прежде всего определяется формой камеры сгорания и способом смесеобразования. В зависимости от этих параметров значения степени сжатия ε дизелей находятся в пределах:

Для дизелей с неразделенными камерами сгорания и объемным смесеобразованием	16 — 23
Для вихрекамерных дизелей	16 — 21
Для предкамерных дизелей	17 — 22
Для дизелей с турбонаддувом	20 — 25 и выше

На основе установленных или заданных исходных данных (тип двигателя, мощность N_e, частота вращения коленчатого вала n, число i и расположение цилиндров, отношение S/D, степень сжатия ε) проводят тепловой расчет двигателя, в результате которого определяют его основные энергетические (p_e, $N_л$), экономические (g_e, η_e) и конструктивные (D, S, $V_л$) параметры. По результатам теплового расчета строят индикаторную диаграмму. Параметры, полученные в тепловом расчете, используются при построении

скоростной характеристики и являются исходными при проведении динамического и прочностных расчетов.

В данном учебном пособии приводятся примеры расчетов четырех двигателей: карбюраторного и бензинового с впрыском топлива и электронным управлением, дизеля без наддува и с турбонаддувом. С целью рассмотрения различных методов и приемов проведения тепловых, динамических и прочностных расчетов тепловые расчеты карбюраторного двигателя и двигателя с впрыском топлива проводятся для четырех скоростных режимов, а тепловые расчеты дизелей — только для номинальных скоростных режимов. На базе тепловых расчетов для одного бензинового двигателя и одного дизеля построены внешние скоростные характеристики, проведены динамические расчеты и расчеты основных деталей и систем двигателей. В связи с этим задание на расчет каждого двигателя приводится один раз перед выполнением теплового расчета.

5.2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ И ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ И ДВИГАТЕЛЯ С РАСПРЕДЕЛЕННЫМ ВПРЫСКОМ ТОПЛИВА

Произвести расчеты четырехтактных карбюраторного двигателя и двигателя с распределенным впрыском топлива и электронным управлением системой питания и зажигания, предназначенных для легковых автомобилей. Эффективная мощность карбюраторного двигателя $N_e = 60$ кВт, а двигателя с впрыском топлива — $N_e = 110$ кВт при частоте вращения коленчатого вала соответственно $n = 5600$ мин$^{-1}$ и $n = 7000$ мин$^{-1}$.

Двигатели четырехцилиндровые, $i = 4$ с рядным расположением. Система охлаждения жидкостная закрытого типа. Степень сжатия $\varepsilon = 8{,}5$ для карбюраторного двигателя и $\varepsilon = 11$ для двигателя с распределенным впрыском топлива.

Тепловой расчет

При проведении теплового расчета для нескольких скоростных режимов обычно выбирают 3 — 4 основных режима. Для бензиновых двигателей такими режимами являются:

1) режим минимальной частоты вращения $n_{\min} = 600 — 1000$ мин$^{-1}$, обеспечивающий устойчивую работу двигателя;

2) режим максимального крутящего момента при $n_M = (0{,}4 — 0{,}6)n_N$;

3) режим максимальной (номинальной) мощности при n_N;

4) режим максимальной скорости движения автомобиля при $n_{\max} = (1{,}05 — 1{,}20)n_N$.

С учетом приведенных рекомендаций и заданий ($n_N = 5600$ мин$^{-1}$ и $n_N = 7000$ мин$^{-1}$) тепловые расчеты последовательно проводятся:

для карбюраторного двигателя при $n=1000$, 3200, 5600 и 6000 мин$^{-1}$; для двигателя с впрыском топлива при $n=900$, 4000, 7000 и 8000 мин$^{-1}$.

Топливо. В соответствии с заданными степенями сжатия $\varepsilon=8{,}5$ и $\varepsilon=11$ можно использовать бензины марок Премиум-95 и АИ-98 ЭК.

Средний элементарный состав и молекулярная масса бензина

$$C=0{,}855;\ H=0{,}145 \text{ и } m_т=115 \text{ кг/кмоль}.$$

Низшая теплота сгорания топлива

$$H_u=33{,}91C+125{,}60H-10{,}89(O-S)-2{,}51(9H+W)=$$
$$=33{,}91\cdot 0{,}855+125{,}6\cdot 0{,}145-2{,}51\cdot 9\cdot 0{,}145=43{,}93 \text{ МДж/кг}=$$
$$=43\,930 \text{ кДж/кг}.$$

Параметры рабочего тела. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$L_0=\frac{1}{0{,}208}\left(\frac{C}{12}+\frac{H}{4}-\frac{O}{32}\right)=\frac{1}{0{,}208}\left(\frac{0{,}855}{12}+\frac{0{,}145}{4}\right)=$$
$$=0{,}516 \text{ кмоль возд/кг топл.};$$

$$l_0=\frac{1}{0{,}23}\left(\frac{8}{3}C+8H-O\right)=\frac{1}{0{,}23}\left(\frac{8}{3}0{,}855+8\cdot 0{,}145\right)=$$
$$=14{,}957 \text{ кг возд/кг топл.}$$

Коэффициент избытка воздуха устанавливается на основании следующих соображений. На современных двигателях устанавливают многокамерные карбюраторы, обеспечивающие получение почти идеального состава смеси по скоростной характеристике. Возможность применения для рассчитываемого двигателя двухкамерного карбюратора с обогатительной системой и системой холостого хода позволяет получить при соответствующей регулировке как мощностной, так и экономичный состав смеси. Стремление получить двигатель достаточно экономичный и с меньшей токсичностью продуктов сгорания, которая достигается при $\alpha\approx 0{,}95$ — $0{,}98$, позволяет принять $\alpha=0{,}96$ на основных режимах, а на режимах минимальной частоты вращения $\alpha=0{,}86$ (рис. 5.1). Двигатели с впрыском топлива и электронным управлением могут обеспечить еще более экономичный состав смеси с меньшей токсичностью продуктов сгорания. Это позволяет принять $\alpha=1{,}0$ на основных режимах, на режиме минимальной частоты вращения

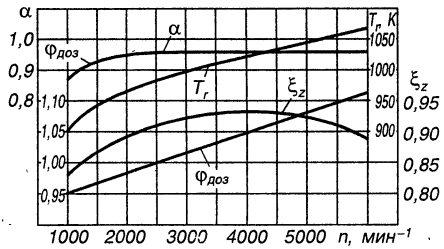


Рис. 5.1. Исходные параметры для теплового расчета карбюраторного двигателя

$\alpha=0{,}96$ и на режиме максимальной скорости движения $\alpha=0{,}98$ (рис. 5.2).

Далее непосредственный числовой расчет будет проводиться только для режимов максимальной мощности, а для остальных режимов окончательные значения рассчитываемых параметров приводятся в табличной форме.

Количество горючей смеси $M_1=\alpha L_0+1/m_т$:

для карбюраторного двигателя $M_1=0{,}96\cdot 0{,}516+1/115=0{,}5041$ кмоль гор.см/кг топл.;

для двигателя с впрыском топлива $M_1=1{,}0\cdot 0{,}516+1/115=0{,}5247$ кмоль гор.см./кг топл.

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания при $K=0{,}5$ и принятых скоростных режимах:

для карбюраторного двигателя

$$M_{CO_2}=\frac{C}{12}+2\frac{1-\alpha}{1+K}0{,}208L_0=\frac{0{,}855}{12}-2\frac{1-0{,}96}{1+0{,}5}0{,}208\cdot 0{,}516=$$

$$=0{,}0655 \text{ кмоль } CO_2/\text{кг топл.};$$

$$M_{CO}=2\frac{1-0{,}96}{1+0{,}5}0{,}208\cdot 0{,}516=0{,}0057 \text{ кмоль CO/кг топл.};$$

$$M_{H_2O}=\frac{H}{2}-2K\frac{1-\alpha}{1+K}0{,}208L_0=\frac{0{,}145}{2}-2\cdot 0{,}5\frac{1-0{,}96}{1+0{,}5}0{,}208\cdot 0{,}516=$$

$$=0{,}0696 \text{ кмоль } H_2O/\text{кг топл.};$$

$$M_{H_2}=2K\frac{1-\alpha}{1+K}0{,}208L_0=2\cdot 0{,}5\frac{1-0{,}96}{1+0{,}5}0{,}208\cdot 0{,}516=$$

$$=0{,}0029 \text{ кмоль } H_2/\text{кг топл.};$$

$$M_{N_2}=0{,}792\alpha L_0=0{,}792\cdot 0{,}96\cdot 0{,}516=0{,}3923 \text{ кмоль } N_2/\text{кг топл.};$$

для двигателя с впрыском топлива $M_{CO_2}=\frac{0{,}855}{12}=0{,}0712$; $M_{CO}=0$;

$M_{H_2O}=\frac{H}{2}=\frac{0{,}145}{2}=0{,}0725$ кмоль H_2/кг топл.; $M_{H_2}=0$; $M_{N_2}=0{,}792\cdot 1\times$ $\times 0{,}516=0{,}4087$ кмоль N_2/кг топл.

Общее количество продуктов сгорания:

для карбюраторного двигателя $M_2=M_{CO_2}+M_{CO}+M_{H_2O}+M_{H_2}+M_{N_2}=C/12+H/2+0{,}792\alpha L_0=0{,}0655+0{,}0057+0{,}0696+0{,}0029+0{,}3923=0{,}5360$ кмоль пр.сг/кг топл.;

для двигателя с впрыском топлива $M_2=0{,}0712+0{,}0725+0{,}792\cdot1\cdot0{,}516=0{,}5524$ кмоль пр.сг/кг топл.

Параметры	Рабочее тело							
	Карбюраторный двигатель				Двигатель с впрыском топлива			
n	1000	3200	5600	6000	900	4000	7000	8000
α	0,86	0,96	0,96	0,96	0,96	1,0	1,0	0,98
M_1	0,4525	0,5041	0,5041	0,5041	0,5041	0,5247	0,5247	0,5144
M_{CO_2}	0,0512	0,0655	0,0655	0,0655	0,0655	0,0712	0,0712	0,0683
M_{CO}	0,0200	0,0057	0,0057	0,0057	0,0057	0	0	0,0029
M_{H_2O}	0,0625	0,0696	0,0696	0,0696	0,0696	0,0725	0,0725	0,0711
M_{H_2}	0,0100	0,0029	0,0029	0,0029	0,0029	0	0	0,0014
M_{N_2}	0,3515	0,3923	0,3923	0,3923	0,3923	0,4087	0,4087	0,4005
M_2	0,4952	0,5360	0,5360	0,5360	0,5360	0,5524	0,5524	0,5442

Параметры окружающей среды и остаточные газы. Давление и температура окружающей среды при работе двигателей без наддува $p_k=p_0=0{,}1$ МПа и $T_k=T_0=293$ К.

Температура остаточных газов. При постоянных значениях степени сжатия $\varepsilon=8{,}5$ и $\varepsilon=11$ температура остаточных газов практически линейно возрастет с увеличением скоростного режима при $\alpha=$const, но уменьшается при обогащении смеси. Учитывая уже определенные значения n и α, можно принять значения T_r для расчетных режимов карбюраторного двигателя по рис. 5.1, а для двигателя с распределенным впрыском — по рис. 5.2. При номинальных режимах $T_r=1060$ К для карбюраторного двигателя и $T_r=1040$ К для двигателя с впрыском топлива.

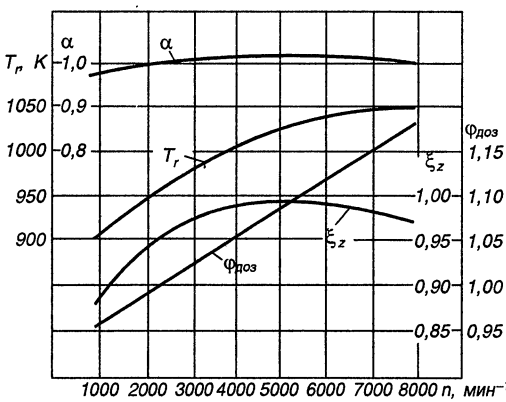


Рис. 5.2. Исходные параметры для теплового расчета двигателя с впрыском топлива

Давление остаточных газов p_r за счет расширения фаз газораспределения и снижения сопротивлений при конструктивном оформлении вы-

пускных трактов рассчитываемых двигателей можно принять на номинальном скоростном режиме:

для карбюраторного двигателя $p_{rN}=1{,}18p_0=1{,}18\cdot 0{,}1=0{,}118$ МПа;

для двигателя с распределенным впрыском топлива $p_{rN}=0{,}110$ МПа.

Тогда величины давлений на остальных режимах работы двигателей можно подсчитать по формулам:

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

где $A_p=(p_{rN}-p_0\cdot 1{,}035)\cdot 10^8/(n_N^2 p_0)$.

При $n_N=5600$ мин$^{-1}$ $A_p=(0{,}118-0{,}1\cdot 1{,}035)\cdot 10^8/(5600^2\cdot 0{,}1)=$ $=0{,}4624$.

При $n_N=7000$ мин$^{-1}$ $A_p=(0{,}110-0{,}1\cdot 1{,}035)\cdot 10^8/(7000^2\cdot 0{,}1)=$ $=0{,}1327$.

Процесс впуска. Температура подогрева свежего заряда. С целью получения хорошего наполнения двигателей на номинальных скоростных режимах принимается $\Delta T_N=8$ °С для карбюраторного двигателя и $\Delta T_N=6$ °С для двигателя с впрыском топлива. Тогда на остальных режимах значения ΔT рассчитываются по формуле

$$\Delta T=A_T(110-0{,}0125n),$$

где $A_T=\Delta T_N/(110-0{,}0125n_N)$.

Плотность заряда на впуске

$$\rho_0=p_0\cdot 10^6/(R_в T_0)=0{,}1\cdot 10^6/(287\cdot 293)=1{,}189 \text{ кг/м}^3,$$

где $R_в$ — 287 Дж/(кг · град) — удельная газовая постоянная для воздуха.

Потери давления на впуске. В соответствии со скоростными режимами ($n=5600$ мин$^{-1}$ и $n=7000$ мин$^{-1}$) и при учете качественной обработки внутренних поверхностей впускных систем можно принять: для карбюраторного двигателя $\beta^2+\xi_{вп}=2{,}8$ и $\omega_{вп}=95$ м/с; для двигателя с впрыском топлива, не имеющего карбюратора, что снижает сопротивление, $\beta^2+\xi_{вп}=2{,}5$ и $\omega_{вп}=95$ м/с. Тогда ΔP_a на всех скоростных режимах двигателей рассчитывается по формуле $\Delta P_a=(\beta^2+\xi_{вп})A_n^2 n^2\rho_k 10^{-6}/2$, где $A_n=\omega_{вп}/n_N$.

Потери давления на впуске карбюраторного двигателя при $n_N=5600$ мин$^{-1}$, $A_n=95/5600=0{,}01696$, тогда $\Delta P_a=2{,}8\cdot 0{,}01696^2\times$ $\times 5600^2\cdot 1{,}189\cdot 10^{-6}/2=0{,}0150$ МПа.

Потери давления на впуске двигателя с впрыском топлива при $n_N=7000$ мин$^{-1}$, $A_n=95/7000=0{,}01357$ МПа, тогда $\Delta P_a=2{,}5\times$ $\times 0{,}01357^2\cdot 7000^2\cdot 1{,}189\cdot 10^{-6}/2=0{,}0134$ МПа.

Давление в конце впуска:

в карбюраторном двигателе при $n_N=5600$ мин$^{-1}$ $P_a=P_0-\Delta P_a=$ $=0{,}1-0{,}0150=0{,}0850$ МПа;

в двигателе с впрыском топлива при $n_N=7000$ мин$^{-1}=0{,}1-$ $-0{,}0134=0{,}0866$ МПа.

Коэффициент остаточных газов. При определении γ_r для карбюраторного двигателя без наддува принимается коэффициент очистки $\varphi_{оч}=1$, а коэффициент дозарядки на номинальном скоростном режиме — $\varphi_{доз}=1{,}10$, что вполне возможно получить при подборе угла опаздывания закрытия впускного клапана в пределах 30 — 60°. При этом на минимальном скоростном режиме ($n=1000$ мин$^{-1}$) возможен обратный выброс в пределах 5%, т. е. $\varphi_{доз}=0{,}95$. На остальных режимах значения $\varphi_{доз}$ можно получить, приняв линейную зависимость $\varphi_{доз}$ от скоростного режима (см. рис. 5.1). Тогда при $n_N=5600$ мин$^{-1}$

$$\gamma_r=\frac{T_0+\Delta T}{T_r}\cdot\frac{\varphi_{оч}p_r}{\varepsilon\varphi_{доз}p_a-\varphi_{оч}p_r}=\frac{293+8}{1060}\cdot\frac{0{,}118}{8{,}5\cdot 1{,}1\cdot 0{,}085-0{,}118}=0{,}0495.$$

Для двигателя с впрыском топлива и электронным управлением при n_N можно принять $\varphi_{доз}=1{,}145$, а при $n_{min}=0{,}96$. На остальных расчетных режимах $\varphi_{доз}$ определяется по рис. 5.2.

Тогда при $n_N=7000$ мин$^{-1}$

$$\gamma_r=\frac{293+6}{1040}\cdot\frac{0{,}1100}{(11\cdot 1{,}145\cdot 0{,}0866-0{,}1100)}=0{,}0325.$$

Температура в конце впуска:

в карбюраторном двигателе $T_a=(T_0+\Delta T+\gamma_r T_r)/(1+\gamma_r)=(293+$ $+8+0{,}0495\cdot 1060)/(1+0{,}0495)=337$ К;

в двигателе с впрыском топлива $T_a=(293+6+0{,}0325\cdot 1040)/$ $/(1+0{,}0325)=322$ К.

Коэффициент наполнения:

карбюраторного двигателя $\eta_v=\frac{T_0}{T_0+\Delta T}\cdot\frac{1}{\varepsilon-1}\cdot\frac{1}{p_0}(\varphi_{доз}\varepsilon p_a-\varphi_{оч}p_r)=$

$$=\frac{293}{293+8}\cdot\frac{1}{8{,}5-1}\cdot\frac{1}{0{,}1}\cdot(1{,}1\cdot 8{,}5\cdot 0{,}085-1\cdot 0{,}118)=0{,}8784;$$

двигателя с впрыском топлива $\eta_v=\frac{293}{293+6}\cdot\frac{1}{11-1}\cdot\frac{1}{0{,}1}(1{,}145\cdot 11\times$ $\times 0{,}0866-1\cdot 0{,}11)=0{,}9610$.

Параметры	Процесс впуска и газообмена							
	Карбюраторный двигатель				Двигатель с впрыском топлива			
n	1000	3200	5600	6000	900	4000	7000	8000
α	0,86	0,96	0,96	0,96	0,96	1,0	1,0	0,98
T_r	900	1000	1060	1070	900	1000	1040	1045
p_r	0,1040	0,1082	0,1180	0,1201	0,1036	0,1056	0,1100	0,1120
ΔT	19,5	14,0	8,0	7,0	26,3	16,0	6,0	2,7
Δp_a	0,0005	0,0049	0,0150	0,0172	0,0002	0,0044	0,0134	0,0175
p_a	0,0995	0,0951	0,0850	0,0828	0,0998	0,0956	0,0866	0,0825
$\varphi_{доз}$	0,950	1,025	1,100	1,110	0,960	1,055	1,145	1,176
γ_r	0,0516	0,0461	0,0495	0,0509	0,0387	0,0325	0,0325	0,0332
T_a	341	338	337	337	341	331	322	320
η_v	0,8744	0,9167	0,8784	0,8609	0,8720	0,9519	0,9610	0,9465

Процесс сжатия. Средний показатель адиабаты сжатия k_1 (при $\varepsilon=8{,}5$ и $\varepsilon=11$, а также рассчитанных значениях T_a) определяется по номограмме (см. рис. 4.4), а средний показатель политропы сжатия n_1 принимается несколько меньше k_1. При выборе n_1 учитывается, что с уменьшением частоты вращения теплоотдача от газов в стенки цилиндра увеличивается, а n_1 уменьшается по сравнению с k_1 более значительно:

для кабюраторного двигателя при $n_N=5600$ мин$^{-1}$, $T_a=337$ К и $\varepsilon=8{,}5$ показатель адиабаты сжатия определен по номограмме (см. рис. 4.4) $k_1=1{,}3772$; для двигателя с впрыском топлива при $n_N=7000$, $T_a=322$ К и $\varepsilon=11$ показатель адиабаты сжатия $k_1=1{,}3753$.

Давление в конце сжатия:

для кабюраторного двигателя при $n_N=5600$ мин$^{-1}$ $P_c=P_a\varepsilon^{n_1}=0{,}085\cdot 8{,}5^{1{,}377}=1{,}6184$ МПа, где $n_1=1{,}377$ принят несколько меньше $k_1=1{,}3775$; для двигателя с впрыском топлива при $n_N=7000$ мин$^{-1}$ $P_c=0{,}0866\cdot 11^{1{,}376}=2{,}3468$ МПа, где n_1 принят равным 1,376.

Температура в конце сжатия:

для кабюраторного двигателя $T_c=T_a\varepsilon^{n_1-1}=337\cdot 8{,}5^{1{,}377-1}=755$ К;

для двигателя с впрыском топлива $T_a=322\cdot 11^{1{,}376-1}=793$ К.

Средняя мольная теплоемкость в конце сжатия:

а) свежей смеси (воздуха) $-(mc_V)^{t_c}_{t_0}=20{,}6+2{,}638\cdot 10^{-3}t_c$, где $t_c=T_c-273$ °С;

для карбюраторного двигателя $-(mc_V)^{t_c}_{t_0}=20{,}6+2{,}638\cdot 10^{-3}\cdot 482=21{,}872$ кДж/(кмоль·град);

для двигателя с впрыском топлива $-(mc_V)^{t_c}_{t_0}=20{,}6+2{,}638\cdot10^{-3}\times$ $\times 520=21{,}972$ кДж/(кмоль·град);

б) остаточных газов $(mc''_V)^{t_c}_{t_0}$ — определяется методом интерполяции по табл. 3.8:

для карбюраторного двигателя при $n_N=5600$ мин$^{-1}$, $\alpha=0{,}96$ и $t_c=482$ °С

$$(mc''_V)^{400}_{t_0}=23{,}586+(23{,}712-23{,}586)\cdot\frac{0{,}01}{0{,}05}=23{,}611,$$

где 23,586 и 23,712 — значения теплоемкости продуктов сгорания при 400 °С соответственно при $\alpha=0{,}95$ и $\alpha=1{,}00$, взятые по табл. 3.8;

$$(mc''_V)^{500}_{t_0}=24{,}014+(24{,}150-24{,}014)\cdot\frac{0{,}01}{0{,}05}=24{,}041,$$

где 24,014 и 24,150 — значения теплоемкости продуктов сгорания при 500 °С соответственно при $\alpha=0{,}95$ и $\alpha=1{,}0$, взятые по табл. 3.8.

Теплоемкость продуктов сгорания при $t_c=482$ °С и $\alpha=0{,}96$

$$(mc''_V)^{t_c}_{t_0}=23{,}611+(24{,}041-23{,}611)\frac{82}{100}=23{,}964 \text{ кДж/(кмоль·град);}$$

для двигателя с впрыском топлива при $n_N=7000$ мин$^{-1}$, $\alpha=1{,}0$ и $t_c=520$ °С теплоемкость продуктов сгорания

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

в) рабочей смеси $(mc'_V)^{t_c}_{t_0}=\frac{1}{1+\gamma_r}[(mc_V)^{t_c}_{t_0}+\gamma_r(mc''_V)^{t_c}_{t_0}]$:

для карбюраторного двигателя

$$(mc'_V)^{t_c}_{t_0}=\frac{1}{1+0{,}0495}[21{,}872+0{,}0495\cdot23{,}964]=$$
$$=21{,}971 \text{ кДж/(кмоль·град);}$$

для двигателя с впрыском топлива

$$(mc'_V)^{t_c}_{t_0}=\frac{1}{1+0{,}0325}[21{,}972+0{,}0325\cdot24{,}237]=$$
$$=22{,}044 \text{ кДж/(кмоль·град).}$$

Параметры	Процесс сжатия							
	Карбюраторный двигатель				Двигатель с впрыском топлива			
n	1000	3200	5600	6000	900	4000	7000	8000
k_1	1,3768	1,3774	1,3775	1,3775	1,3738	1,3752	1,3763	1,3766
n_1	1,370	1,376	1,377	1,377	1,367	1,375	1,376	1,376
p_c	1,8666	1,8072	1,6184	1,5765	2,6447	2,5844	2,3468	2,2357
T_c	753	756	755	755	822	813	793	788
t_c	480	483	482	482	549	540	520	515
$(mc_V)^{t_c}_{t_0}$	21,866	21,874	21,872	21,872	22,048	22,025	21,972	21,959
$(mc''_V)^{t_c}_{t_0}$	23,658	23,968	23,964	23,964	24,212	24,324	24,237	24,146
$(mc'_V)^{t_c}_{t_0}$	21,954	21,966	21,971	21,973	22,129	22,097	22,043	22,029

Процесс сгорания. Коэффициент молекулярного изменения горючей $\mu_0 = M_2/M_1$ и рабочей смеси $\mu = (\mu_0 + \gamma_r)/(1 + \gamma_r)$:

для кабюраторного двигателя при $n_N = 5600$ мин$^{-1}$

$$\mu_0 = 0{,}5360/0{,}5041 = 1{,}0633$$

$$\text{и } \mu = (1{,}0633 + 0{,}0495)/(1 + 0{,}0495) = 1{,}0603;$$

для двигателя с впрыском топлива при $n_N = 7000$ мин$^{-1}$

$$\mu_0 = 0{,}5524/0{,}5247 = 1{,}0528$$

$$\text{и } \mu = (1{,}0528 + 0{,}0325)/(1 + 0{,}0325) = 1{,}0511.$$

Количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания, и теплота сгорания рабочей смеси

$$\Delta H_u = 119950\,(1 - \alpha)L_0 \text{ и } H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1\,(1 + \gamma_r)}.$$

Для карбюраторного двигателя при $n_N = 5600$ мин$^{-1}$

$$\Delta H_u = 119950\,(1 - 0{,}96) \cdot 0{,}516 = 2476 \text{ кДж/кг},$$

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{43930 - 2476}{0{,}5041\,(1 + 0{,}0495)} = 78355 \text{ кДж/кмоль раб.см.};$$

для двигателя с впрыском топлива при $n_N = 7000$ мин$^{-1}$

$$\Delta H_u = 119950\,(1 - 1) = 0,$$

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{43930}{0{,}5247\,(1 + 0{,}0325)} = 81089 \text{ кДж/кмоль раб.см.}$$

Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания

$$(mc''_V)^{t_z}_{t_0^c} = \frac{1}{M_2}[M_{CO_2}(mc''_{VCO_2})^{t_z}_{t_0} + M_{CO}(mc''_{VCO})^{t_z}_{t_0} + M_{H_2O}(mc''_{VH_2O})^{t_z}_{t_0} +$$

$$+ M_{H_2}(mc''_{VH_2})^{t_z}_{t_0} + M_{N_2}(mc''_{VN_2})^{t_z}_{t_0}]$$

определяется по эмпирическим формулам, приведенным в табл. 3.6 для интервала температур от 1501 до 2800 °С:

для карбюраторного двигателя

$$(mc''_V)^{t_z}_{t_0} = (1/0{,}536)\cdot[0{,}0655\cdot(39{,}123 + 0{,}003349t_z) +$$

$$+ 0{,}0057(22{,}49 + 0{,}00143t_z) + 0{,}0696(26{,}67 + 0{,}004438t_z) +$$

$$+ 0{,}0029(19{,}678 + 0{,}001758t_z) + 0{,}3923(21{,}951 + 0{,}001457t_z)] =$$

$$= 24{,}656 + 0{,}002077t_z \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{град)};$$

для двигателя с впрыском топлива

$$(mc''_V)^{t_z}_{t_0} = (1/0{,}5524)\cdot[0{,}0712\cdot(39{,}123 + 0{,}003349t_z) +$$

$$+ 0{,}0725(26{,}67 + 0{,}004438t_z) + 0{,}4087(21{,}951 + 0{,}001457t_z)] =$$

$$= 24{,}784 + 0{,}002091t_z \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{град)}.$$

Коэффициент использования теплоты ξ_z зависит от совершенства организации процессов смесеобразования и сгорания топлива. Он повышается за счет снижения потерь теплоты газов в стенки цилиндра и неплотности между поршнем и цилиндром. При увеличении скоростного режима ξ_z снижается. При проведении расчетов двигателя ξ_z выбирается по опытным данным в зависимости от конструктивных особенностей двигателя. На рис. 5.1 приведена достаточно реальная зависимость ξ_z от скоростного режима карбюраторного двигателя, а на рис. 5.2 — аналогичная зависимость для двигателя с впрыском топлива и электронным управлением. В соответствии с рис. 5.1 и 5.2 приняты величины коэффициента использования теплоты для карбюраторного двигателя $\xi_z = 0{,}91$ при $n_N = 5600$ мин$^{-1}$, а для двигателя с впрыском топлива $\xi_z = 0{,}986$ при $n_N = 7000$ мин$^{-1}$. По этим рисункам определены значения ξ_z для всех расчетных режимов.

Температура в конце видимого процесса сгорания

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

для карбюраторного двигателя при $n_N = 5600$ мин$^{-1}$

$$0{,}91\cdot 78355 + 21{,}971\cdot 482 = 1{,}0603\cdot(24{,}656 + 0{,}002077t_z)t_z,$$

или $0{,}002202t_z^2 + 26{,}143t_z - 81893 = 0$,

откуда

$$t_z = (-26{,}143 + \sqrt{26{,}143^2 + 4 \cdot 0{,}002202 \cdot 81893})/(2 \cdot 0{,}002202) =$$

$$= 2575\ ^\circ\text{C};\ T_z = t_z + 273 = 2575 + 273 = 2848\ \text{K};$$

Параметры	Процесс сгорания			
	Карбюраторный двигатель			
n	1000	3200	5600	6000
μ_0	1,0944	1,0633	1,0633	1,0633
μ	1,0898	1,0605	1,0603	1,0602
ΔH_u	8665	2476	2476	2476
$H_{\text{раб.см}}$	74110	78610	78355	78251
$(mc_V'')_{t_0}^{t_z}$	$24{,}298 + 0{,}002033\,t_z$	$24{,}656 + 0{,}02077\,t_z$	$24{,}656 + 0{,}002077\,t_z$	$24{,}656 + 0{,}002077\,t_z$
ξ_z	0,82	0,92	0,91	0,89
$t_z\,^\circ\text{C}$	2264	2602	2575	2530
$T_z\,\text{K}$	2537	2875	2848	2803
p_z	6,8537	7,2884	6,4730	6,2052
$p_{z_д}$	5,8256	6,1951	5,5021	5,5744
λ	3,672	4,033	4,000	3,936
Двигатель с впрыском топлива				
n	900	4000	7000	8000
μ_0	1,0633	1,0528	1,0528	1,0579
μ	1,0609	1,0511	1,0511	1,0560
ΔH_u	2476	0	0	1238
$H_{\text{раб.см}}$	79170	81089	81089	80327
$(mc_V'')_{t_0}^{t_z}$	$24656 + 0{,}002077\,t_z$	$24{,}784 + 0{,}002091\,t_z$		$24{,}720 + 0{,}002085\,t_z$
ξ_z	0,88	0,988	0,986	0,97
$t_z\,^\circ\text{C}$	2571	2849	2832	2772
$T_z\,\text{K}$	2844	3122	3105	3045
p_z	9,7075	10,4315	9,6585	9,1230
$p_{z_д}$	8,2514	8,8668	8,2097	7,7546
λ	3,671	4,036	4,116	4,081

для двигателя с впрыском топлива при $n_N = 7000\ \text{мин}^{-1}$

$$0{,}986 \cdot 81089 + 22{,}043 \cdot 520 = 1{,}0511 \cdot (24{,}784 + 0{,}002091 t_z) t_z,$$

или $0{,}002198t_z^2 + 26{,}0505t_z - 91416 = 0$,

откуда

$$t_z=(-26{,}0505+\sqrt{26{,}0505^2+4\cdot 0{,}002198\cdot 91416})/(2\cdot 0{,}0022198)=$$

$$=2832\,^{\circ}\text{C};\ T_z=t_z+273=2832+273=3105\ \text{К}.$$

Максимальное давление сгорания теоретическое:

для карбюраторного двигателя $p_z=p_c\cdot\mu\cdot T_z/T_c=1{,}6184\cdot 1{,}0603\times$ $\times 2848/755=6{,}4730$ МПа;

для двигателя с впрыском топлива $p_z=2{,}3468\cdot 1{,}0511\cdot 3105/793=$ $=9{,}6585$ МПа.

Максимальное давление сгорания действительное:

для карбюраторного двигателя $p_{z_д}=0{,}85\cdot p_z=0{,}85\cdot 6{,}473=5{,}5021$ МПа;

для двигателя с впрыском топлива $p_{z_д}=0{,}85\cdot 9{,}6585=8{,}2097$ МПа.

Степень повышения давления:

для карбюраторного двигателя $\lambda=p_z/p_c=\dfrac{6{,}4730}{1{,}6184}=4{,}000$;

для двигателя с впрыском топлива $\lambda=\dfrac{9{,}6585}{2{,}3468}=4{,}116$.

Процессы расширения и выпуска. Средний показатель адиабаты расширения k_2 определяется по номограмме (см. рис. 4.8) при заданном ε для соответствующих значений α и T_z, а средний показатель политропы расширения n_2 оценивается по величине среднего показателя адиабаты:

для карбюраторного двигателя при $\varepsilon=8{,}5$, $\alpha=0{,}96$ и $T_z=2848$ К $k_2=1{,}2518$, что позволяет принять $n_2=1{,}251$. На номограмме показано также определение $k_2=1{,}2605$ при $\varepsilon=8{,}5$, $\alpha=0{,}86$ и $T_z=2537$ К;

для двигателя с впрыском топлива при $\varepsilon=11$, $\alpha=1{,}0$ и $T_z=3105$ К определено $k_2=1{,}2489$ и принято $n_2=1{,}248$.

Давление и температура в конце процесса расширения

$$p_b=p_z/\varepsilon^{n_2}\ \text{и}\ T_b=T_z/\varepsilon^{n_2-1}:$$

для карбюраторного двигателя при $n_N=5600$ мин$^{-1}$

$$p_b=6{,}4730/8{,}5^{1{,}251}=0{,}4452\ \text{МПа и}\ T_b=2848/8{,}5^{1{,}251-1}=1665\ \text{К};$$

для двигателя с впрыском топлива $n_N=7000$ мин$^{-1}$

$$p_b=9{,}6585/11^{1{,}248}=0{,}4845\ \text{МПа и}\ T_b=3105/11^{1{,}248-1}=1713\ \text{К}.$$

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов:

$$T_r=\frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b/p_r}};$$

для карбюраторного двигателя при $n_N = 5600$ мин$^{-1}$

$$T_r = \frac{1665}{\sqrt[3]{0{,}4452/0{,}118}} = 1070 \text{ К}, \quad \Delta T_r = 100\,(1070 - 1060)/1060 = +0{,}9\%;$$

для двигателя с впрыском топлива $n_N = 7000$ мин$^{-1}$

$$T_r = \frac{1713}{\sqrt[3]{0{,}4845/0{,}110}} = 1045 \text{ К}, \quad \Delta T_r = 100\,(1045 - 1040)/1040 = +0{,}5\%,$$

где ΔT_r — погрешность расчета.

На всех скоростных режимах температура остаточных газов принята в начале расчета достаточно удачно, так как ошибка не превышает 1%. Только на режимах минимальной частоты вращения ошибка достигает 1,66 и 3,44%.

Параметры	Процесс расширения и выпуска							
	Карбюраторный двигатель				Двигатель с впрыском топлива			
n	1000	3200	5600	6000	900	4000	7000	8000
k_2	1,2605	1,2515	1,2518	1,2522	1,2525	1,2484	1,2489	1,2513
n_2	1,260	1,251	1,251	1,252	1,252	1,248	1,248	1,251
p_b	0,4622	0,5013	0,4452	0,4259	0,4823	0,5232	0,4845	0,4543
T_b	1455	1680	1665	1634	1554	1723	1713	1668
T_r	885	1008	1070	1072	931	1011	1045	1049
ΔT_r, %	−1,66	+0,80	+0,94	+0,18	+3,44	−1,10	−0,48	−0,10

Индикаторные параметры рабочего цикла. Теоретическое среднее индикаторное давление

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

карбюраторного двигателя при $n_N = 5600$ мин$^{-1}$

$$p_i' = \frac{1{,}6184}{8{,}5 - 1}\left[\frac{4{,}000}{1{,}251 - 1}\left(1 - \frac{1}{8{,}5^{1{,}251 - 1}}\right) - \frac{1}{1{,}377 - 1}\left(1 - \frac{1}{8{,}5^{1{,}377 - 1}}\right)\right] =$$

$$= 1{,}1120 \text{ МПа};$$

двигателя с впрыском топлива при $n_N = 7000$ мин$^{-1}$

$$p_i' = \frac{2{,}3468}{11 - 1}\left[\frac{4{,}116}{1{,}248 - 1}\left(1 - \frac{1}{11^{1{,}248 - 1}}\right) - \frac{1}{1{,}376 - 1}\left(1 - \frac{1}{11^{1{,}376 - 1}}\right)\right] =$$

$$= 1{,}3753 \text{ МПа}.$$

Среднее индикаторное давление $p_i = \varphi_u p_i'$:

карбюраторного двигателя $p_i = 0{,}96 \cdot 1{,}1120 = 1{,}0675$ МПа;

двигателя с впрыском топлива $p_i = 0{,}98 \cdot 1{,}3753 = 1{,}3478$ МПа.

Индикаторный КПД и индикаторный удельный расход топлива

$$\eta_i = p_i l_0 \alpha / (H_u \rho_0 \eta_V) \text{ и } g_i = 3600/(H_u \eta_i):$$

карбюраторного двигателя при $n_N = 5600$ мин$^{-1}$

$$\eta_i = 1{,}0675 \cdot 14{,}957 \cdot 0{,}96/(43{,}93 \cdot 1{,}189 \cdot 0{,}8794) = 0{,}3341;$$

$$g_i = 3600/(43{,}93 \cdot 0{,}3341) = 245 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)};$$

двигателя с впрыском топлива при $n_N = 7000$ мин$^{-1}$

$$\eta_i = 1{,}3478 \cdot 14{,}957 \cdot 1{,}0/(43{,}93 \cdot 1{,}189 \cdot 0{,}9610) = 0{,}4016;$$

$$g_i = 3600/(43{,}93 \cdot 0{,}4016) = 204 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$

Эффективные показатели двигателя. Среднее давление механических потерь для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением $S/D \leqslant 1$

$$p_м = 0{,}034 + 0{,}0113 v_{п.ср}.$$

Для карбюраторного двигателя, предварительно приняв ход поршня S равным 78 мм, получим значение средней скорости поршня при $n_N = 5600$ мин$^{-1}$

$$v_{п.ср} = S n_N/(10^4 \cdot 3) = 78 \cdot 5600/(10^4 \cdot 3) = 14{,}56 \text{ м/с}.$$

Тогда

$$p_м = 0{,}034 + 0{,}0113 \cdot 14{,}56 = 0{,}1985 \text{ МПа}.$$

Для двигателя с впрыском топлива, приняв ход поршня равным 77 мм, получим значение средней скорости поршня при $n_N = 7000$ мин$^{-1}$

$$v_п = 77 \cdot 7000/(10^4 \cdot 3) = 17{,}967 \text{ м/с}.$$

Среднее давление механических потерь определим по формуле для высокофорсированных двигателей с электронным впрыском. Тогда

$$p_м = 0{,}024 + 0{,}0053 v_{п.ср} = 0{,}024 + 0{,}0053 \cdot 17{,}967 = 0{,}1192 \text{ МПа}.$$

Среднее эффективное давление и механический КПД

$$p_e = p_i - p_м \text{ и } \eta_м = p_e/p_i:$$

карбюраторного двигателя $p_e = 1{,}0675 - 0{,}1985 = 0{,}8690$ МПа и $\eta_м = 0{,}869/1{,}0675 = 0{,}8141$;

двигателя с впрыском топлива $p_e = 1{,}3478 - 0{,}1192 = 1{,}2286$ МПа и $\eta_м = 1{,}2286/1{,}3478 = 0{,}9116$.

Эффективный КПД и эффективный удельный расход топлива

$$\eta_e = \eta_i \eta_м \text{ и } g_e = 3600/H_u \eta_e:$$

карбюраторного двигателя $\eta_e = 0{,}3341 \cdot 0{,}8141 = 0{,}2720$ и $g_e = 3600/$ $/43{,}93 \cdot 0{,}272 = 301$ г/(кВт · ч);

двигателя с впрыском топлива $\eta_e = 0{,}4016 \cdot 0{,}9116 = 0{,}3661$ и $g_e =$ $= 3600/43{,}93 \cdot 0{,}3661 = 224$ г/(кВт · ч).

Индикаторные и эффективные параметры двигателей

	Карбюраторный двигатель				Двигатель с впрыском топлива			
n	1000	3200	5600	6000	900	4000	7000	8000
p'_i	1,1317	1,2546	1,1120	1,0600	1,3255	1,4768	1,3753	1,2906
p_i	1,0864	1,2044	1,0675	1,0176	1,2990	1,4473	1,3478	1,2648
η_i	0,3060	0,3612	0,3341	0,3249	0,4095	0,4354	0,4016	0,3750
g_i	268	227	245	252	200	188	204	219
$v_{п.ср}$	2,60	8,32	14,56	15,60	2,310	10,267	17,967	20,533
$p_м$	0,0634	0,1280	0,1985	0,2103	0,0362	0,0784	0,1192	0,1328
p_e	1,0230	1,0764	0,8690	0,8073	1,2628	1,3689	1,2286	1,1320
$\eta_м$	0,9416	0,8937	0,8141	0,7933	0,9721	0,9458	0,9116	0,8956
η_e	0,2881	0,3228	0,2720	0,2577	0,3981	0,4118	0,3661	0,3359
g_e	284	254	301	318	206	199	224	244

Основные параметры цилиндра и двигателя. Литраж:
кабюраторного двигателя

$$V_л = 30\tau N_e/(p_e n) = 30 \cdot 4 \cdot 60/(0{,}869 \cdot 5600) = 1{,}4795 \text{ л};$$

двигателя с впрыском топлива

$$V_л = 30 \cdot 4 \cdot 110/(1{,}2286 \cdot 7000) = 1{,}5348 \text{ л}.$$

Рабочий объем одного цилиндра:
карбюраторного двигателя

$$V_h = V_л/i = 1{,}4795/4 = 0{,}3699 \text{ л};$$

двигателя с впрыском топлива

$$V_h = 1{,}5348/4 = 0{,}3837 \text{ л}.$$

Диаметр цилиндра. Так как ход поршня предварительно был принят $S=78$ мм для карбюраторного двигателя и $S=77$ мм для двигателя с впрыском топлива, то

$$D=2\cdot 10^3\sqrt{V_h/(\pi S)}=2\cdot 10^3\sqrt{0{,}3699/(3{,}14\cdot 78)}=77{,}72 \text{ мм};$$

$$D=2\cdot 10^3\sqrt{0{,}3837/(3{,}14\cdot 77)}=79{,}65 \text{ мм}.$$

Окончательно принимается для карбюраторного двигателя $D=78$ мм и $S=78$ мм, а для двигателя с впрыском топлива — $D=80$ мм и $S=77$ мм.

Основные параметры и показатели двигателей определяются по окончательно принятым значениям D и S:

площадь поршня $F_п=\pi D^2/(4\cdot 100)$ см^2;

литраж двигателя $V_л=\pi D^2 Si/(4\cdot 10^6)$ л;

мощность двигателя $N_e=p_e V_л n/30\tau$ кВт;

литровая мощность двигателя $V_л=N_e/V_л$;

крутящий момент $N_e=\frac{3\cdot 10^4 N_e}{\pi\ n}$ Н·м;

часовой расход топлива $G_т=N_e g_e\cdot 10^{-3}$ кг/ч.

Параметры	Основные параметры и показатели двигателей							
	Карбюраторный двигатель				Двигатель с впрыском топлива			
n, мин	1000	3200	5600	6000	900	4000	7000	8000
$F_п$, см^2	47,76				50,24			
$V_л$, л	1,49				1,547			
$N_л$, кВт/л	40,55				71,67			
N_e, кВт	12,70	42,77	60,42	60,14	14,65	70,59	110,87	116,83
M_e, Н·м	121,3	127,7	103,1	95,8	155,4	168,5	151,2	139,5
G_T, кг/ч	3,607	10,864	18,186	19,125	3,018	14,047	24,835	26,170

Построение индикаторных диаграмм. Индикаторная диаграмма карбюраторного двигателя (см. рис. 4.14) построена для номинального режима работы двигателя, т. е. при $N_e=60{,}42$ кВт и $n=5600$ мин$^{-1}$, аналитическим методом.

Масштабы диаграммы: масштаб хода поршня $M_S=1$ мм в мм; масштаб давлений $M_p=0{,}05$ МПа в мм.

Величины в приведенном масштабе, соответствующие рабочему объему цилиндра и объему камеры сгорания (см. рис. 4.14):

$$AB=S/M_s=78/1{,}0=78 \text{ мм}; \quad OA=AB/(\varepsilon-1)=$$

$$=78/(8{,}5-1)=10{,}4 \text{ мм}.$$

Максимальная высота диаграммы (точка z)

$$p_z/M_p = 6{,}473/0{,}05 = 129{,}5 \text{ мм}.$$

Ординаты характерных точек:

$$p_a/M_p = 0{,}085/0{,}05 = 1{,}7 \text{ мм}; \; p_c/M_p = 1{,}6184/0{,}05 = 32{,}4 \text{ мм};$$

$$p_b/M_p = 0{,}4452/0{,}05 = 8{,}9 \text{ мм}; \; p_r/M_p = 0{,}118/0{,}05 = 2{,}4 \text{ мм};$$

$$p_0/M_p = 0{,}1/0{,}05 = 2 \text{ мм}.$$

Построение политроп сжатия и расширения аналитическим методом:

а) политропа сжатия $p_x = p_a(V_a/V_x)^{n_1}$. Отсюда

$$p_x/M_p = (p_a/M_p)(OB/OX)^{n_1} = 1{,}7\,(88{,}4/OX)^{1{,}377} \text{ мм},$$

где $OB = OA + AB = 10{,}4 + 78 = 88{,}4$ мм;

б) политропа расширения $p_x = p_b(V_b/V_x)^{n_2}$. Отсюда

$$p_x/M_p = (p_b/M_p)(OB/OX)^{n_2} = 8{,}9\,(88{,}4/OX)^{1{,}251} \text{ мм}.$$

Результаты расчета точек политроп приведены в табл. 5.1. Расчетные точки политроп показаны на рис. 4.14 только для наглядности. При выполнении практических расчетов на диаграмме их не показывают.

Теоретическое среднее индикаторное давление

$$p_i' = F_1 M_p / AB = 1725 \cdot 0{,}05/78 = 1{,}106 \text{ МПа},$$

где $F_1 = 1725$ мм^2 — площадь диаграммы *aczba* (см. рис. 4.14).

Таблица 5.1

№ точек	OX, мм	OB/OX	Политропа сжатия			Политропа расширения		
			$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{1,377}$	p_x/Mp, мм	p_x, МПа	$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{1,251}$	p_x/Mp, мм	p_x, МПа
1	10,4	8,5	19,04	32,4	1,62 (точка c)	14,55	129,5	6,47 (точка z)
2	11,0	8	17,52	29,8	1,49	13,48	120,0	6,00
3	12,6	7	14,57	24,8	1,24	11,41	101,5	5,08
4	17,7	5	9,173	15,6	0,78	7,490	66,7	3,34
5	22,1	4	6,747	11,5	0,58	5,666	50,4	2,52
6	29,5	3	4,539	7,7	0,385	3,953	35,2	1,76
7	44,2	2	2,597	4,4	0,22	2,380	21,2	1,06
8	58,9	1,5	1,748	3,0	0,15	1,661	14,8	0,74
9	88,4	1	1	1,7	0,085 (точка a)	1	8,9 (точка b)	0,445

Величина $p_i' = 1{,}106$ МПа, полученная планиметрированием индикаторной диаграммы, очень близка к величине $p_i' = 1{,}112$ МПа, полученной в тепловом расчете.

Скругление индикаторной диаграммы осуществляется на основании следующих соображений и расчетов. Так как рассчитываемый двигатель достаточно быстроходный ($n = 5600$ 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° до прихода поршня в в.м.т., а закрытие (точка a'') — через 60° после прохода поршнем н.м.т.; начало открытия выпускного клапана (точка b') принимается за 55° до прихода поршня в н.м.т., а закрытие (точка a') — через 25° после прохода поршнем в.м.т. Учитывая быстроходность двигателя, угол опережения зажигания θ принимается равным 35°, а продолжительность периода задержки воспламенения — $\Delta\varphi_1 = 5°$.

В соответствии с принятыми фазами газораспределения и углом опережения зажигания определяют положение точек r', a', a'', c', f и b' по формуле для перемещения поршня (см. гл. 7):

$$AX = \frac{AB}{2}\left[(1-\cos\varphi)+\frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\varphi)\right],$$

где λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Выбор величины λ производится при проведении динамического расчета, а при построении индикаторной диаграммы предварительно принимается $\lambda = 0{,}285$.

Расчеты ординат точек r', a', a'', c', f и b' сведены в табл. 5.2.

Таблица 5.2

Обозначение точек	Положение точек	$\varphi°$	$(1-\cos\varphi)+\frac{\lambda}{4}\cdot(1-\cos 2\varphi)$	Расстояние точек от в.м.т. (АХ), мм
r'	18° до в.м.т.	18	0,0655	2,6
a'	25° после в.м.т.	25	0,1223	4,8
a''	60° после н.м.т.	120	1,6069	62,5
c'	35° до в.м.т.	35	0,2313	9,0
f	30° до в.м.т.	30	0,1697	6,6
b'	55° до н.м.т.	125	1,6667	65,0

Положение точки c'' определяется из выражения

$$p_{c''} = (1{,}15 \div 1{,}25)p_c = 1{,}25 \cdot 1{,}6184 = 2{,}023 \text{ МПа};$$

$$p_c''/M_p = 2{,}023/0{,}05 = 40{,}5 \text{ мм}.$$

Действительное давление сгорания

$$p_{z_д} = 0{,}85 p_z = 0{,}85 \cdot 6{,}473 = 5{,}5021 \text{ МПа};$$

$$p_{z_д}/M_p = 5{,}5021/0{,}05 = 110 \text{ мм}.$$

Нарастание давления от точки c'' до $z_д$ составляет 5,5021 — 2,023 = 3,479 МПа или 3,479/12 = 0,29 МПа/град п.к.в., где 12° — положение точки $z_д$ по горизонтали (для упрощения дальнейших расчетов можно принять, что действительное максимальное давление сгорания $p_{z_д}$ достигается через — 10° после в.м.т., т. е. при повороте коленчатого вала на 370°).

Соединяя плавными кривыми точки r с a', c' с c'' и далее с $z_д$ и кривой расширения b' с b'' (точка b'' располагается обычно между точками b и a) и линией выпуска $b''r'r$, получим скругленную действительную индикаторную диаграмму $ra'ac'fc''z_дb'b''r$.

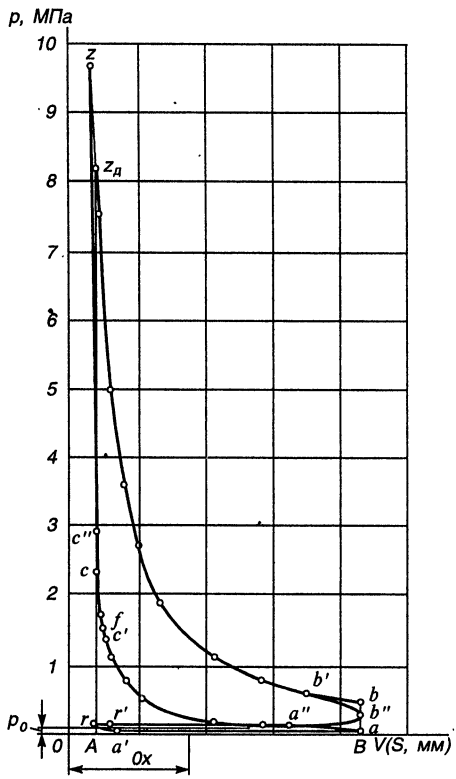


Рис. 5.3. Построение индикаторной диаграммы двигателя с впрыском топлива аналитическим методом

Построение индикаторной диаграммы двигателя с впрыском топлива (рис. 5.3) осуществлено также для номинального режима ($N_e = 110{,}87$ и $n = 7000$ мин$^{-1}$) работы двигателя и в тех же масштабах. При этом:

$AB = S/M_S = 77/1{,}0 = 77$ мм; $OA = AB/(\varepsilon - 1) = 77/(11 - 1) = 7{,}7$ мм; максимальная высота диаграммы (точка z) $p_z/M_p = 9{,}6585/0{,}05 = 193{,}2$ мм; ординаты характерных точек: $p_a = 0{,}0866/0{,}05 = 1{,}7$ мм; $p_c = 2{,}3468/0{,}05 = 46{,}9$ мм; $p_в = 0{,}4845/0{,}05 = 9{,}7$ мм; $p_z = 0{,}11/0{,}05 = 2{,}2$ мм; $p_o = 0{,}1/0{,}05 = 2$ мм.

Результаты расчета политроп сжатия и расширения приведены в табл. 5.3, а расчетные точки показаны на рис. 5.3.

Теоретическое среднее индикаторное давление, определенное по площади индикаторной диаграммы $p_i' = F_1 M_p/AB = 2070 \cdot 0{,}05/77 = 1{,}3442$, где $F_1 = 2070$ мм^2 — площадь диаграммы *aczba* (см. рис. 5.3).

Таблица 5.3

№ точек	OX, см	$\frac{OB}{OX}$	Политропа сжатия			Политропа расширения		
			$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{1,376}$	$\frac{P_x}{M_p}$, мм	P_x, МПа	$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{1,248}$	$\frac{P_x}{M_p}$, мм	P_x, МПа
1	7,7	11	27,10	47,0	2,35 (точка c)	19,94	193,2	9,66 (точка z)
2	9,4	9	20,56	35,6	1,78	15,52	150,2	7,51
3	13,0	6,5	13,14	22,8	1,14	10,34	100,1	5,01
4	16,9	5	9,16	15,9	0,795	7,53	72,1	3,61
5	21,2	4	6,74	11,7	0,585	5,64	54,6	2,73
6	28,2	3	4,5	7,85	0,393	3,94	38,1	1,91
7	42,3	2	3,03	4,50	0,225	2,76	23,0	1,15
8	56,5	1,5	1,75	3,03	0,151	1,66	16,1	0,81
9	84,7	1	1	1,73	0,087 (точка a)	1	9,7	0,485 (точка b)

Величина $p'_r = 1{,}374$ МПа, полученная планиметрированием индикаторной диаграммы *aczba*, очень близка к величине $p'_i = 1{,}3753$ МПа, полученной в тепловом расчете.

Так как рассчитываемый двигатель высокофорсированный ($n = 7000$ мин$^{-1}$), то фазы газораспределения несколько расширены по сравнению с карбюраторным двигателем. Начало открытия выпускного клапана (точка r') происходит за 25° до прихода поршня в в.м.т., а закрытие (точка a'') — через 70° после прохода поршнем н.м.т.; начало открытия выпускного клапана (точка b') осуществляется за 60° до прихода поршня в н.м.т., а закрытие (точка a') — через 30° после прохода поршнем в.м.т. Учитывая достаточно высокую быстроходность двигателя, угол опережения зажигания θ устанавливается равным 40° (точка c'), а продолжительность периода задержки воспламенения $\Delta\varphi_1 = 7°$. Точка f расположена за $33° = 40° - 7°$ до в.м.т.

В соответствии с принятыми фазами газораспределения и углом опережения зажигания произведен расчет положения точек r', a', a'', c', f и b' аналогично соответствующему расчету карбюраторного двигателя, а результаты расчета сведены в табл. 5.4. Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна принято равным $\lambda = 0{,}280$.

Положение точки c'' — $p_{c''} = 1{,}25 \cdot p_{c'} = 1{,}25 \cdot 2{,}3462 = 2{,}933$ МПа; $p_{c''}/M_p = 2{,}933/0{,}05 = 58{,}6$ мм.

Положение точки $z_д$ — $p_{z_д} = 8{,}2097$ МПа; $p_{z_д}/M_p = 8{,}2097/0{,}05 = 164{,}2$ мм.

Таблица 5.4

Обозначение точек	Положение точек	$\varphi°$	$(1+\cos\varphi)+\frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\varphi)$	Расположение точек от в.м.т. (AX), мм
r'	25° до в.м.т.	25	0,1226	4,7
a'	30° после в.м.т.	30	0,1690	6,5
a''	70° после н.м.т.	110	1,4656	56,4
c'	40° до в.м.т.	40	0,2918	11,2
f	33° до в.м.т.	33	0,0584	2,25
b'	60° до в.м.т.	120	1,6050	61,8

Нарастание давления от точки c'' до точки $z_д$ составит 8,2097 — —2,933 = 5,277 МПа или 5,277/15 = 3,518 МПа/град п.к.в., где 15° — положение точки $z_д$ по горизонтали, в которой $p_{z_д}$ достигает своего максимального значения.

Соединяя плавной линией точки r с a', c с c' и далее с $z_д$ и политропой расширения, b' с b'' и линией выпуска b'' r' r, получим скругленную действительную индикаторную диаграмму $ra'ac'fc''z_дb'b''r$ двигателя с впрыском топлива.

Тепловой баланс двигателей внутреннего сгорания

Тепло, выделяющееся при сгорании топлива в цилиндрах двигателя, не может быть полностью преобразовано в полезную механическую работу. В термодинамическом цикле эффективность превращения тепла в работу оценивается термическим коэффициентом полезного действия η_t, который всегда остается меньше единицы вследствие передачи части тепла холодному источнику. В реальном двигателе потери тепла возрастают из-за трения, теплообмена, неполноты сгорания и других причин. В связи с этим эффективный КПД η_e цикла имеет меньшее значение по сравнению с величиной η_t.

Распределение тепловой энергии топлива, сгорающего в двигателе, наглядно иллюстрируется составляющими внешнего теплового баланса, которые определяются при установившемся тепловом состоянии двигателя в процессе его испытаний. Приближенно составляющие теплового баланса можно найти аналитически по данным теплового расчета двигателя.

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

В общем виде внешний тепловой баланс двигателя может быть представлен в виде следующих составляющих:

$$Q_o = Q_e + Q_г + Q_в + Q_{н.с.} + Q_{ост.} = H_u G_т / 3{,}6, \quad (5.1)$$

где Q_o — общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом;

теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя за 1 с:

$$Q_e = 1000 N_e; \quad (5.2)$$

теплота, потерянная с отработавшими газами:

$$Q_r = (G_т/3{,}6)\{M_2[(mc''_V)^{t_r}_{t_0} + 8{,}315]t_r - M_1(mc_V)^{20}_{t_0} + 8{,}315]t_0\}. \quad (5.3)$$

Теплота, передаваемая охлаждающей среде:

$$Q_в = ciD^{1+2m} n^m (H_u - \Delta H_u)/(\alpha H_u), \quad (5.4)$$

где $c = 0{,}45 - 0{,}53$ — коэффициент пропорциональности для четырехтактных двигателей. В расчетах принято $c = 0{,}5$; i — число цилиндров; D — диаметр цилиндра, см; n — частота вращения коленчатого вала двигателя, мин$^{-1}$; $m = 0{,}5 - 0{,}7$ — показатель степени для четырехтактных двигателей. В расчетах принято для карбюраторного двигателя при $n = 1000$ мин$^{-1}$ $m = 1{,}6$, а на всех остальных скоростных режимах — $m = 0{,}65$. Для двигателя с впрыском топлива принято: $m = 0{,}58$ при $n = 900$ мин$^{-1}$, $m = 0{,}64$ при $n = 4000$ мин$^{-1}$, $m = 0{,}66$ при $n = 7000$ мин$^{-1}$ и $m = 0{,}65$ при $n = 8000$ мин$^{-1}$;

теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива:

$$Q_{н.с.} = \Delta H_u G_т / 3{,}6; \quad (5.5)$$

неучтенные потери теплоты:

$$Q_{ост.} = Q_o - (Q_e + Q_г + Q_в + Q_{н.с.}). \quad (5.6)$$

Знание абсолютных значений составляющих теплового баланса позволяет осуществить количественную оценку распределения теплоты в двигателе. Если же необходимо сравнить распределение теплоты в различных двигателях или оценить степень теплоиспользования конкретного двигателя, то составляющие теплового баланса удобнее представлять в относительных величинах, например, в процентах по отношению ко всей теплоте, подведенной с топливом:

$$q_o = q_e + q_г + q_в + q_{н.с.} + q_{ост.} = 100\%. \quad (5.7)$$

Величины отдельных составляющих теплового баланса двигателя не являются постоянными, а изменяются в процессе его работы в зависимости от нагрузки, быстроходности и других факторов.

Характер распределения теплоты, подводимой в цилиндр с топливом, в процессе превращения в полезную эффективную работу наглядно может быть представлен в виде кривых теплового баланса. Графические зависимости строятся на основании определения каждой составляющей в зависимости от частоты вращения, нагрузки, качества смеси и т. д. Необходимые для построения указанных кривых теплового баланса данные получают при проведении специальных испытаний двигателя либо путем использования результатов ранее выполненных экспериментов. Тепловой баланс может быть также построен по данным теплового расчета двигателя с использованием формул (5.1) — (5.7).

Тепловые балансы карбюраторного двигателя и двигателя с впрыском топлива.

Общее количество теплоты, введенной в двигатели при номинальном скоростном режиме (все данные взяты из теплового расчета):

карбюраторный двигатель — $Q_0 = 43930 \cdot 18{,}186/3{,}6 = 221920$ Дж/с;

двигатель с впрыском топлива — $Q_0 = 43930 \cdot 24{,}835/3{,}6 = 303056$ Дж/с.

Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 с:

карбюраторный двигатель — $Q_e = 1000 \cdot 60{,}42 = 60420$ Дж/с;

двигатель с впрыском топлива — $Q_e = 1000 \cdot 110{,}87 = 110870$ Дж/с.

Теплота, передаваемая охлаждающей среде:

карбюраторный двигатель — $Q_в = 0{,}5 \cdot 4 \cdot 7{,}8^{1+2 \cdot 0{,}65} \cdot 5600^{0{,}65} \times$ $\times (43930 - 2476)/(0{,}96 \cdot 43930) = 60510$ Дж/с;

двигатель с впрыском топлива — $Q_в = 0{,}5 \cdot 4 \cdot 8{,}0^{1+2 \cdot 0{,}66} \cdot 7000^{0{,}66} \times$ $\times (43930 - 0)/(1 \cdot 43930) = 85894$ Дж/с.

Теплота, унесенная с отработавшими газами:

карбюраторный двигатель — $Q_г = (18{,}186/3{,}6)\{0{,}536[25{,}300 + 8{,}315] \cdot 797 - 0{,}5041[20{,}775 + 8{,}315]20\} = 71060$ Дж/с;

где $(mc''_V)^{t_r}_{t_0} = 25{,}300$ кДж/(кмоль · град) — теплоемкость отработавших газов (определена по табл. 3.8 методом интерполяции при $\alpha = 0{,}96$ и $t_r = T_r - 273 = 1070 - 273 = 797$ °С); $(mc_V)^{20}_{t_0} = 20{,}775$ кДж/(кмоль · град) — теплоемкость свежего заряда (определена по табл. 3.6 для воздуха методом интерполяции при $t_0 = T_0 - 273 = 293 - 273 = 20$ °С);

двигатель с впрыском топлива $Q_г = (24{,}835/3{,}6) \cdot \{0{,}5524[25{,}323 + 8{,}315] \cdot 772 - 0{,}5247[20{,}775 + 8{,}315]20\} = 96861$ Дж/с, где $(mc''_V)^{t_r}_{t_0} = 25{,}323$ кДж/(кмоль · град) — теплоемкость отработавших газов (определена по табл. 3.8 методом интерполяции при $\alpha = 1{,}0$ и $t_r = T_r - 273 = 1045 - 273 = 772$ °С).

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива:

карбюраторный двигатель $Q_{н.с.} = 2476 \cdot 18{,}186/3{,}6 = 12510$ Дж/с;

двигатель с впрыском топлива $Q_{н.с.} = 0$, так как $\Delta H_u = 0$ при $\alpha = 1$.

Неучтенные потери теплоты:

карбюраторный двигатель $Q_{ост} = 221920 - (60420 + 60510 + 71060 + 12510) = 17420$ Дж/с;

двигатель с впрыском топлива $Q_{ост} = 303056 - (110870 + 85894 + 96861 + 0) = 9431$ Дж/с.

Составляющие тепловых балансов карбюраторного двигателя и двигателя с впрыском топлива представлены в табл. 5.5 и 5.6, а также на рис. 5.4 и 5.5.

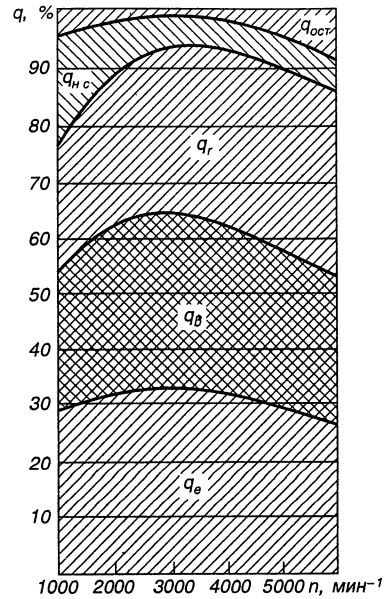


Рис. 5.4. Зависимость составляющих теплового баланса карбюраторного двигателя от частоты вращения коленчатого вала

Из приведенных таблиц и рисунков видно, что основная часть теплоты топлива расходуется на эффективную работу, нагрев охлаждающей среды и потери с отработавшими газами. Наиболее ярко это выражено в двигателях с впрыском топлива, которые имеют возможность устойчиво работать на смеси стехиометрического состава или очень близкого состава к $\alpha = 1$.

На величину теплоты, отводимой охлаждающей средой, оказывают влияние многие эксплуатационные и конструктивные факторы. С увеличением частоты вращения двигателя и температуры охладителя, а также коэффициента избытка воздуха величина $Q_в$ уменьшается, а с увеличением размеров охлаждающей поверхности и отношения хода поршня к диаметру цилиндра двигателя возрастает. Из всего количества теплоты, отдаваемой охладителю, наибольшая часть (до 60 — 65%) воспринимается стенками цилиндра и камеры сгорания во время процессов сгорания и расширения, остальная часть — в течение выпуска.

Уменьшение доли теплоты, отводимой с охладителем, повышает долю теплоты, отводимой с выпускными газами. В двигателях с газотурбинным наддувом такое перераспределение теплоты приводит к повышению располагаемой энергии выпускных газов и, следовательно, к увеличению работы в газовой турбине. Этот принцип реализуется в комбинированных двигателях с уменьшенным теплоотводом от рабочего тела («адиабатный дизель») за счет

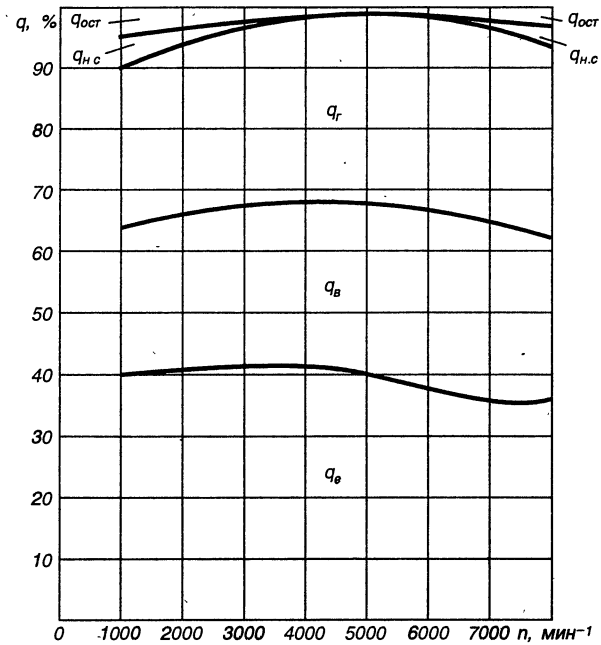


Рис. 5.5. Зависимость составляющих теплового баланса двигателя с впрыском топлива от частоты вращения коленчатого вала

тепловой изоляции деталей камеры сгорания и выпускного трубопровода керамическими материалами.

Таблица 5.5

Составляющие теплового баланса	Карбюраторный двигатель							
	Частота вращения двигателя, мин$^{-1}$							
	1000		3200		5600		6000	
	Q, Дж/с	q, %	Q, Дж/с	q, %	Q, Дж/с	q, %	Q, Дж/с	q, %
Теплота, эквивалентная эффективной работе	12700	28,9	42770	32,3	60420	27,2	60140	25,8
Теплота, передаваемая охлаждающей среде	10810	24,6	42050	31,7	60510	27,3	63280	27,1
Теплота, унесенная с отработавшими газами	9610	21,8	38770	29,3	71060	32,0	74940	32,1
Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива	8680	19,7	7470	5,6	12510	5,7	13150	5,6
Неучтенные потери теплоты	2220	5,0	1510	1,1	17420	7,8	21870	9,4
Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом	44020	100	132570	100	221920	100	233380	100

Таблица 5.6

Составляющие теплового баланса	Двигатель с впрыском топлива							
	Частота вращения коленчатого вала, $мин^{-1}$							
	900		4000		7000		8000	
	Q, Дж/с	q, %	Q, Дж/с	q, %	Q, Дж/с	q, %	Q, Дж/с	q, %
Теплота, эквивалентная эффективной работе	14650	39,8	70590	41,2	110870	36,6	116830	36,6
Теплота, передаваемая охлаждающей среде	9072	24,6	46281	27,0	85894	28,3	82253	25,8
Теплота, унесенная с отработавшими газами	9521	25,9	52187	30,4	96861	32,0	100562	31,5
Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива	2076	5,6	0	0	0	0	9000	2,8
Неучтенные потери теплоты	1509	4,1	2354	1,4	9431	3,1	10702	3,3
Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом	36828	100	171412	100	303056	100	319347	100

5.3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ И ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДИЗЕЛЯ

Произвести расчет четырехтактного дизеля, предназначенного для грузового автомобиля. Дизель восьмицилиндровый ($i=8$) с неразделенными камерами сгорания, объемным смесеобразованием, частотой вращения коленчатого вала при максимальной мощности $n=2600$ $мин^{-1}$ и степенью сжатия $\varepsilon=17$. Расчет выполнить для двух вариантов двигателя: а) дизель без наддува с эффективной мощностью $N_e=170$ кВт; б) дизель с турбонаддувом $p_к=0{,}17$ МПа (центробежный компрессор с охлаждаемым корпусом и лопаточным диффузором и радиальная турбина с постоянным давлением перед турбиной).

Тепловой расчет

Топливо. В соответствии с ГОСТ 305-82 для рассчитываемого двигателя принимаем дизельное топливо (для работы в летних условиях — марки Л и для работы в зимних условиях — марки З). Цетановое число топлива — не менее 45.

Средний элементный состав дизельного топлива

$$C=0{,}870;\ H=0{,}126;\ O=0{,}004.$$

Низшая теплота сгорания топлива

$$H_u=33{,}91C+125{,}60H-10{,}89(O-S)-2{,}51(9H+W)=$$
$$=33{,}91\cdot 0{,}87+125{,}60\cdot 0{,}126-10{,}89\cdot 0{,}004-2{,}51\cdot 9\cdot 0{,}126=$$

$=42{,}44$ МДж/кг $=42\,440$ кДж/кг.

Параметры рабочего тела. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$L_0=\frac{1}{0{,}208}\left(\frac{C}{12}+\frac{H}{4}-\frac{O}{32}\right)=\frac{1}{0{,}208}\left(\frac{0{,}87}{12}+\frac{0{,}126}{4}-\frac{0{,}004}{32}\right)=$$

$=0{,}500$ кмоль возд/кг топл.;

$$l_0=\frac{1}{0{,}23}\left(\frac{8}{3}C+8H-O\right)=\frac{1}{0{,}23}\left(\frac{8}{3}0{,}87+8\cdot 0{,}126-0{,}004\right)=$$

$=14{,}452$ кг возд/кг топл.

Коэффициент избытка воздуха. Уменьшение коэффициента избытка воздуха α до возможных пределов уменьшает размеры цилиндра и, следовательно, повышает литровую мощность дизеля, но одновременно с этим значительно возрастает теплонапряженность двигателя, особенно деталей поршневой группы, увеличивается дымность выпускных газов. Лучшие образцы современных дизелей без наддува со струйным смесеобразованием устойчиво работают на номинальном режиме без существенного перегрева при $\alpha=1{,}4$ — $1{,}5$ а с наддувом при $\alpha=1{,}6$ — $1{,}8$. В связи с этим можно принять: $\alpha=1{,}4$ — для дизеля без наддува и $\alpha=1{,}7$ — для дизеля с наддувом.

Количество свежего заряда:

при $\alpha=1{,}4$ $M_1=\alpha L_0=1{,}4\cdot 0{,}5=0{,}7$ кмоль св. зар/кг топл.;
при $\alpha=1{,}7$ $M_1=\alpha L_0=1{,}7\cdot 0{,}5=0{,}85$ кмоль св. зар/кг топл.

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания

$M_{CO_2}=C/12=0{,}87/12=0{,}0725$ кмоль CO_2/кг топл.;
$M_{H_2O}=H/2=0{,}126/2=0{,}063$ кмоль H_2O/кг топл.

При $\alpha=1{,}4$ $M_{O_2}=0{,}208\,(\alpha-1)L_0=0{,}208(1{,}4-1)0{,}5=0{,}0416$ кмоль O_2/кг топл.;

$M_{N_2}=0{,}792\alpha L_0=0{,}792\cdot 1{,}4\cdot 0{,}5=0{,}5544$ кмоль N_2/кг топл.;

при $\alpha=1{,}7$ $M_{O_2}=0{,}208(\alpha-1)L_0=0{,}208(1{,}7-1)0{,}5=0{,}0728$ кмоль O_2/кг топл.;

$M_{N_2}=0{,}792\alpha L_0=0{,}792\cdot 1{,}7\cdot 0{,}5=0{,}6732$ кмоль N_2/кг топл.

Общее количество продуктов сгорания

$$M_2=M_{CO_2}+M_{H_2O}+M_{O_2}+M_{N_2}.$$

При $\alpha=1{,}4$ $M_2=0{,}0725+0{,}063+0{,}0416+0{,}5544=0{,}7315$ кмоль пр. сг/кг топл.;

при $\alpha=1{,}7$ $M_2=0{,}0725+0{,}063+0{,}0728+0{,}6732=0{,}8815$ кмоль пр. сг/кг топл.

Параметры окружающей среды и остаточные газы. Атмосферные условия

$$p_0=0{,}1 \text{ МПа}; \; T_0=293 \text{ К}.$$

Давление окружающей среды для дизелей:

без наддува $p_к=p_0=0{,}1$ МПа;
с наддувом $p_к=0{,}17$ МПа — по заданию.

Температура окружающей среды для дизелей:

без наддува $T_к=T_0=293$ К;
с наддувом $T_к=T_0(p_к/p_0)^{(n_к-1)/n_к}=293(0{,}17/0{,}1)^{(1{,}65-1)/1{,}65}=361$ К,

где $n_к$ — показатель политропы сжатия (для центробежного нагнетателя с охлаждаемым корпусом принят $n_к=1{,}65$).

Температура и давление остаточных газов. Достаточно высокое значение $\varepsilon=17$ дизеля без наддува снижает температуру и давление остаточных газов, а повышенная частота вращения коленчатого вала несколько увеличивает значения T_r и p_r. При наддуве температурный режим двигателя повышается и увеличивает значения T_r и p_r. Поэтому можно принять для дизелей:

без наддува $T_r=750$ К, $p_r=1{,}05\,p_0=1{,}05\cdot 0{,}1=0{,}105$ МПа;
с наддувом $T_r=800$ К, $p_r=0{,}95\,p_к=0{,}95\cdot 0{,}17=0{,}162$ МПа.

Процесс впуска. Температура подогрева свежего заряда. Рассчитываемый двигатель не имеет специального устройства для подогрева свежего заряда. Однако естественный подогрев заряда в дизеле без наддува может достигать $\approx$ 15 — 20 °С, а при наддуве за счет уменьшения температурного перепада между деталями двигателя и температурой наддувочного воздуха величина подогрева сокращается. Поэтому принимаем для дизелей: без наддува $\Delta T=20$ °С; с наддувом $\Delta T=10$ °С.

Плотность заряда на впуске

$$\rho_к=p_к 10^6/(R_в T_к);$$

без наддува $\rho_к=0{,}1\cdot 10^6/(287\cdot 293)=1{,}189$ кг/м^3;
с наддувом $\rho_к=0{,}17\cdot 10^6/(287\cdot 361)=1{,}641$ кг/м^3.

Потери давления на впуске в двигателе:

без наддува $\Delta p_a=(\beta^2+\xi_{вп})\omega_{вп}^2\rho_к\cdot 10^{-6}/2=2{,}7\cdot 70^2\cdot 1{,}189\cdot 10^{-6}/2=$ $=0{,}008$ МПа;

с наддувом $\Delta p_a=2{,}7\cdot 70^2\cdot 1{,}641\cdot 10^{-6}/2=0{,}011$ МПа,

где $(\beta^2+\xi_{вп})=2{,}7$ и $\omega_{вп}=70$ м/с приняты в соответствии со скоростным режимом двигателей и с учетом небольших гидравлических сопротивлений во впускной системе дизеля с наддувом и без наддува.

Давление в конце впуска

$$p_a=p_к-\Delta p_a;$$

без наддува $p_a=0{,}1-0{,}008=0{,}092$ МПа;

с наддувом $p_a=0{,}17-0{,}011=0{,}159$ МПа.

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r=\frac{T_к+\Delta T}{T_r}\frac{p_r}{\varepsilon p_a-p_r};$$

без наддува $\gamma_r=\dfrac{293+20}{750}\dfrac{0{,}105}{17\cdot 0{,}092-0{,}105}=0{,}030;$

с наддувом $\gamma_r=\dfrac{361+10}{800}\dfrac{0{,}162}{17\cdot 0{,}159-0{,}162}=0{,}030.$

Температура в конце впуска

$$T_a=(T_к+\Delta T+\gamma_r T_r)/(1+\gamma_r);$$

без наддува $T_a=(293+20+0{,}03\cdot 750)/(1+0{,}03)=326$ К;

с наддувом $T_a=(361+10+0{,}03\cdot 800)/(1+0{,}03)=384$ К.

Коэффициент наполнения

$$\eta_V=T_к(\varepsilon p_a-p_r)/[(T_к+\Delta T)(\varepsilon-1)p_к];$$

без наддува $\eta_V=293(17\cdot 0{,}092-0{,}105)/[(293+20)(17-1)0{,}1]=$ $=0{,}854$;

с наддувом $\eta_V=361(17\cdot 0{,}159-0{,}162)/[(361+10)(17-1)0{,}17]=$ $=0{,}909$.

Процесс сжатия. Средние показатели адиабаты и политропы сжатия. При работе дизеля на номинальном режиме можно с достаточной степенью точности принять показатель политропы сжатия приблизительно равным показателю адиабаты, который определяется по номограмме (см. рис. 4.4):

а) для дизеля без наддува при $\varepsilon=17$ и $T_a=326$ К

$$n_1 \approx k_1 = 1{,}370;$$

б) для дизеля с наддувом при $\varepsilon = 17$ и $T_a = 384$ К

$$k_1 = 1{,}3615, \text{ а } n_1 \approx 1{,}362.$$

Давление и температура в конце сжатия

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} \text{ и } T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1};$$

без наддува $p_c = 0{,}092 \cdot 17^{1{,}37} = 4{,}462$ МПа, $T_c = 326 \cdot 17^{1{,}37-1} = 930$ К;
с наддувом $p_c = 0{,}159 \cdot 17^{1{,}362} = 7{,}538$ МПа, $T_c = 384 \cdot 17^{1{,}362-1} = 1071$ К.

Средняя мольная теплоемкость в конце сжатия:
а) воздуха $(mc_V)^{t_c}_{t_0} = 20{,}6 + 2{,}638 \cdot 10^{-3} t_c$:

для дизеля без наддува $(mc_V)^{t_c}_{t_0} = 20{,}6 + 2{,}638 \cdot 10^{-3} \cdot 657 = 22{,}333$ кДж/(кмоль · град),

где $t_c = T_c - 273 = 930 - 273 = 657$ °С;

для дизеля с наддувом $(mc_V)^{t_c}_{t_0} = 20{,}6 + 2{,}638 \cdot 10^{-3} \cdot 798 = 22{,}705$ кДж/(кмоль · град),

где $t_c = T_c - 273 = 1071 - 273 = 798$ °С;
б) остаточных газов (определяется по табл. 3.9 методом интерполяции);

для дизеля без наддува при $\alpha = 1{,}4$ и $t_c = 657$ °С

$$(mc''_V)^{t_c}_{t_0} = 24{,}168 \text{ кДж/(кмоль · град)};$$

для дизеля с наддувом при $\alpha = 1{,}7$ и $t_c = 798$ °С

$$(mc''_V)^{t_c}_{t_0} = 24{,}386 \text{ кДж/(кмоль · град)};$$

в) рабочей смеси

$$(mc'_V)^{t_c}_{t_0} = [1/(1+\gamma_r)]\,[(mc_V)^{t_c}_{t_0} + \gamma_r (mc''_V)^{t_c}_{t_0}];$$

для дизеля без наддува $(mc'_V)^{t_c}_{t_0} = [1/(1+0{,}03)]\,[22{,}333 + 0{,}03 \cdot 24{,}168] = 22{,}386$ кДж/(кмоль · град);
для дизеля с наддувом $(mc'_V)^{t_c}_{t_0} = [1/(1+0{,}03)]\,[22{,}705 + 0{,}03 \cdot 24{,}386] = 22{,}754$ кДж/(кмоль · град).

Процесс сгорания. Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси в дизелях:

без наддува $\mu_0 = M_2/M_1 = 0{,}7315/0{,}7 = 1{,}045$;
с наддувом $\mu_0 = M_2/M_1 = 0{,}8815/0{,}85 = 1{,}037$.

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси в дизелях:

без наддува $\mu = (\mu_0 + \gamma_r)/(1 + \gamma_r) = (1{,}045 + 0{,}03)/(1 + 0{,}03) = 1{,}044$;
с наддувом $\mu = (\mu_0 + \gamma_r)/(1 + \gamma_r) = (1{,}037 + 0{,}03)/(1 + 0{,}03) = 1{,}036$.

Теплота сгорания рабочей смеси в дизелях:

без наддува $H_{\text{раб.см}} = H_u[\text{M}_1(1 + \gamma_r)] = 42\,440/[0{,}7(1 + 0{,}03)] = 58\,860$ кДж/кмоль раб. см;
с наддувом $H_{\text{раб.см}} = H_u[\text{M}_1(1 + \gamma_r)] = 42\,440/[0{,}85(1 + 0{,}03)] = 48\,480$ кДж/кмоль раб.см.

Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания в дизелях:

$$(mc''_V)^{t_z}_{t_0} = (1/M_2)\,[M_{\text{CO}_2}(mc''_{V\text{CO}_2})^{t_z}_{t_0} + M_{\text{H}_2\text{O}}(mc''_{V\text{H}_2\text{O}})^{t_z}_{t_0} +$$

$$+ M_{\text{O}_2}(mc''_{V\text{O}_2})^{t_z}_{t_0} + M_{\text{N}_2}(mc''_{V\text{N}_2})^{t_z}_{t_0}];\ (mc''_p)^{t_z}_{t_0} = (mc''_V)^{t_z}_{t_0} + 8{,}315;$$

без наддува $(mc''_V)^{t_z}_{t_0} = (1/0{,}7315)\,[0{,}0725(39{,}123 + 0{,}003349t_z) + 0{,}063(26{,}67 + 0{,}004438t_z) + 0{,}0416(23{,}723 + 0{,}00155t_z) + 0{,}5544(21{,}951 + 0{,}001457t_z)] = 24{,}160 + 0{,}00191t_z$;

$$(mc''_p)^{t_z}_{t_0} = 24{,}160 + 0{,}00191t_z + 8{,}315 = 32{,}475 + 0{,}00191t_z;$$

с наддувом $(mc''_V)^{t_z}_{t_0} = (1/0{,}8815)\,[0{,}0725\,(39{,}123 + 0{,}003349t_z) + 0{,}063(26{,}67 + 0{,}004438t_z) + 0{,}0728(23{,}723 + 0{,}00155t_z) + 0{,}6732 \times (21{,}951 + 0{,}001457t_z)] = 23{,}847 + 0{,}00183t_z$;

$$(mc''_p)^{t_z}_{t_0} = 23{,}847 + 0{,}00183t_z + 8{,}315 = 32{,}162 + 0{,}00183t_z.$$

Коэффициент использования теплоты для современных дизелей с неразделенными камерами сгорания и хорошо организованным струйным смесеобразованием можно принять для двигателей без наддува $\xi_z = 0{,}82$, а при наддуве в связи с повышением теплонапряженности двигателя и созданием более благоприятных условий для протекания процесса сгорания — $\xi_z = 0{,}86$.

Степень повышения давления в дизеле в основном зависит от величины цикловой подачи топлива. С целью снижения газовых нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма целесообразно иметь максимальное давление сгорания не выше 11 — 12 МПа. В связи с этим целесообразно принять для дизеля без наддува $\lambda = 2{,}0$, а с наддувом $\lambda = 1{,}5$.

Температура в конце видимого процесса сгорания

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

для дизеля без наддува $0{,}82 \cdot 58\,860 + [22{,}386 + 8{,}315 \cdot 2]657 + 2270 \times$ $\times (2{,}0 - 1{,}044) = 1{,}044(32{,}475 + 0{,}00191t_z)t_z$ или $0{,}001994t_z^2 + 33{,}904t_z - 76\,069 = 0$,

откуда

$$t_z = (-33{,}904 + \sqrt{33{,}904^2 + 4 \cdot 0{,}001994 \cdot 76069})/(2 \cdot 0{,}001994) =$$

$$= 2007\,^\circ\text{C}; \quad T_z = t_z + 273 = 2007 + 273 = 2280\ \text{К};$$

для дизеля с наддувом $0{,}86 \cdot 48480 + [22{,}754 + 8{,}315 \cdot 1{,}5]798 +$ $+ 2270(1{,}5 - 1{,}036) = 1{,}036(32{,}162 + 0{,}00183t_z)t_z$ или $0{,}0018961t_z^2 +$ $+ 33{,}320t_z - 70860 = 0$,

откуда

$$t_z = (-33{,}32 + \sqrt{33{,}32^2 + 4 \cdot 0{,}001896 + 70860})/(2 \cdot 0{,}001896) =$$

$$= 1919\,^\circ\text{C}; \quad T_z = t_z + 273 = 1919 + 273 = 2192\ \text{К}.$$

Максимальное давление сгорания для дизелей:

без наддува $p_z = \lambda p_c = 2{,}0 \cdot 4{,}462 = 8{,}924$ МПа;
с наддувом $p_z = \lambda p_c = 1{,}5 \cdot 7{,}538 = 11{,}307$ МПа.

Степень предварительного расширения для дизелей:

без наддува $\rho = \mu T_z/(\lambda T_c) = 1{,}044 \cdot 2280/(2{,}0 \cdot 930) = 1{,}28$;
с наддувом $\rho = \mu T_z/(\lambda T_c) = 1{,}036 \cdot 2192/(1{,}5 \cdot 1071) = 1{,}41$.

Процесс расширения. Степень последующего расширения для дизелей:

без наддува $\delta = \varepsilon/\rho = 17/1{,}28 = 13{,}28$;
с наддувом $\delta = \varepsilon/\rho = 17/1{,}41 = 12{,}06$.

Средние показатели адиабаты и политропы расширения для дизелей выбираются следующим образом. На номинальном режиме можно принять показатель политропы расширения с учетом достаточно больших размеров цилиндра, несколько меньше показателя адиабаты расширения, который определяется по номограмме (см. рис. 4.9). Для дизелей:

без наддува при $\delta = 13{,}28$; $T_z = 2280$ и $\alpha = 1{,}4$ $k_2 = 1{,}2728$, а n_2 принимаем равным 1,260;
с наддувом при $\delta = 12{,}06$; $T_z = 2192$ К и $\alpha = 1{,}7$ $k_2 = 1{,}2792$, а n_2 принимаем равным 1,267.

Давление и температура в конце расширения для дизелей:

без наддува $p_b = p_z/\delta^{n_2} = 8{,}924/13{,}28^{1{,}26} = 0{,}343$ МПа;

$T_b = T_z/\delta^{n_2-1} = 2280/13{,}28^{1{,}26-1} = 1164$ К;

с наддувом $p_b = p_z/\delta^{n_2} = 11{,}307/12{,}06^{1{,}267} = 0{,}482$ МПа;

$T_b = T_z/\delta^{n_2-1} = 2192/12{,}06^{1{,}267-1} = 1129$ К.

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов для дизелей:

без наддува $T_r = T_b/\sqrt[3]{p_b/p_r} = 1164/\sqrt[3]{0{,}343/0{,}105} = 784$ К;

$\Delta = 100(784-750)/784 = 4{,}3\%$, что допустимо;

с наддувом $T_r = T_b/\sqrt[3]{p_b/p_r} = 1129/\sqrt[3]{0{,}482/0{,}162} = 786$ К;

$\Delta = 100(786-800)/786 = 1{,}8\%$, что допустимо.

Индикаторные параметры рабочего цикла. Теоретическое среднее индикаторное давление

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon-1}\left[\lambda(\rho-1) + \frac{\lambda\rho}{n_2-1}\left(1-\frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) - \frac{1}{n_1-1}\left(1-\frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right)\right];$$

для дизеля без наддува

$$p_i' = \frac{4{,}462}{17-1}\left[2(1{,}28-1) + \frac{2\cdot 1{,}28}{1{,}26-1}\left(1-\frac{1}{13{,}28^{1{,}26-1}}\right) - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{1{,}37-1}\left(1-\frac{1}{17^{1{,}37-1}}\right)\right] = 1{,}011 \text{ МПа};$$

для дизеля с наддувом

$$p_i' = \frac{7{,}538}{17-1}\left[1{,}5(1{,}41-1) + \frac{1{,}5\cdot 1{,}41}{1{,}267-1}\left(1-\frac{1}{12{,}06^{1{,}267-1}}\right) - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{1{,}362-1}\left(1-\frac{1}{17^{1{,}362-1}}\right)\right] = 1{,}266 \text{ МПа}.$$

Среднее индикаторное давление для дизелей:

без наддува $p_i = \varphi_и p_i' = 0{,}95\cdot 1{,}011 = 0{,}960$ МПа, где коэффициент полноты диаграммы принят $\varphi_и = 0{,}95$;

с наддувом $p_i = \varphi_д p'_i = 0{,}95 \cdot 1{,}266 = 1{,}203$ МПа.

Индикаторный КПД для дизелей

$$\eta_i = p_i l_0 \alpha / (H_u \rho_к \eta_v);$$

без наддува $\eta_i = 0{,}96 \cdot 14{,}452 \cdot 1{,}4 / (42{,}44 \cdot 1{,}189 \cdot 0{,}854) = 0{,}450$;

с наддувом $\eta_i = 1{,}203 \cdot 14{,}452 \cdot 1{,}7 / (42{,}44 \cdot 1{,}641 \cdot 0{,}909) = 0{,}467$.

Индикаторный удельный расход топлива для дизелей:

без наддува $g_i = 3600/(H_u \eta_i) = 3600/(42{,}44 \cdot 0{,}45) = 189$ г/(кВт · ч);

с наддувом $g_i = 3600/(H_u \eta_i) = 3600/(42{,}44 \cdot 0{,}467) = 182$ г/(кВт · ч).

Эффективные показатели двигателя. Среднее давление механических потерь

$$p_м = 0{,}089 + 0{,}0118 v_{п.ср} = 0{,}089 + 0{,}0118 \cdot 10{,}2 = 0{,}212 \text{ МПа},$$

где средняя скорость поршня предварительно принята $v_{п.ср} = 10{,}2$ м/с.

Среднее эффективное давление и механический КПД дли дизелей:

без наддува $p_e = p_i - p_м = 0{,}960 - 0{,}212 = 0{,}748$ МПа;

$\eta_м = p_e / p_i = 0{,}748/0{,}96 = 0{,}779$;

с наддувом $p_e = p_i - p_м = 1{,}203 - 0{,}212 = 0{,}991$ МПа;

$\eta_м = p_e / p_i = 0{,}991/1{,}203 = 0{,}824$.

Эффективный КПД и эффективный удельный расход топлива для дизелей:

без наддува $\eta_e = \eta_i \eta_м = 0{,}45 \cdot 0{,}779 = 0{,}351$;

$$g_e = 3600/(H_u \eta_e) = 3600/(42{,}44 \cdot 0{,}351) = 242 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)};$$

с наддувом $\eta_e = \eta_i \eta_м = 0{,}467 \cdot 0{,}824 = 0{,}385$;

$$g_e = 3600/(H_u \eta_e) = 3600/(42{,}44 \cdot 0{,}385) = 220 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$

Основные параметры цилиндра и двигателя. Литраж двигателя

$$V_л = 30 \tau N_e / (p_e n) = 30 \cdot 4 \cdot 170 / (0{,}748 \cdot 2600) = 10{,}49 \text{ л}.$$

Рабочий объем цилиндра

$$V_h = V_л / i = 10{,}49/8 = 1{,}311 \text{ л}.$$

Диаметр и ход поршня дизеля, как правило, выполняются с отношением хода поршня к диаметру цилиндра $S/D \geqslant 1$. Однако уменьшение S/D для дизеля, так же как и для карбюраторного двигателя, снижает скорость поршня и повышает $\eta_м$. В связи с этим целесообразно принять $S/D=1$:

$$D=100\cdot\sqrt[3]{4V_h/(\pi S/D)}=100\sqrt[3]{4\cdot 1{,}311/(3{,}14\cdot 1)}=118{,}7 \text{ мм}.$$

Окончательно принимаем $D=S=120$ мм.

По окончательно принятым значениям D и S определяются основные параметры и показатели двигателя:

$$V_л=\pi D^2 Si/(4\cdot 10^6)=3{,}14\cdot 120^2\cdot 120\cdot 8/(4\cdot 10^6)=10{,}852 \text{ л};$$

$$F_п=\pi D^2/4=3{,}14\cdot 120^2/4=11\,300 \text{ мм}^2=113 \text{ см}^2;$$

$$v_{п.ср}=Sn/(3\cdot 10^4)=120\cdot 2600/(3\cdot 10^4)=10{,}4 \text{ м/с},$$

что достаточно близко (ошибка $<2\%$) к ранее принятому значению $v_{п.ср}=10{,}2$ м/с;

для дизеля без наддува

$$N_e=p_e V_л n/(30\tau)=0{,}748\cdot 10{,}852\cdot 2600/(30\cdot 4)=175{,}9 \text{ кВт};$$

$$M_e=3\cdot 10^4\cdot N_e/(\pi n)=30\cdot 10^4\cdot 175{,}9/(3{,}14\cdot 2600)=646{,}4 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$G_т=N_e g_e=175{,}9\cdot 0{,}242=42{,}57 \text{ кг/ч};$$

$$N_л=N_e/V_л=175{,}9/10{,}852=16{,}21 \text{ кВт/дм}^3;$$

для дизеля с наддувом

$$N_e=p_e V_л n/(30\tau)=0{,}991\cdot 10{,}852\cdot 2600/(30\cdot 4)=233{,}0 \text{ кВт};$$

$$M_e=3\cdot 10^4\cdot N_e/(\pi n)=3\cdot 10^4\cdot 233{,}0/(3{,}14\cdot 2600)=856{,}2 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$G_т=N_e g_e=233{,}0\cdot 0{,}220=51{,}26 \text{ кг/ч};$$

$$N_л=N_e/V_л=233{,}0/10{,}852=21{,}47 \text{ кВт/дм}^3.$$

Построение индикаторной диаграммы дизеля с наддувом. Масштабы диаграммы (см. рис. 4.15): масштаб хода поршня — $M_s=1{,}5$ мм в мм; масштаб давлений — $M_p=0{,}08$ МПа в мм.

Приведенные величины рабочего объема цилиндра и объема камеры сгорания соответственно:

$$AB=S/M_s=120/1{,}5=80 \text{ мм}; \quad OA=AB/(\varepsilon-1)=80/(17-1)=5 \text{ мм}.$$

Максимальная высота диаграммы (точки z' и z) и положение точки z по оси абсцисс

$$p_z/M_p = 11{,}307/0{,}08 = 141{,}3 \text{ мм};$$

$$z'z = OA(\rho - 1) = 5(1{,}41 - 1) = 2{,}05 \approx 2 \text{ мм}.$$

Ординаты характерных точек:

$$p_0/M_p = 0{,}1/0{,}08 = 1{,}3 \text{ мм}; \; p_x/M_p = 0{,}17/0{,}08 = 2{,}1 \text{ мм};$$

$$p_r/M_p = 0{,}162/0{,}08 = 2{,}025 \text{ мм}; \; p_a/M_p = 0{,}159/0{,}08 = 1{,}988 \text{ мм};$$

$$p_c/M_p = 7{,}538/0{,}08 = 94{,}23 \text{ мм}; \; p_b/M_p = 0{,}482/0{,}08 = 6{,}02 \text{ мм}.$$

Построение политроп сжатия и расширения проводится графическим методом (см. рис. 4.15):

а) для луча OC принимаем угол $\alpha = 15°$;

б) $\operatorname{tg}\beta_1 = (1 + \operatorname{tg}\alpha)^{n_1} - 1 = (1 + \operatorname{tg}15°)^{1{,}362} - 1 = 0{,}381$; $\beta_1 = 20°49'$;

в) используя лучи OD и OC, строим политропу сжатия, начиная с точки c;

г) $\operatorname{tg}\beta_2 = (1 + \operatorname{tg}\alpha)^{n_2} - 1 = (1 + \operatorname{tg}15°)^{1{,}267} - 1 = 0{,}350$; $\beta_2 = 19°14'$;

д) используя лучи OE и OC, строим политропу расширения, начиная с точки z.

Теоретическое среднее индикаторное давление

$$p_i' = F'M_p/AB = 1254 \cdot 0{,}08/80 = 1{,}254 \text{ МПа},$$

что очень близко к величине $p_i' = 1{,}266$ МПа, полученной в тепловом расчете (F' — площадь диаграммы $acz'zba$).

Скругление индикаторной диаграммы. Учитывая достаточную быстроходность рассчитываемого дизеля и величину наддува, ориентировочно устанавливаются следующие фазы газораспределения: впуск — начало (точка r') за 25° до в.м.т. и окончание (точка a'') — 60° после н.м.т.; впуск — начало (точка b') за 60° до н.м.т. и окончание (точка a') — 25° после в.м.т.

С учетом быстроходности дизеля принимается угол опережения впрыска 20° (точка c') и продолжительность периода задержки воспламенения $\Delta\varphi_1 = 8°$ (точка f).

В соответствии с принятыми фазами газораспределения и углом опережения впрыска определяется положение точек b', r', a', a'', c' и f по формуле для перемещения поршня (см. гл. VI):

$$AX = (AB/2)[(1 - \cos\varphi) + (\lambda/4)(1 - \cos 2\varphi)],$$

где λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна. Выбор величины λ производится при проведении динамического расчета, а при построении индикаторной диаграммы ориентировочно устанавливаем $\lambda = 0{,}270$.

Результаты расчета ординат точек b', r', a', a'', c' и f приведены в табл. 5.7.

Таблица 5.7

Обозначение точек	Положение точек	$\varphi°$	$(1-\cos\varphi)+\frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\varphi)$	Расстояние AX точек от в.м.т., мм
b'	60° до н.м.т.	120	1,601	64,0
r'	25° до в.м.т.	25	0,122	4,9
a'	25° после в.м.т.	25	0,122	4,9
a''	60° после н.м.т.	120	1,601	64,0
c'	20° до в.м.т.	20	0,076	3,0
f	(20−8°) до в.м.т.	12	0,038	1,5

Положение точки c'' определяют из выражения

$$p_{c''}=(1{,}15\div 1{,}25)\,p_c=1{,}15\cdot 7{,}538=8{,}669 \text{ МПа};$$

$$p_{c''}/M_p=8{,}669/0{,}08=108{,}34 \text{ мм}.$$

Точка $z_д$ лежит на линии $z'z$ ориентировочно вблизи точки z.

Нарастание давления от точки c'' до $z_д$ составляет 11,307 − −8,669 = 2,638 МПа или 2,638/10 = 0,264 МПа/град п.к.в., где 10 — положение точки $z_д$ по оси абсцисс, град.

Соединяя плавными кривыми точки r с a', c' с f и c'' и далее с $z_д$ и кривой расширения b' с b'' (точка b'' располагается между точками b и a) и далее с r' и r, получаем скругленную индикаторную диаграмму $ra'ac'fc''z_дb'b''r$.

Тепловой баланс

Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом для дизелей:

без наддува $Q_0=H_uG_T/3{,}6=42\,440\cdot 42{,}57/3{,}6=501\,850$ Дж/с;

с наддувом $Q_0=42440\cdot 51{,}26/3{,}6=604\,300$ Дж/с.

Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 с, для дизелей:

без наддува $Q_e=1000N_e=1000\cdot 175{,}9=175900$ Дж/с;

с наддувом $Q_e=1000N_e=1000\cdot 233{,}0=233000$ Дж/с.

Теплота, передаваемая охлаждающей среде, для дизелей:

без наддува $Q_в=CiD^{1+2m}n^m(1/\alpha)=$

$=0{,}48\cdot 8\cdot 12{,}0^{1+2\cdot 0{,}67}\cdot 2600^{0{,}67}(1/1{,}4)=178460$ Дж/с;

с наддувом $Q_в = 0{,}53 \cdot 8 \cdot 12{,}0^{1+2\cdot 0{,}68} \cdot 2600^{0{,}68} \cdot (1/1{,}7) = 184520$ Дж/с,

где C — коэффициент пропорциональности (для четырехтактных двигателей $C = 0{,}45 \div 0{,}53$); i — число цилиндров; D — диаметр цилиндра, см; m — показатель степени (для четырехтактных двигателей $m = 0{,}6 \div 0{,}7$); n — частота вращения коленчатого вала двигателя, мин$^{-1}$.

Теплота, унесенная с отработавшими газами (в дизеле с наддувом часть теплоты отработавших газов используется в газовой турбине),

$$Q_r = (G_т/3{,}6)\,[M_2\,(mc''_p)^{t_r}_{t_0} t_r - M_1\,(mc_p)^{t_к}_{t_0} t_к];$$

для дизеля без наддува $Q_r = (42{,}57/3{,}6)\,[0{,}7315 \cdot 31{,}892 \cdot 511 - 0{,}7 \cdot 29{,}09 \cdot 20] = 136150$ Дж/с,

где $(mc''_p)^{t_r}_{t_0} = (mc'_V)^{t_r}_{t_0} + 8{,}315 = 23{,}577 + 8{,}3 = 31{,}892$ кДж/(кмоль · град); $(mc''_V)^{t_r}_{t_0} = 23{,}577$ — определено по табл. 3.9 методом интерполяции при $\alpha = 1{,}4$ и $t_r = T_r - 273 = 784 - 273 = 511$ °С; $(mc_P)^{t_к}_{t_0} = (mc_V)^{t_к}_{t_0} + 8{,}315 = 20{,}775 + 8{,}315 = 29{,}090$ кДж/(кмоль · град); $(mc_V)^{t_к}_{t_0} = 20{,}775$ — определено по табл. 3.6 (графа «Воздух») при $t_к = T_к - 273 = 293 - 273 = 20$ °С;

для дизеля с наддувом $Q_r = (51{,}26/3{,}6)\,[0{,}8815 \cdot 31{,}605 \cdot 513 - 0{,}85 \cdot 29{,}144 \cdot 88] = 164770$ Дж/с,

где $(mc''_P)^{t_r}_{t_0} = (mc''_V)^{t_r}_{t_0} + 8{,}315 = 23{,}290 + 8{,}315 = 31{,}605$ кДж/(кмоль · град); $(mc''_V)^{t_r}_{t_0} = 23{,}290$ — определено по табл. 3.9 методом интерполяции при $\alpha = 1{,}7$ и $t_r = T_r - 273 = 786 - 273 = 513$ °С; $(mc_P)^{t_к}_{t_0} = (mc_V)^{t_к}_{t_0} + 8{,}315 = 20{,}829 + 8{,}315 = 29{,}144$ кДж/(кмоль · град); $(mc_V)^{t_к}_{t_0} = 20{,}829$ — определено по табл. 3.6 (графа «Воздух») при $t_к = T_к - 273 = 361 - 273 = 88$ °С.

Неучтенные потери теплоты

$$Q_{ост} = Q_0 - (Q_e + Q_в + Q_r);$$

для дизеля без наддува $Q_{ост} = 501850 - (175900 + 178460 + 136150) = 11340$ Дж/с;

для дизеля с наддувом $Q_{ост} = 604300 - (233000 + 184520 + 164770) = 22010$ Дж/с.

Составляющие теплового баланса представлены в табл. 5.8.

Таблица 5.8

Составляющие теплового баланса	Дизель без наддува		Дизель с наддувом	
	Q, Дж/с	q, %	Q, Дж/с	q, %
Теплота, эквивалентная эффективной работе	175900	35,1	233000	38,6
Теплота, передаваемая охлаждающей среде	178460	35,6	184520	30,5
Теплота, унесенная с отработавшими газами	136150	27,1	164770	27,3
Неучтенные потери теплоты	11340	2,2	22010	3,6
Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом	501850	100,0	604300	100,0

Глава 6

СКОРОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

6.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Для анализа работы автомобильных и тракторных двигателей используются различные характеристики: скоростные, нагрузочные, регуляторные, регулировочные и специальные. Обычно все характеристики получают экспериментальным путем при испытаниях двигателей.

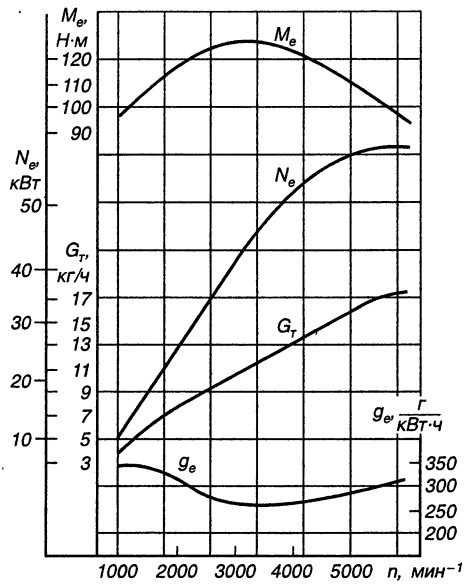


Рис. 6.1. Скоростная характеристика карбюраторного двигателя

При проектировании нового двигателя отдельные характеристики (например, скоростная и нагрузочная) могут быть построены расчетным путем. В этом случае ряд параметров определяют по эмпирическим зависимостям, полученным на основании обработки большого числа опытных данных.

Скоростная характеристика показывает изменение мощности, крутящего момента, расходов топлива и других параметров от частоты вращения коленчатого вала.

В зависимости от положения органа, управляюще-

го подачей топлива, различают внешнюю и частичные скоростные характеристики.

Скоростная характеристика, полученная при полном дросселе (бензиновый двигатель) или при положении рейки топливного насоса (дизель), соответствующем номинальной мощности, называется *внешней*. Внешняя скоростная характеристика позволяет провести анализ и дать оценку мощностных, экономических, динамических и эксплуатационных показателей при работе двигателя с полной нагрузкой.

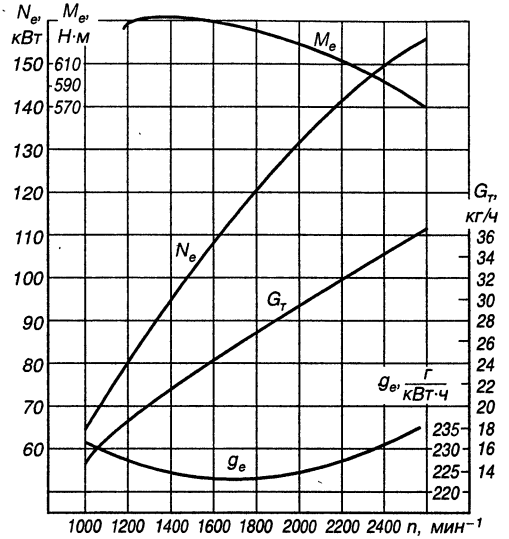


Рис. 6.2. Скоростная характеристика дизеля

Любая скоростная характеристика двигателя, полученная при неполном открытии дроссельной заслонки (бензиновый двигатель) или при положении рейки топливного насоса (дизель), соответствующем частичной мощности, называется *частичной скоростной характеристикой*. Такие характеристики используют для выяснения влияния целого ряда факторов (угла опережения зажигания, состава смеси, минимально устойчивых частот вращения и т. д.) на работу двигателя при частичных нагрузках и дают возможность наметить пути улучшения его мощностных и экономических показателей.

На рис. 6.1 представлена внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя, а на рис. 6.2 — дизеля.

6.2. ПОСТРОЕНИЕ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

При построении внешних скоростных характеристик вновь проектируемых двигателей иногда используют результаты теплового расчета, проведенного для нескольких режимов работы двигателя с полной нагрузкой. Однако этот метод расчета скоростных характеристик дает надежные результаты только при наличии достаточно полных экспериментальных данных по целому ряду параметров работы двигателя на частичных скоростных режимах (см. § 5.2).

С достаточной степенью точности внешнюю скоростную характеристику можно построить по результатам теплового расчета, проведенного для одного режима работы двигателя — режима

максимальной мощности, и использования эмпирических зависимостей.

Построение кривых скоростной характеристики ведется в интервале: а) для бензиновых двигателей от $n_{min}=600-1000$ мин$^{-1}$ до $n_{max}=(1{,}05-1{,}20)n_N$; б) для дизелей от $n_{min}=300-800$ мин$^{-1}$ до n_N, где n_N — частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности.

Максимальная частота вращения коленчатого вала ограничивается: условиями качественного протекания рабочего процесса, термическим напряжением деталей, допустимой величиной инерционных усилий и т. д.; минимальная — определяется условиями устойчивой работы двигателя при полной нагрузке.

Расчетные точки кривой эффективной мощности определяются по следующим эмпирическим зависимостям через каждые 500 — 1000 мин$^{-1}$:

для бензиновых двигателей

$$N_{ex}=N_e\frac{n_x}{n_N}\left[1+\frac{n_x}{n_N}-\left(\frac{n_x}{n_N}\right)^2\right]; \tag{6.1}$$

для дизелей с неразделенными камерами

$$N_{ex}=N_e\frac{n_x}{n_N}\left[0{,}87+1{,}13\frac{n_x}{n_N}-\left(\frac{n_x}{n_N}\right)^2\right]; \tag{6.2}$$

для дизелей с предкамерой

$$N_{ex}=N_e\frac{n_x}{n_N}\left[0{,}6+1{,}4\frac{n_x}{n_N}-\left(\frac{n_x}{n_N}\right)^2\right]; \tag{6.3}$$

для дизелей с вихревой камерой

$$N_{ex}=N_e\frac{n_x}{n_N}\left[0{,}7+1{,}3\frac{n_x}{n_N}-\left(\frac{n_x}{n_N}\right)^2\right]. \tag{6.4}$$

В формулах (6.1) — (6.4) принято: N_e и n_N — номинальная эффективная мощность (кВт) и частота вращения коленчатого вала (мин$^{-1}$) при номинальной мощности; N_{ex} и n_x — эффективная мощность (кВт) и частота вращения коленчатого вала (мин$^{-1}$) в искомой точке скоростной характеристики двигателя.

По рассчитанным точкам в масштабе M_N строят кривую эффективной мощности.

Точки кривой эффективного крутящего момента (Н·м) определяют по формуле

$$M_{ex}=3\cdot 10^4 N_{ex}/(\pi n_x). \quad (6.5)$$

Кривая крутящего момента, построенная в масштабе M_M, выражает также изменение среднего эффективного давления, но в масштабе M_p (МПа/мм):

$$M_p=M_M\pi\tau/(10^3 V_л). \quad (6.6)$$

Величину среднего эффективного давления p_{ex} (МПа) для рассчитываемых точек можно определить по кривой M_{ex} или из выражения

$$p_{ex}=N_{ex}30\tau/(V_л n_x). \quad (6.7)$$

Точки кривой среднего индикаторного давления находят по формуле

$$p_{ix}=p_{ex}+p_{мx}, \quad (6.8)$$

где $p_{мx}$ — среднее давление механических потерь (МПа) определяют в зависимости от типа и конструкции двигателя по уравнениям (4.59) — (4.65).

Кривая среднего индикаторного давления, построенная в масштабе M_p, выражает также изменение индикаторного крутящего момента, но в масштабе M_M (Н · м/мм):

$$M_M=M_p\cdot 10^3 V_л/(\pi\tau). \quad (6.9)$$

Расчетные точки индикаторного крутящего момента можно определить по кривой p_{ix}, или из выражения

$$M_{ix}=p_{ix}V_л\cdot 10^3/(\pi\tau). \quad (6.10)$$

Удельный эффективный расход топлива, г/(кВт · ч), в искомой точке скоростной характеристики:

для бензиновых двигателей

$$g_{ex}=g_{eN}[1{,}2-1{,}2n_x/n_N+(n_x/n_N)^2]; \quad (6.11)$$

для дизелей с неразделенными камерами

$$g_{ex}=g_{eN}[1{,}55-1{,}55n_x/n_N+(n_x/n_N)^2], \quad (6.12)$$

где g_{eN} — удельный эффективный расход топлива при номинальной мощности, г/(кВт · ч).

Часовой расход топлива, кг/ч

$$G_{тx}=g_{ex}N_{ex}\cdot 10^{-3}. \quad (6.13)$$

Для определения коэффициента наполнения необходимо задаться законом изменения α по частоте вращения. Для бензиновых двигателей с достаточной степенью точности можно принять значения α постоянными на всех скоростных режимах, кроме минимального. При $n_x = n_{min}$ следует принимать смесь несколько более обогащенную, чем при $n_x = n_N$, т. е. при $\alpha_{n_{min}} < \alpha_{n_N}$.

В дизелях при работе по скоростной характеристике с увеличением частоты вращения значение α несколько увеличивается. Для четырехтактного дизеля с непосредственным впрыском можно принять линейное изменение α, причем $\alpha n_{min} = (0{,}7 \div 0{,}8)\alpha_{n_N}$.

При выбранном законе изменения α_x коэффициент наполнения

$$\eta_{vx} = p_{ex} l_0 \alpha_x g_{ex} / (3600 \rho_x). \qquad (6.14)$$

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

$$K = M_{e\,max} / M_{eN}. \qquad (6.15)$$

Этот коэффициент служит для оценки приспособляемости двигателя к изменению внешней нагрузки и характеризует способность двигателя преодолевать кратковременные перегрузки. Для бензиновых двигателей $K = 1{,}20 \div 1{,}35$; у дизелей кривая крутящего момента протекает более полого и значения коэффициента приспособляемости находятся в пределах $K = 1{,}05$ — $1{,}20$.

Кроме изложенного метода построения скоростных характеристик существует ряд других методов. Так, проф. И. М. Ленин для построения внешних скоростных характеристик двигателей, имеющих по одному впускному и выпускному клапану на каждый цилиндр, рекомендовал пользоваться процентными соотношениями между мощностью, частотой вращения и удельным расходом топлива, полученными в результате построения относительных скоростных характеристик.

Соотношения между параметрами относительной скоростной характеристики карбюраторного двигателя приведены ниже:

Частота вращения коленчатого вала, %	20	40	60	80	100	120
Эффективная мощность, %	20	50	73	92	100	92
Удельный эффективный расход топлива, %	115	100	97	95	100	115

Для четырехтактных дизелей процентные соотношения между параметрами относительной скоростной характеристики следующие:

Частота вращения коленчатого вала, %	20	40	60	80	100
Коэффициент избытка воздуха	1,40	1,35	1,30	1,25	1,20
Эффективная мощность, %	17	41	67	87	100

В приведенных данных за 100% приняты те значения мощности, частоты вращения коленчатого вала и удельного расхода топлива, которые получены на основе теплового расчета.

6.3. ПОСТРОЕНИЕ ВНЕШНИХ СКОРОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

На основании тепловых расчетов, проведенных для четырех скоростных режимов работы бензиновых двигателей (см. § 5.2), получены и сведены в табл. 6.1 необходимые величины параметров для построения внешних скоростных характеристик (рис. 6.3 и 6.4).

Таблица 6.1

Частота вращения коленчатого вала, $мин^{-1}$	Параметры внешней скоростной характеристики					
	N_e, кВт	g_e, г/(кВт·ч)	M_e, Н·м	$G_т$, кг/ч	η_V	α
	Карбюраторный двигатель					
1000	12,70	284	121,3	3,607	0,8744	0,86
3200	42,77	264	127,7	10,864	0,9167	0,96
5600	60,42	301	103,1	18,186	0,8784	0,96
6000	60,14	318	95,8	19,125	0,8609	0,96
	Двигатель с впрыском топлива					
900	14,65	206	155,4	3,018	0,8720	0,96
4000	70,59	199	168,5	14,047	0,9519	1,00
7000	110,87	224	151,2	24,835	0,9610	1,00
8000	116,83	244	139,5	26,170	0,9465	0,98

Коэффициент приспособляемости по скоростным характеристикам:

карбюраторного двигателя $K = M_{e\max}/M_{eN} = 128/103 = 1{,}24$;

двигателя с впрыском топлива $K = M_{e\max}/M_{eN} = 168{,}5/151{,}2 = 1{,}114$.

Для сравнения различных методов построения скоростных характеристик и проверки правильности выполнения теплового расчета (см. § 5.2) для нескольких скоростных режимов двигателя дополнительно приведен расчет изменения мощности и удельного расхода топлива на основе процентных соотношений между параметрами относительной скоростной характеристики карбюраторного двигателя. Результаты расчета сведены в табл. 6.2, а на рис.

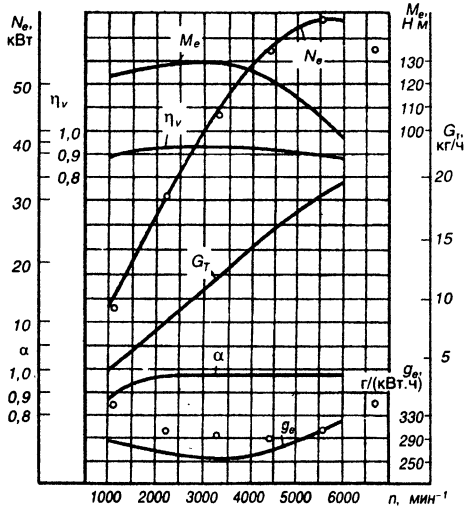


Рис. 6.3. Построение внешней скоростной характеристики карбюраторного двигателя

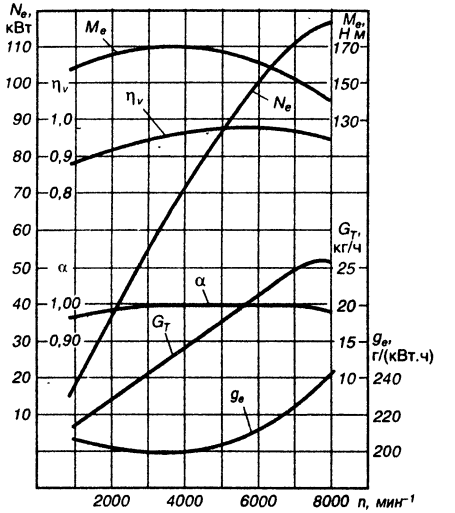


Рис. 6.4. Скоростная характеристика двигателя с впрыском топлива

6.3 нанесены расчетные точки мощности и удельного расхода топлива.

Таблица 6.2

Частота вращения коленчатого вала, n_x		Мощность, N_e		Удельный расход топлива, g_e	
%	мин$^{-1}$	%	кВт	%	г/(кВт·ч)
20	1120	20	12,08	115	346
40	2240	50	30,21	100	301
60	3360	73	44,11	97	292
80	4480	92	55,59	95	286
100	5600	100	60,42	100	301
120	6720	92	55,59	115	346

На основе сравнения полученных данных с кривыми N_e и g_e (рис. 6.3), построенными по результатам теплового расчета, можно сделать следующие выводы:

1. Точки относительной характеристики практически полностью совпадают с внешней скоростной характеристикой мощности рассчитываемого двигателя.

2. Точки относительной характеристики удельного расхода топлива несколько отличаются от кривой g_e, построенной по данным теплового расчета, в сторону увеличения g_e и особенно при малых значениях частоты вращения коленчатого вала. Максимальное расхождение составляет при $n = 1000$ мин$^{-1}$ около 23% [350 и 284 г/(кВт·ч)].

6.4. РАСЧЕТ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИЗЕЛЯ

На основании теплового расчета, проведенного для режима номинальной мощности (см. § 5.3), получены следующие параметры, необходимые для расчета и построения внешней скоростной характеристики дизеля:

а) без наддува — эффективная мощность $N_e = 175{,}9$ кВт; частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности $n_N = 2600$ мин$^{-1}$, тактность двигателя $\tau = 4$; литраж $V_л = 10{,}852$ л; ход поршня $S = 120$ мм; теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива $l_0 = 14{,}452$ кг возд/кг топл.; плотность заряда на впуске $\rho_к = 1{,}189$ кг/м^3; коэффициент избытка воздуха $\alpha_N = 1{,}4$; удельный эффективный расход топлива $g_{eN} = 242$ г/(кВт · ч);

б) с наддувом — эффективная мощность $N_e = 233{,}0$ кВт; частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности $n_N = 2600$ мин$^{-1}$; тактность двигателя $\tau = 4$; литраж $V_л = 10{,}852$ л; ход поршня $S = 120$ мм; теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива $l_0 = 14{,}452$ кг возд/кг топл.; плотность заряда на впуске $\rho_к = 1{,}641$ кг/м^3; коэффициент избытка воздуха $\alpha_N = 1{,}7$; удельный эффективный расход топлива $g_{eN} = 220$ г/(кВт · ч).

Расчетные точки скоростной характеристики. Принимаем: $n_{min} = 600$ мин$^{-1}$; $n_{xl} = 1000$ мин$^{-1}$; далее через каждые 500 мин$^{-1}$ и $n_N = 2600$ мин$^{-1}$.

Все расчетные данные заносятся в табл. 6.3

Таблица 6.3

Частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	Параметры внешней скоростной характеристики										
	N_{ex}	M_{ex}	p_{ex}	$v_{п.срx}$	$p_{мx}$	p_{ix}	M_{ix}	g_{ex}	$G_{тx}$	α_x	η_{V_x}
	Дизель без наддува										
600	43,7	696	0,805	2,4	0,117	0,922	797	301	13,15	1,20	0,983
1000	78,3	748	0,867	4,0	0,136	1,003	867	267	20,91	1,24	0,970
1500	120,7	769	0,890	6,0	0,160	1,050	907	239	28,85	1,29	0,927
2000	155,3	742	0,859	8,0	0,183	1,042	900	230	35,72	1,34	0,895
2500	174,5	669	0,772	10,0	0,207	0,979	846	238	41,53	1,39	0,863
2600	175,9	646	0,748	10,4	0,212	0,960	829	242	42,57	1,40	0,854
	Дизель с наддувом										
600	57,9	922	1,067	2,4	0,117	1,184	1023	274	15,86	1,25	0,895
1000	103,6	990	1,146	4,0	0,136	1,282	1108	242	25,07	1,34	0,910
1500	159,8	1018	1,178	6,0	0,160	1,338	1156	217	34,68	1,46	0,914
2000	205,6	982	1,137	8,0	0,183	1,320	1140	209	42,92	1,57	0,914
2500	231,2	884	1,023	10,0	0,207	1,230	1063	217	50,17	1,68	0,914
2600	233,0	856	0,991	10,4	0,212	1,203	1039	220	51,26	1,70	0,909

Мощность в расчетных точках, кВт:

$$N_{ex}=(N_e n_x/n_N)[0{,}87+1{,}13 n_x/n_N-(n_x/n_N)^2];$$

для дизеля без наддува

$$N_{ex}=(175{,}9 n_x/2600)[0{,}87+1{,}13 n_x/2600-(n_x/2600)^2];$$

для дизеля с наддувом

$$N_{ex}=(233{,}0 n_x/2600)[0{,}87+1{,}13 n_x/2600-(n_x/2600)^2].$$

Эффективный крутящий момент, Н · м

$$M_{ex}=N_{ex}\,3\cdot 10^4/(\pi n_x)=9554 N_{ex}/n_x.$$

Среднее эффективное давление, МПа

$$p_{ex}=N_{ex}\,30\tau/V_л n_x=30\cdot 4N_{ex}/(10{,}852 n_x)=11{,}058 N_{ex}/n_x.$$

Средняя скорость поршня, м/с

$$v_{п.ср}=Sn_x/3\cdot 10^4=120/30000=0{,}004 n_x.$$

Среднее давление механических потерь, МПа

$$p_{мх}=0{,}089+0{,}0118 v_{п.ср}.$$

Среднее индикаторное давление, МПа

$$p_{ix}=p_{ex}+p_{мх}.$$

Индикаторный крутящий момент, Н · м

$$M_{ix}=p_{ix}V_л\cdot 10^3/(\pi\tau)=10{,}852\cdot 10^2 p_{ix}/(3{,}14\cdot 4)=864 p_{ix}.$$

Удельный эффективный расход топлива для дизелей, г/(кВт · ч)

$$g_{ex}=g_{eN}[1{,}55-1{,}55 n_x/n_N+(n_x/n_N)^2]:$$

без наддува $g_{ex}=242[1{,}55-1{,}55 n_x/n_N+(n_x/n_N)^2]$;
с наддувом $g_{ex}=220[1{,}55-1{,}55 n_x/n_N+(n_x/n_N)^2]$.

Часовой расход топлива, кг/ч

$$G_{тх}=10^{-3} g_{ex} N_{ex}.$$

Коэффициент избытка воздуха. Принимаем для дизелей:
без наддува $\alpha_{min}=0{,}86\alpha_N=0{,}86\cdot 1{,}4\approx 1{,}2$;
с наддувом $\alpha_{min}=0{,}74\alpha_N=0{,}74\cdot 1{,}7\approx 1{,}25$.

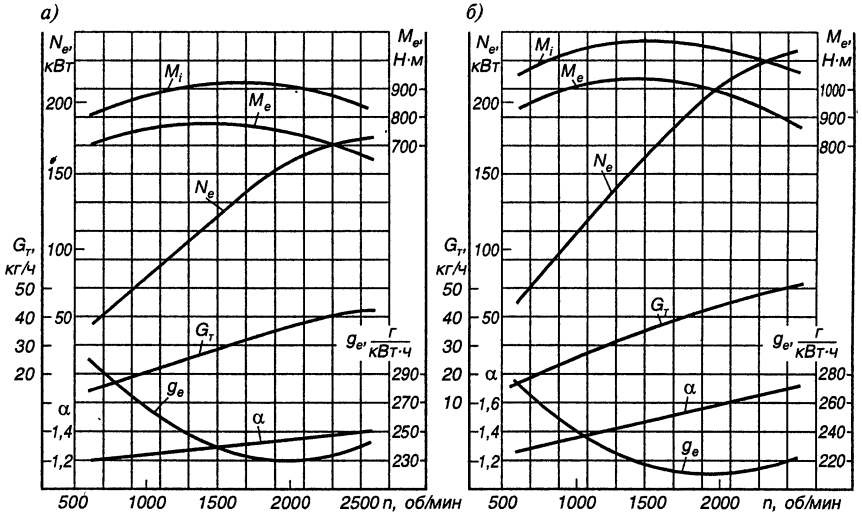


Рис. 6.5. Скоростные характеристики дизеля:

а — без наддува; *б* — с наддувом

Соединяя точки α_{min} и α_N (рис. 6.5, *а*, *б*) прямой линией, получим значения α_x для всех расчетных точек дизелей без наддува и с наддувом.

Коэффициент наполнения

$$\eta_{Vx} = p_{ex} l_0 \alpha_x g_{ex} / (3600 \rho_к);$$

для дизеля без наддува $\eta_{Vx} = 14{,}452 p_{ex} \alpha_x g_{ex} / (3600 \cdot 1{,}189) = 0{,}00338 p_{ex} \alpha_x g_{ex}$;

для дизеля с наддувом $\eta_{Vx} = 14{,}452 p_{ex} \alpha_x g_{ex} / (3600 \cdot 1{,}641) = 0{,}00245 p_{ex} \alpha_x g_{ex}$.

По расчетным данным, приведенным в табл. 6.3, строим внешние скоростные характеристики дизелей без наддува (рис. 6.5, *а*) и с наддувом (рис. 6.5, *б*).

Коэффициент приспособляемости для дизелей:

без наддува $K = M_{e\,max} / M_{eN} = 769/646 = 1{,}19$;

с наддувом $K = M_{e\,max} / M_{eN} = 1018/856 = 1{,}19$,

где $M_{e\,max}$ определены по скоростным характеристикам.

Часть вторая

КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА ДВИГАТЕЛЯ

Глава 7

КИНЕМАТИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

7.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В двигателях внутреннего сгорания возвратно-поступательное движение поршня преобразуется во вращательное движение коленчатого вала посредством кривошипно-шатунного механизма.

Кривошипно-шатунный механизм может быть центральным, когда оси коленчатого вала и цилиндров лежат в одной плоскости (рис. 7.1, *а*), или смещенным (дезаксиальным), когда оси коленчатого вала и цилиндров лежат в разных плоскостях (рис. 7.1, *б*). Дезаксиальный механизм может быть получен также и за счет смещения оси поршневого пальца.

В настоящее время в автомобильных и тракторных двигателях наибольшее распространение получил центральный кривошипно-шатунный механизм. На рис. 7.1, *а* приведены основные обозначения такого механизма: s_x — текущее перемещение поршня (точка A — ось поршневого пальца); φ — угол поворота кривошипа (OB), отсчитываемый по оси цилиндра ($A'O$) в направлении вращения коленчатого вала по часовой стрелке (точка O обозначает ось коленчатого вала; точка B — ось шатунной шейки; точка A' — в.м.т.); β — угол отклонения оси шатуна (AB) от оси цилиндра; ω — угловая скорость вращения коленчатого вала; $R=OB$ — радиус кривошипа; $S=2R=A'A''$ — ход поршня (точка A'' обозначает н.м.т.); $L_ш=AB$ — длина шатуна; $\lambda=R/L_ш$ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; $R+L_ш=A'O$ — расстояние от оси коленчатого вала до в.м.т.

В смещенном кривошипно-шатунном механизме (рис. 7.1, *б*) в отличие от принятых обозначений для центрального механизма угол φ поворота кривошипа отсчитывают от прямой CO, параллельной оси цилиндра $A'D$ и проходящей через ось коленчатого

вала, а $S=A'A''\neq 2R$. Дезаксиальный механизм характеризуется величиной относительного смещения $k=a/R=0{,}05-0{,}15$, где $a=OD$ — величина смещения оси цилиндра относительно оси коленчатого вала.

Величины инерционных усилий, действующих в двигателе, зависят от указанных выше размеров и их соотношений.

Установлено, что с уменьшением $\lambda=R/L_ш$ (за счет увеличения $L_ш$) происходит снижение инерционных и нормальных сил, но при этом увеличивается высота двигателя и его масса. В связи с этим в автомобильных и тракторных двигателях принимают $\lambda=0{,}23\div 0{,}30$.

Для двигателей с малым диаметром отношение $R/L_ш$ выбирают с таким расчетом, чтобы избежать задевания шатуна за нижнюю кромку цилиндра.

Минимальную длину шатуна и максимально допустимое значение λ без задевания шатуна за кромку цилиндра определяют следующим образом (рис. 7.2): на вертикальной оси цилиндра наносят центр коленчатого вала O, из которого радиусом $R=S/2$ проводят окружность вращения центра шатунной шейки. Далее, пользуясь конструктивными размерами элементов коленчатого вала (см. гл. 14), из точки B (центр кривошипа, находящегося в н.м.т.) радиусом $r_{ш.ш}$ проводят окружность шатунной шейки, из центра O радиусом r_1 — вторую окружность вращения крайней точки щеки или противовеса:

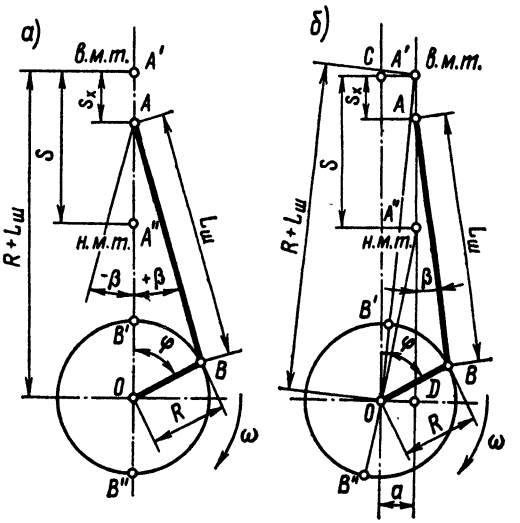


Рис. 7.1. Схема кривошипно-шатунных механизмов:

а — центрального; *б* — смещенного (дезаксиального)

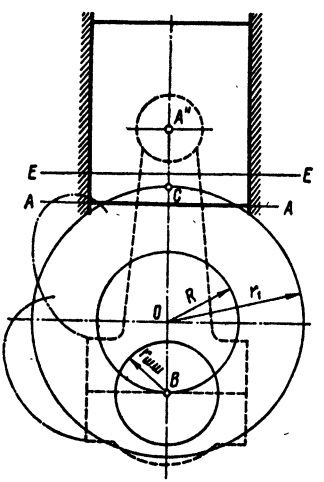


Рис. 7.2. Схема кривошипно-шатунного механизма для определения минимальной длины шатуна

Для двигателей без противовесов ..... $r_1 = R + (1{,}15 - 1{,}25) r_{ш.ш.}$
Для двигателей с противовесами ..... $r_1 = R + (1{,}3 - 1{,}5) r_{ш.ш.}$

Отступя на 6 — 8 мм вниз от точки C, проводят линию $A - A$ перпендикулярно оси цилиндра, определяющую минимально допустимое приближение нижней кромки поршня к оси коленчатого вала.

Пользуясь конструктивными соотношениями размеров поршня (см. гл. 11), от линии $A - A$ вверх наносят контур поршня, в том числе и центр поршневого пальца (точка A''). Расстояние между точками A'' и B — минимальная длина шатуна $L_{ш\,min}$, по которой определяют $\lambda_{max} = L/L_{ш\,min}$.

Во избежание задевания шатуна за стенки проверяют его траекторию при движении поршня от в.м.т. до н.м.т. Для этого вырезают из кальки контур шатуна и перемещают его по чертежу так, чтобы центр поршневой головки шатуна перемещался по оси цилиндра, а центр кривошипной головки — по окружности радиуса R. При этом шатун не должен задевать за нижнюю кромку цилиндра, которая может находиться на 10 — 15 мм выше нижней кромки поршня при его нахождении в н.м.т. (линия $E - E$). Если шатун при движении задевает за нижнюю кромку цилиндра, то длину шатуна увеличивают или делают прорези в стенках цилиндра для прохода шатуна. На этой же схеме наносят траекторию движения крайних точек кривошипной головки шатуна для определения габаритных размеров картера двигателя и размещения распределительного вала. Значение λ, принятое предварительно при построении индикаторной диаграммы, сохраняют при условии $\lambda \leqslant \lambda_{max}$.

Расчет кинематики кривошипно-шатунного механизма сводится к определению пути, скорости и ускорения поршня. При этом принимается, что коленчатый вал вращается с постоянной угловой скоростью ω (в действительности за счет постоянно изменяющихся газовых нагрузок на поршень и деформации коленчатого вала $\omega \neq \text{const}$). Это допущение позволяет рассматривать все кинематические величины в виде функциональной зависимости от угла поворота коленчатого вала φ, который при $\omega = \text{const}$ пропорционален времени.

7.2. ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ПОРШНЯ

Перемещение поршня (м) в зависимости от угла поворота кривошипа для двигателя с центральным кривошипно-шатунным механизмом

$$s_x = R\left[(1 - \cos\varphi) + \frac{1}{\lambda}(1 - \cos\beta)\right]. \qquad (7.1)$$

Для расчетов удобнее пользоваться выражением, в котором перемещение поршня является функцией только одного угла φ.

Для практических расчетов такое выражение получают с достаточной степенью точности при замене в формуле (7.1) значения

$$\cos\beta = 1 - \frac{1}{2}\lambda^2 \sin^2\varphi - \frac{1}{2\cdot 4}\lambda^4 \sin^4\varphi - \ldots$$

только первыми двумя членами, пренебрегая вследствие малой величины членами выше второго порядка:

$$s_x = R\left[(1-\cos\varphi) + \frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\varphi)\right]. \qquad (7.2)$$

Таблица 7.1

$\varphi°$	Значения $(1-\cos\varphi)+\frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\varphi)$ при λ								$\varphi°$
	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

Из уравнения (7.2) следует, что при $\varphi = 90°$ $s_{90°} = R(1+\lambda/2)$ м, а при $\varphi = 180°$ $s_{180°} = 2R$ м. Значения множителя, заключенного в квадратные скобки, в зависимости от λ и φ представлены в табл. 7.1.

Пользуясь выражением (7.2) и данными табл. 7.1, аналитическим путем определяют значения перемещения поршня от в.м.т. до н.м.т. для ряда промежуточных значений φ (в зависимости от необходимой точности через каждые 10, 15, 20 или 30°) и строят кривую $s = f(\varphi)$ (рис. 7.3, *а*).

При повороте кривошипа от в.м.т. до н.м.т. движение поршня происходит под влиянием перемещения шатуна вдоль оси цилиндра и отклонения его от этой оси. Вследствие совпадения направлений перемещений шатуна при движении кривошипа по первой четверти окружности (0 — 90°) поршень проходит больше половины своего пути. Это следует и из уравнения (7.2). При движении кривошипа по второй четверти окружности (90 — 180°) направления перемещений шатуна не совпадают и поршень проходит меньший путь, чем за первую четверть. При графическом построении перемещения поршня указанную закономерность учитывают введением поправки Брикса $R\lambda/2 = R^2/(2L_ш)$.

На рис. 7.3, *б* показано графическое построение $s = f(\varphi)$ по методу Ф. А. Брикса. Центр окружности радиуса R смещают в сторону н.м.т. на величину $R\lambda/2$ и из нового центра через определенные значения φ (на рис. 7.3, *б* через каждые 30°) проводят радиус-вектор до пересечения с окружностью. Проекции точек пересечения (*1*, *2*, *3*, ...) на ось цилиндров (линия в.м.т.— н.м.т.) дают искомые положения поршня при данных значениях угла φ.

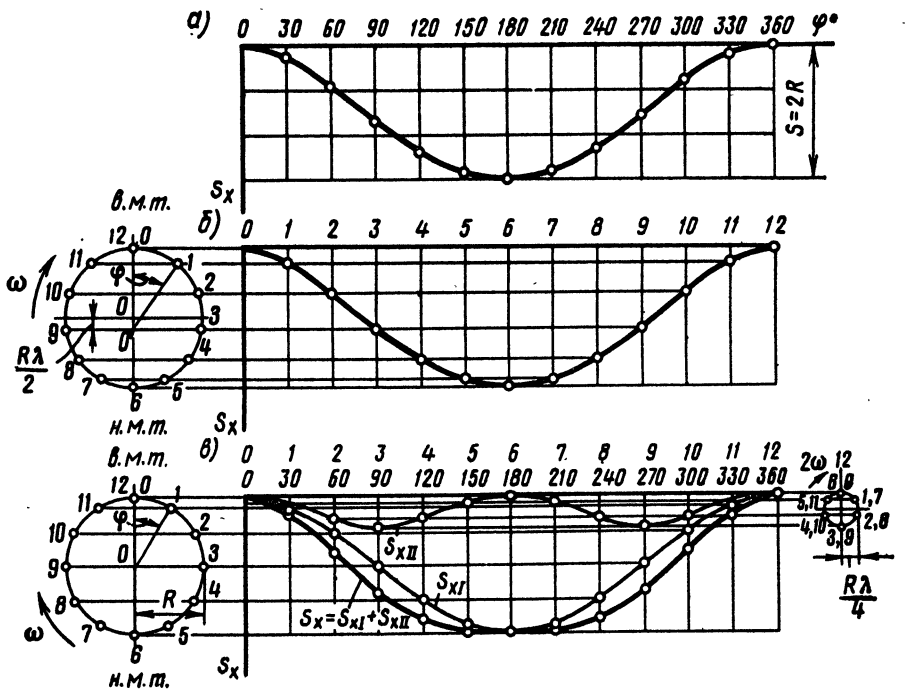


Рис. 7.3. Построение кривых перемещения поршня:

а — аналитическим методом ($\lambda = 0{,}24$); *б* — методом Ф. А. Брикса ($\lambda = 0{,}30$); *в* — методом сложения перемещений первого и второго порядков ($\lambda = 0{,}80$)

При рассмотрении перемещения поршня как суммы двух гармонических перемещений первого $s_{x1}=R(1-\cos\varphi)$ и второго $s_{x11}=(R\lambda/4)(1-\cos2\varphi)$ порядков графическое построение $s=f(\varphi)$ осуществляют, как показано на рис. 7.3, *в*.

Перемещение (м) поршня в смещенном кривошипно-шатунном механизме

$$s_x=R[(1-\cos\varphi)+(\lambda/4)(1-\cos 2\varphi)-k\lambda\sin\varphi]. \qquad (7.3)$$

7.3. СКОРОСТЬ ПОРШНЯ

При перемещении поршня скорость (м/с) его движения является величиной переменной и при постоянной частоте вращения коленчатого вала зависит только от изменения угла поворота кривошипа и отношения $\lambda=R/L_ш$

$$v_п=\frac{ds}{dt}=\frac{d\varphi}{dt}\frac{ds}{d\varphi}=\omega R\left(\sin\varphi+\frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right). \qquad (7.4)$$

Значения множителя в уравнении (7.4), заключенного в скобки, в зависимости от λ и φ приведены в табл. 7.2.

Таблица 7.2

$\varphi°$	Знак	Значения $\left(\sin\varphi+\frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right)$ при λ								Знак	$\varphi°$
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	–	360
10	+	0,2146	0,2164	0,2181	0,2198	0,2215	0,2332	0,2249	0,2266	–	350
20	+	0,4191	0,4224	0,4256	0,4288	0,4320	0,4352	0,4384	0,4416	–	340
30	+	0,6039	0,6083	0,6126	0,6169	0,6212	0,6256	0,6299	0,6342	–	330
40	+	0,7610	0,7659	0,7708	0,7757	0,7807	0,7856	0,7905	0,7954	–	320
50	+	0,8842	0,8891	0,8940	0,8989	0,9039	0,9088	0,9137	0,9186	–	310
60	+	0,9699	0,9743	0,9786	0,9829	0,9872	0,9916	0,9959	1,0002	–	300
70	+	1,0168	1,0201	1,0233	1,0265	1,0297	1,0329	1,0361	1,0393	–	290
80	+	1,0258	1,0276	1,0293	1,0310	1,0327	1,0344	1,0361	1,0378	–	280
90	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	–	270
100	+	0,9438	0,9420	0,9403	0,9386	0,9369	0,9352	0,9335	0,9318	–	260
110	+	0,8626	0,8593	0,8561	0,8529	0,8497	0,8465	0,8433	0,8401	–	250
120	+	0,7621	0,7577	0,7534	0,7491	0,7448	0,7404	0,7361	0,7318	–	240
130	+	0,6478	0,6429	0,6380	0,6331	0,6281	0,6232	0,6183	0,6134	–	230
140	+	0,5246	0,5197	0,5148	0,5099	0,5049	0,5000	0,4951	0,4902	–	220
150	+	0,3961	0,3917	0,3874	0,3831	0,3788	0,3744	0,3701	0,3658	–	210
160	+	0,2649	0,2616	0,2584	0,2552	0,2520	0,2488	0,2456	0,2424	–	200
170	+	0,1326	0,1308	0,1291	0,1274	0,1257	0,1240	0,1223	0,1206	–	190
180	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	–	180

Из уравнения (7.4) следует, что скорость поршня в мертвых точках ($\varphi=0$ и 180°) равна нулю. При $\varphi=90°$ $v_п=R\omega$, а при $\varphi=270°$ $v_п=-R\omega$, т. е. в этих точках абсолютные значения скорости поршня равны окружной скорости оси шатунной шейки коленчатого вала.

Максимальная скорость поршня зависит (при прочих равных условиях) от величины λ, учитывающей конечную длину шатуна, и достигается при $\varphi<90°(+v_п)$ и $\varphi>270°(-v_п)$. С увеличением λ максимальные значения скорости поршня растут и сдвигаются в стороны мертвых точек:

$$v_{п\,max}\approx\omega R\sqrt{1+\lambda^2}. \qquad (7.5)$$

На рис. 7.4, *а* представлена кривая изменения скорости поршня в зависимости от φ, рассчитанная аналитическим методом по фор-

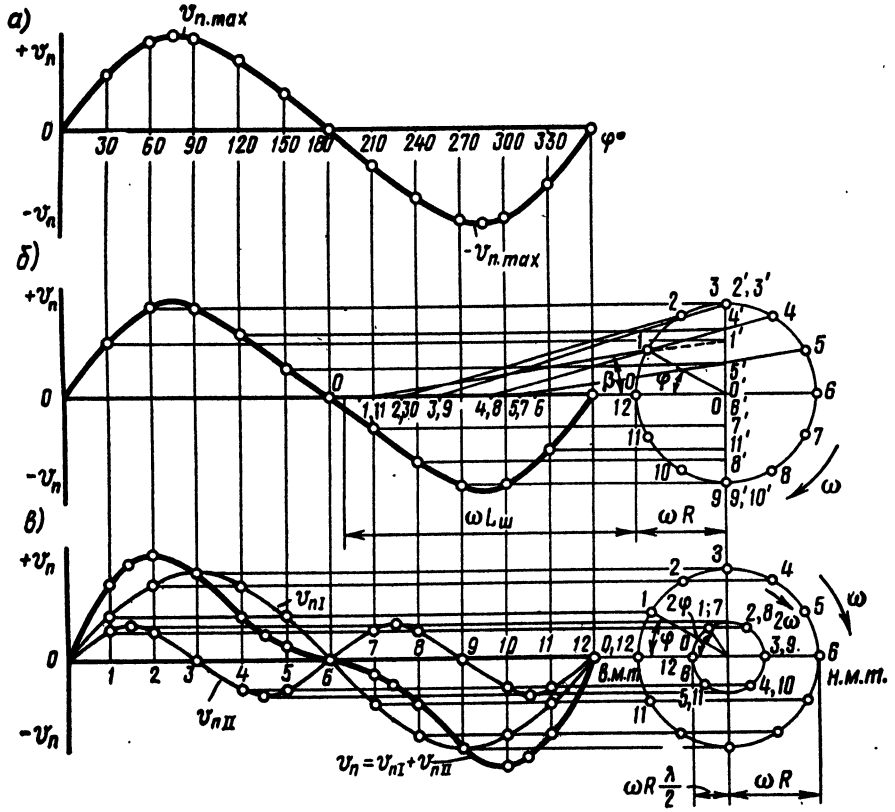


Рис. 7.4. Построение кривых скорости поршня:

а — аналитическим методом ($\lambda=0{,}24$); *б* — графическим методом по схеме кривошипно-шатунного механизма ($\lambda=0{,}30$); *в* — методом сложения скоростей первого и второго порядков ($\lambda=0{,}80$)

муле (7.4). Построение кривых скорости поршня графическими методами показано на рис. 7.4, *б*, *в*.

Для построения кривой скорости поршня на рис. 7.4, *б* использована схема кривошипно-шатунного механизма. Значения скорости поршня для каждого угла φ определяют на оси, перпендикулярной оси цилиндров, по величинам отрезков (*01'*, *02'*, *03'*, ...), отсекаемых осевой линией шатуна, и переносят на вертикали соответствующих углов φ. В этом случае

$$v_{\text{п}} = \omega R \sin(\varphi + \beta)/\cos\beta. \tag{7.6}$$

На рис. 7.4, *в* кривая скорости поршня построена сложением гармоник скорости первого $v_{\text{п1}} = \omega R \sin\varphi$ и второго $v_{\text{п11}} = \omega R(\lambda/2)\sin 2\varphi$ порядков.

Для сравнения быстроходности двигателей в расчетах часто используют среднюю скорость (м/с) поршня

$$v_{\text{п.ср}} = sn/30 = 2\omega R/\pi,$$

где s и R выражены в м, n — в мин$^{-1}$ и ω — в рад/с.

Отношение $v_{\text{п max}}$ к $v_{\text{п.ср}}$ для $\lambda = 0{,}24$ — $0{,}31$ составляет 1,62 — 1,64:

$$v_{\text{п max}}/v_{\text{п.ср}} = (\pi/2)\sqrt{1+\lambda^2}.$$

Скорость поршня в смещенном кривошипно-шатунном механизме

$$v_{\text{п}} = \omega R\left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi - k\lambda\cos\varphi\right). \tag{7.7}$$

7.4. УСКОРЕНИЕ ПОРШНЯ

Ускорение (м/с^2) поршня

$$\frac{dv_{\text{п}}}{dt} = \frac{d\varphi}{dt}\frac{dv_{\text{п}}}{d\varphi} = \omega^2 R(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi). \tag{7.8}$$

Значения множителя в формуле (7.8), заключенного в скобки, в зависимости от λ и φ приведены в табл. 7.3.

Максимальное значение ускорения поршня достигается при $\varphi = 0°$:

$$j_{\text{max}} = \omega^2 R(1+\lambda). \tag{7.9}$$

Минимальное значение ускорения поршня при:

а) $\lambda<0{,}25$ в точке $\varphi=180°$; $j_{min}=-\omega^2R(1-\lambda)$;
б) $\lambda>0{,}25$ в точке $\varphi=\arccos(-1/4\lambda)$;
$j_{min}=-\omega^2R[\lambda+1/(8\lambda)]$. (7.10)

Таблица 7.3

$\varphi°$	Знак	Значения $(\cos\varphi+\lambda\cos 2\varphi)$ при λ								Знак	$\varphi°$
		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	0,0010	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

Пользуясь уравнением (7.8) и данными табл. 7.3, аналитическим путем определяют значения ускорения поршня для ряда значений угла φ в интервале $\varphi=0$ — 360° и строят кривую $j=f(\varphi)$ (рис. 7.5, *а*). Графически кривую ускорения можно построить методом касательных или методом сложения гармоник первого и второго порядков.

При построении кривой ускорения по методу касательных (рис. 7.5, *б*) сначала строят кривую $j=f(s_x)$, а затем перестраивают в кривую $j=f(\varphi)$. На отрезке $AB=s$ в точках A и B в определенном масштабе откладывают: вверх $j=\omega^2R(1+\lambda)$ и вниз $j=\omega^2R(1-\lambda)$.

Полученные точки E и C соединяют прямой. В точке D пересечения прямых EC и AB перпендикулярно AB вниз откладывают величину $3\omega^2R\lambda$. Полученную точку F соединяют прямыми с точками E и C. Отрезки EF и CF делят на произвольное, но равное число частей. Одноименные точки (a, b, c, d) на отрезках EF и CF соединяют прямыми aa, bb, cc, dd. Огибающая кривая, касательная к этим прямым, является кривой ускорения $j=f(s_x)$ в зависимости от перемещения поршня. Перестроение $j=f(s_x)$ в $j=f(\varphi)$ производится по методу Ф. А. Брикса (рис. 7.5, *б*).

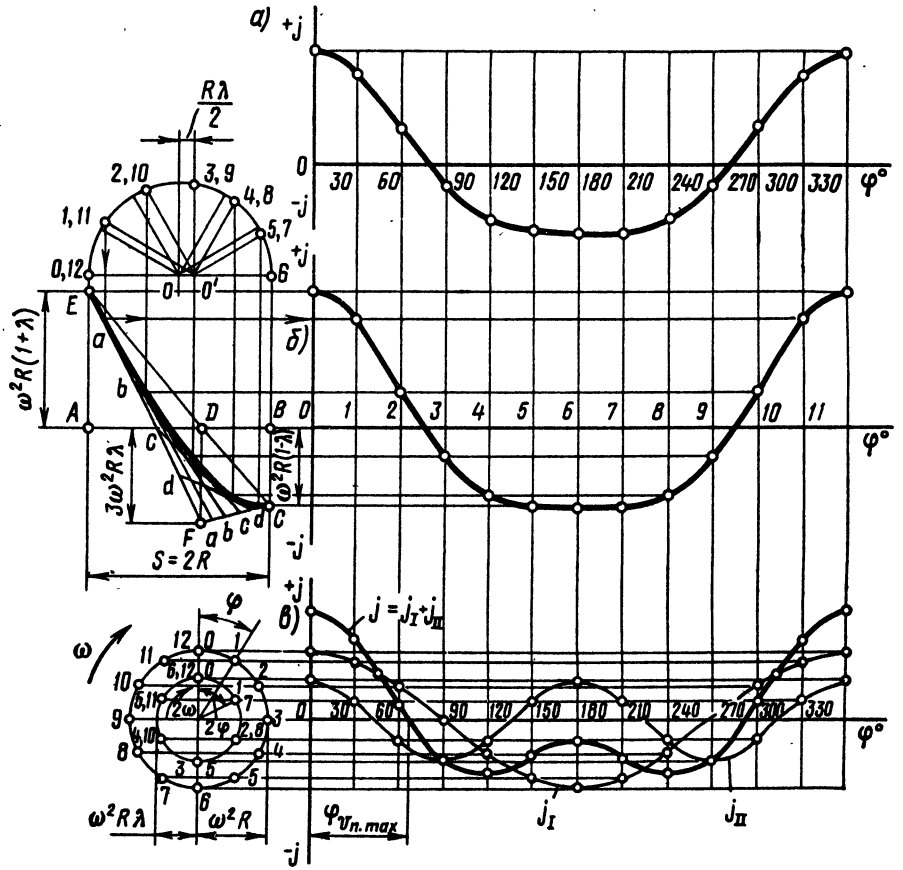


Рис. 7.5. Построение кривых ускорения поршня:

а — аналитическим методом ($\lambda=0{,}24$); *б* — методом касательных ($\lambda=0{,}30$); *в* — методом сложения гармоник первого и второго порядков ($\lambda=0{,}60$)

Построение кривой $j=f(\varphi)$ (рис. 7.5, *в*) проведено сложением гармоник ускорения первого $j_I=\omega^2 R\cos\varphi$ и второго $j_{II}=\omega^2 R\lambda\cos 2\varphi$ порядков.

Ускорение поршня в смещенном кривошипно-шатунном механизме

$$j=\omega^2 R(\cos\varphi+\lambda\cos 2\varphi+k\lambda\sin\varphi). \qquad (7.11)$$

Глава 8

ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

8.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма заключается в определении суммарных сил и моментов, возникающих от давления газов и сил инерции. По этим силам рассчитывают основные детали на прочность и износ, а также определяют неравномерность крутящего момента и степень неравномерности хода двигателя. Во время работы двигателя на детали кривошипно-шатунного механизма действуют силы давления газов в цилиндре, силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс, центробежные силы, давление на поршень со стороны картера (приблизительно равное атмосферному давлению) и силы тяжести (силы тяжести в динамическом расчете обычно не учитывают).

Все действующие в двигателе силы воспринимаются полезным сопротивлением на коленчатом валу, силами трения и опорами двигателя.

В течение каждого рабочего цикла (720° для четырех- и 360° для двухтактного двигателя) силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме, непрерывно изменяются по величине и направлению. Поэтому для определения характера изменения этих сил по углу поворота коленчатого вала их величины определяют для ряда отдельных положений вала обычно через каждые 10 — 30°. Результаты динамического расчета сводят в таблицы.

8.2. СИЛЫ ДАВЛЕНИЯ ГАЗОВ

Силы давления газов, действующие на площадь поршня, для упрощения динамического расчета заменяют одной силой, направленной по оси цилиндра и приложенной к оси поршневого пальца. Ее определяют для каждого момента времени (угла φ) по действительной индикаторной диаграмме, снятой с двигателя, или по индикаторной диаграмме, построенной на основании теплового расчета (обычно для номинальной мощности и соответствующей ей частоты вращения коленчатого вала).

Перестроение индикаторной диаграммы в развернутую по углу поворота коленчатого вала обычно осуществляют по методу проф. Ф. А. Брикса. Для этого под индикаторной диаграммой строят вспомогательную полуокружность радиусом $R=S/2$ (рис.

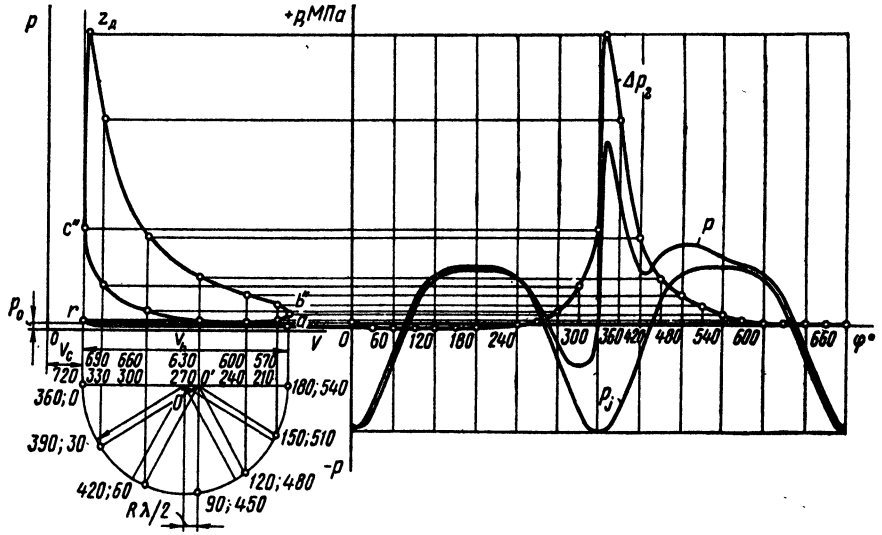


Рис. 8.1. Перестроение (развертка) индикаторной диаграммы в координаты p — φ

8.1). Далее от центра полуокружности (точка *0*) в сторону н.м.т. откладывают поправку Брикса, равную $R\lambda/2$. Полуокружность делят лучами из центра *0* на несколько частей, а из центра Брикса (точка *0'*) проводят линии, параллельные этим лучам. Точки, полученные на полуокружности, соответствуют определенным углам φ (на рис. 8.1 интервал между точками равен 30°). Из этих точек проводят вертикальные линии до пересечения с линиями индикаторной диаграммы и полученные величины давлений откладывают на вертикали соответствующих углов φ. Развертку индикаторной диаграммы обычно начинают от в.м.т. в процессе хода впуска. При этом следует учесть, что на свернутой индикаторной диаграмме давление отсчитывают от абсолютного нуля, а на развернутой показывают избыточное давление над поршнем $\Delta p_г = p_г - p_0$. Следовательно, давления в цилиндре двигателя, меньшие атмосферных, на развернутой диаграмме будут отрицательными. Силы давления газов, направленные к оси коленчатого вала, считаются положительными, а от коленчатого вала — отрицательными.

Сила давления (МН) на поршень

$$P_г = (p_г - p_0) F_п, \qquad (8.1)$$

где $F_п$ — площадь поршня, м^2; $p_г$ и p_0 — давление газов в любой момент времени и атмосферное давление, МПа.

Из уравнения (8.1) следует, что кривая сил давления газов по углу поворота коленчатого вала будет иметь тот же характер изменения, что и кривая давления газов $\Delta p_г$.

Для определения газовых сил $P_г$ по развернутой диаграмме давлений $\Delta p_г$ необходимо пересчитать масштаб. Если кривая $\Delta p_г$ построена в масштабе M_p МПа в мм, то масштаб этой же кривой для $P_г$ будет $M_P = M_p F_п$ МН в мм.

8.3. ПРИВЕДЕНИЕ МАСС ЧАСТЕЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

По характеру движения массы деталей кривошипно-шатунного механизма можно разделить на движущиеся возвратно-поступательно (поршневая группа и верхняя головка шатуна); совершающие вращательное движение (коленчатый вал и нижняя головка шатуна) и совершающие сложное плоскопараллельное движение (стержень шатуна).

Для упрощения динамического расчета действительный кривошипно-шатунный механизм заменяется динамически эквивалентной системой сосредоточенных масс.

Массу поршневой группы $m_п$ считают сосредоточенной на оси поршневого пальца в точке A (рис. 8.2, *а*). Массу шатунной группы $m_ш$ заменяют двумя массами, одна из которых ($m_{ш.п}$) сосредоточена на оси поршневого пальца в точке A, а другая ($m_{ш.к}$) — на оси кривошипа в точке B. Величины этих масс (кг)

$$m_{ш.п} = (L_{ш.к}/L_ш)m_ш;\ m_{ш.к} = (L_{ш.п}/L_ш)m_ш, \qquad (8.2)$$

где $L_ш$ — длина шатуна; $L_{ш.к}$ — расстояние от центра кривошипной головки до центра тяжести шатуна; $L_{ш.п}$ — расстояние от центра поршневой головки до центра тяжести шатуна.

Для большинства существующих конструкций автомобильных и тракторных двигателей $m_{ш.п} = (0{,}2 \div 0{,}3)m_ш$, а $m_{ш.к} = (0{,}7 \div 0{,}8)m_ш$. При расчетах можно принимать средние значения

$$m_{ш.п} = 0{,}275m_ш,\ m_{ш.к} = 0{,}725m_ш. \qquad (8.3)$$

Массу кривошипа заменяют двумя массами, сосредоточенными на оси кривошипа в точке B ($m_к$) и на оси коренной шейки в точке 0 (m_0) (рис. 8.2, *б*). Масса коренной шейки с частью щек, расположенных симметрично относительно оси вращения, является уравновешенной. Масса (кг), сосредоточенная в точке B:

$$m_к = m_{ш.ш} + 2m_щ\rho/R, \qquad (8.4)$$

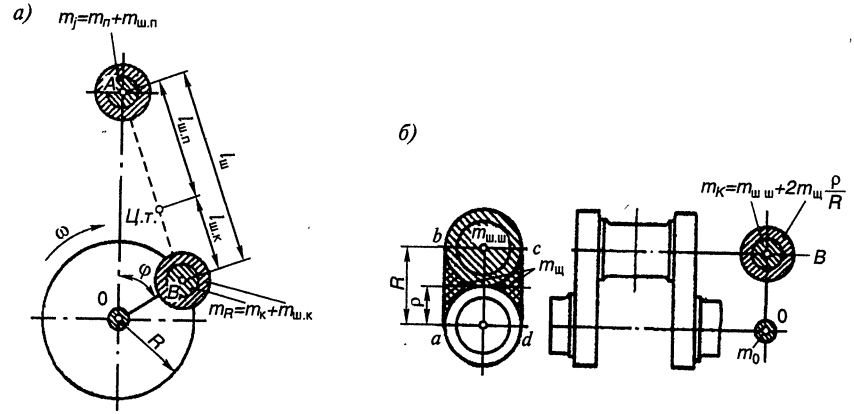


Рис. 8.2. Система сосредоточенных масс, динамически эквивалентная кривошипно-шатунному механизму:

а — приведенная система кривошипно-шатунного механизма,
б — приведение масс кривошипа

где $m_{ш.ш}$ — масса шатунной шейки с прилегающими частями щек; $m_щ$ — масса средней части щеки по контуру *abcd*, имеющей центр тяжести на радиусе ρ.

У современных короткоходных двигателей величина $m_щ$ мала по сравнению с $m_{ш.ш}$ и ею можно в большинстве случаев пренебречь. При расчетах $m_{ш.ш}$ и в необходимых случаях $m_щ$ определяют, исходя из размеров кривошипа и плотности материала коленчатого вала.

Таким образом, система сосредоточенных масс, динамически эквивалентная кривошипно-шатунному механизму, состоит из массы $m_j=m_п+m_{ш.п}$, сосредоточенной в точке A и имеющей возвратно-поступательное движение, и массы $m_R=m_к+m_{ш.к}$, сосредоточенной в точке B и имеющей вращательное движение. В V-образных двигателях со сдвоенным кривошипно-шатунным механизмом $m_{R\Sigma}=m_к+2m_{ш.к}$.

При выполнении динамического расчета двигателя значения $m_п$ и $m_ш$ принимают по данным прототипов или же подсчитывают по чертежам.

Для приближенного определения значений $m_п$, $m_ш$ и $m_к$, можно использовать конструктивные массы $m'=m/F_п$ (кг/м^2 или г/см^2), приведенные в табл. 8.1.

При определении масс по табл. 8.1 следует учитывать, что большие значения m' соответствуют двигателям с большим диаметром цилиндра. Уменьшение S/D снижает $m'_ш$ и $m'_к$. V-образным двигателям с двумя шатунами на шейке соответствуют большие значения $m'_к$.

Таблица 8.1

Элементы кривошипно-шатунного механизма	Конструктивные массы, кг/м²	
	Бензиновые двигатели (D=60÷100 мм)	Дизели (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 кованый вал со сплошными шейками	150 — 200	200 — 400
чугунный литой вал с полыми шейками	100 — 200	150 — 300

8.4. СИЛЫ ИНЕРЦИИ

Силы инерции, действующие в кривошипно-шатунном механизме, в соответствии с характером движения приведенных масс подразделяют на силы инерции поступательно движущихся масс P_J и центробежные силы инерции вращающихся масс K_R (рис. 8.3, *а*).

Сила инерции от возвратно-поступательно движущихся масс

$$P_j=-m_j j=-m_j R\omega^2(\cos\varphi+\lambda\cos 2\varphi). \qquad (8.5)$$

Аналогично ускорению поршня сила P_J может быть представлена в виде суммы сил инерции первого P_{jI} и второго P_{jII} порядков:

$$P_j=P_{jI}+P_{jII}=-(m_j R\omega^2\cos\varphi+m_j R\omega^2\lambda\cos 2\varphi). \qquad (8.6)$$

В уравнениях (8.5) и (8.6) знак минус показывает, что сила инерции направлена в сторону, противоположную ускорению. Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс действуют по оси цилиндра и как силы давления газов, являются положительными, если они направлены к оси коленчатого вала, и отрицательными, если они направлены от коленчатого вала.

Кривую силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс строят аналогично кривой ускорения поршня (см. рис. 7.5).

Расчеты P_J должны производиться для тех же положений кривошипа (углов φ), для которых определялись $\Delta p_г$ и $P_г$.

Центробежная сила инерции вращающихся масс

$$K_R=-m_R R\omega^2 \qquad (8.7)$$

постоянна по величине (при $\omega = \text{const}$), действует по радиусу кривошипа и направлена от оси коленчатого вала.

Центробежная сила инерции K_R является результирующей двух сил:

силы инерции вращающихся масс шатуна

$$K_{R_{\text{ш}}} = -m_{\text{ш.к}} R\omega^2 \qquad (8.8)$$

и силы инерции вращающихся масс кривошипа

$$K_{R_{\text{к}}} = -m_{\text{к}} R\omega^2. \qquad (8.9)$$

Для V-образных двигателей

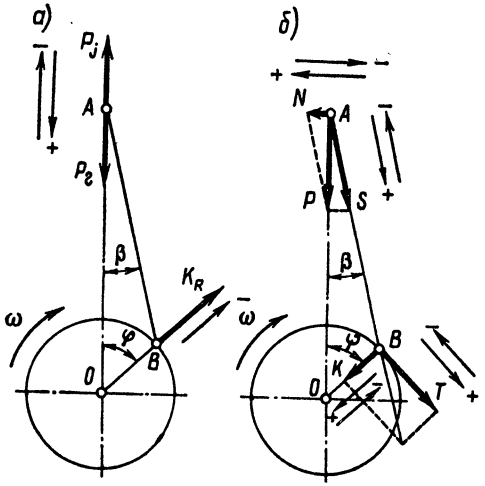


Рис. 8.3. Схема действия сил в кривошипно-шатунном механизме:
а — инерционных и газовых; *б* — суммарных

$$K_{R\Sigma} = K_{R_{\text{к}}} + K_{R_{\text{ш.л}}} + K_{R_{\text{ш.п}}} = -(m_{\text{к}} + m_{\text{ш.к.л}} + m_{\text{ш.к.п}}) R\omega^2, \qquad (8.10)$$

где $K_{R_{\text{ш.п}}}$ и $K_{R_{\text{ш.л}}}$ — силы инерции вращающихся масс левого и правого шатунов.

Для V-образных двигателей, у которых два одинаковых шатуна расположены рядом на одной шейке:

$$K_{R\Sigma} = K_{R_{\text{к}}} + 2K_{R_{\text{ш}}} = -(m_{\text{к}} + 2m_{\text{ш.к}}) R\omega^2 = -m_{R\Sigma} R\omega^2. \qquad (8.11)$$

8.5. СУММАРНЫЕ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В КРИВОШИПНО-ШАТУННОМ МЕХАНИЗМЕ

Суммарные силы (кН), действующие в кривошипно-шатунном механизме, определяют алгебраическим сложением сил давления газов и сил возвратно-поступательно движущихся масс:

$$P = P_{\text{г}} + P_j. \qquad (8.12)$$

При проведении динамических расчетов двигателей целесообразно пользоваться не полными, а удельными силами, отнесенными к единице площади поршня. В этом случае удельные суммарные силы (МПа) определяют путем сложения избыточного давления над поршнем $\Delta p_{\text{г}}$ (МПа) и удельных сил инерции p_j (МН/м^2 = МПа):

$$p = \Delta p_{\text{г}} + p_j, \qquad (8.13)$$

где

$$p_j = P_j/F_п = -(m_j R\omega^2/F_п)(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi). \quad (8.14)$$

Графически кривую удельных суммарных сил p строят с помощью диаграмм $\Delta p_г = f(\varphi)$ и $p_j = f(\varphi)$ (см. рис. 8.1). При суммировании этих диаграмм, построенных в одном масштабе M_p, полученная диаграмма p будет в том же масштабе.

Суммарная сила P, как и силы $P_г$ и Pj, направлена по оси цилиндра и приложена к оси поршневого пальца (рис. 8.3, *б*). Воздействие от силы P передается на стенки цилиндра перпендикулярно его оси и на шатун по направлению его оси.

Сила N (кН), действующая перпендикулярно оси цилиндра, называется *нормальной силой* и воспринимается стенками цилиндра:

$$N = P\,\mathrm{tg}\beta. \quad (8.15)$$

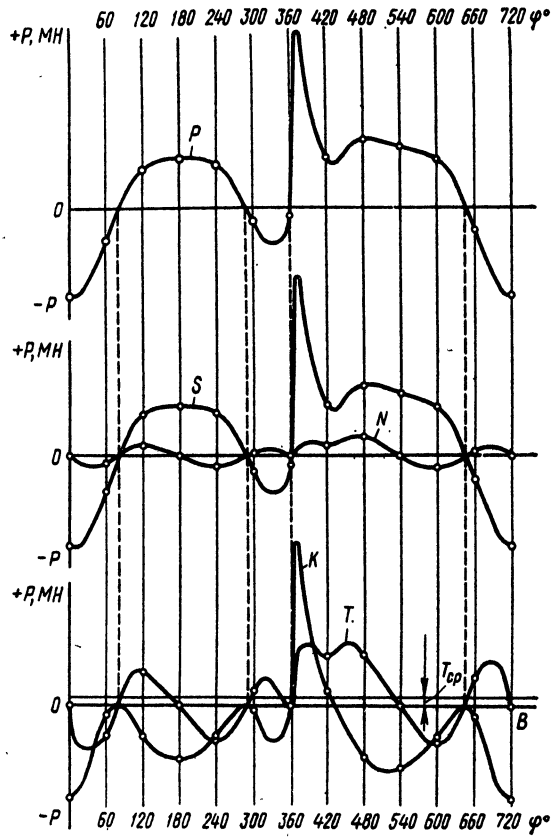


Рис. 8.4. Построение сил P, N, S, K и T по углу поворота кривошипа

Нормальная сила N считается положительной, если создаваемый ею момент относительно оси коленчатого вала направлен противоположно направлению вращения вала двигателя.

Сила S (кН), действующая вдоль шатуна, воздействует на него и далее передается кривошипу. Она считается положительной, если сжимает шатун, и отрицательной, если его растягивает:

$$S = P(1/\cos\beta). \quad (8.16)$$

От действия силы S на шатунную шейку возникают две составляющие силы (рис. 8.3, *б*):

сила, направленная по радиусу кривошипа (кН):

$$K = P\cos(\varphi+\beta)/\cos\beta, \qquad (8.17)$$

и тангенциальная сила, направленная по касательной к окружности радиуса кривошипа (кН):

$$T = P\sin(\varphi+\beta)/\cos\beta. \qquad (8.18)$$

Сила K считается положительной, если она сжимает щеки колена.

Сила T принимается положительной, если направление создаваемого ею момента совпадает с направлением вращения коленчатого вала.

Числовые значения тригонометрических функций, входящих в уравнения (8.15) — (8.18), для различных λ и φ приведены в табл. 8.2 — 8.5. По данным, полученным в результате решения этих уравнений, строят кривые изменения полных сил N, S, K и T (рис. 8.4) или удельных сил p_N, p_S, p_K и p_T (см. рис. 10.2).

Таблица 8.2

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

Таблица 8.3

$\varphi°$	Знак	Значения $1/\cos\beta$ при λ								Знак	$\varphi°$
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1	1	1	1	1	1	1	1	+	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

Продолжение табл. 8.3

$\varphi°$	Знак	Значения $1/\cos\beta$ при λ								Знак	$\varphi°$
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
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	1	1	1	1	1	1	1	+	180

Графически $T_{ср}$ определяют по площади, заключенной под кривой T:

$$T_{ср} = (\Sigma f_1 - \Sigma f_2)\, M_p / OB, \tag{8.19}$$

где Σf_1 и Σf_2 — соответственно положительные и отрицательные площади, заключенные под кривой T, мм^2; M_p — масштаб полных сил, МН в мм; OB — длина основания диаграммы, мм (рис. 8.4).

Точность расчетов и построения кривой силы T проверяют по уравнению

$$T_{ср} = 2 p_i F_п / (\tau\pi), \tag{8.20}$$

где $T_{ср}$ — среднее значение тангенциальной силы за цикл, МН; p_i — среднее индикаторное давление, МПа; $F_п$ — площадь поршня, м^2; τ — тактность двигателя.

Таблица 8.4

$\varphi°$	Знак	Значения $\cos(\varphi+\beta)/\cos\beta$ при λ								Знак	$\varphi°$
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1	1	1	1	1	1	1	1	+	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

$\varphi°$	Знак	Значения $\cos(\varphi+\beta)/\cos\beta$ при λ								Знак	$\varphi°$
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
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	1	1	1	1	1	1	1	–	180

Таблица 8.5

$\varphi°$	Знак	Значения $\sin(\varphi+\beta)/\cos\beta$ при λ								Знак	$\varphi°$
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0	0	0	0	0	0	0	0	–	360
10	+	0,215	0,216	0,218	0,220	0,221	0,223	0,225	0,227	–	350
20	+	0,419	0,423	0,426	0,429	0,432	0,436	0,439	0,442	–	340
30	+	0,605	0,609	0,613	0,618	0,622	0,627	0,631	0,636	–	330
40	+	0,762	0,767	0,772	0,777	0,782	0,788	0,793	0,798	–	320
50	+	0,886	0,891	0,896	0,901	0,906	0,912	0,917	0,922	–	310
60	+	0,972	0,976	0,981	0,985	0,990	0,995	0,999	1,004	–	300
70	+	1,018	1,022	1,025	1,029	1,032	1,035	1,039	1,043	–	290
80	+	1,027	1,029	1,030	1,032	1,034	1,036	1,038	1,040	–	280
90	+	1	1	1	1	1	1	1	1	–	270
100	+	0,943	0,941	0,939	0,937	0,936	0,934	0,932	0,930	–	260
110	+	0,861	0,858	0,854	0,851	0,847	0,844	0,840	0,837	–	250
120	+	0,760	0,756	0,751	0,747	0,742	0,737	0,733	0,728	–	240
130	+	0,646	0,641	0,636	0,631	0,626	0,620	0,615	0,610	–	230
140	+	0,524	0,519	0,513	0,508	0,503	0,498	0,493	0,488	–	220
150	+	0,395	0,391	0,387	0,382	0,378	0,373	0,369	0,364	–	210
160	+	0,265	0,261	0,258	0,255	0,252	0,248	0,245	0,242	–	200
170	+	0,133	0,131	0,129	0,127	0,126	0,124	0,122	0,121	–	190
180	+	0	0	0	0	0	0	0	0	–	180

По величине T определяют крутящий момент одного цилиндра (МН · м):

$$M_{\text{кр.ц}} = TR. \qquad (8.21)$$

Кривая изменения силы T в зависимости от φ является также и кривой изменения $M_{\text{кр.ц}}$, но в масштабе $M_M = M_p R$ МН · м в мм.

Для построения кривой суммарного крутящего момента $M_{\text{кр}}$ многоцилиндрового двигателя графически суммируют кривые моментов каждого цилиндра, сдвигая одну кривую относительно другой на угол поворота кривошипа между вспышками. Так как величины и характер изменения крутящих моментов по углу поворота коленчатого вала всех цилиндров двигателя одинаковы и отличаются лишь угловыми интервалами, равными угловым интервалам между вспышками в отдельных цилиндрах, то для подсчета суммарного крутящего момента двигателя достаточно иметь кривую крутящего момента одного цилиндра.

Для двигателя с равными интервалами между вспышками суммарный крутящий момент будет периодически изменяться (i — число цилиндров двигателя):

Для четырехтактного двигателя через	$\theta = 720°/i$
Для двухтактных двигателей через	$\theta = 360°/i$

При графическом построении кривой $M_{кр}$ (рис. 8.5) кривую $M_{кр.ц}$ одного цилиндра разбивают на число участков, равное $720°/\theta$ (для четырехтактных двигателей); все участки кривой совмещаются и суммируются. Результирующая кривая показывает изменение суммарного крутящего момента двигателя в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

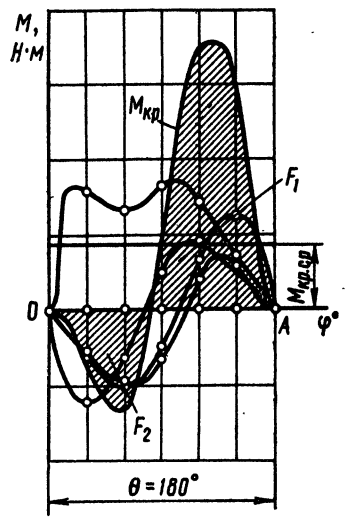


Рис. 8.5. Построение кривой суммарного крутящего момента четырехцилиндрового четырехтактного двигателя

Среднее значение суммарного крутящего момента $M_{кр.ср}$ (МН·м) определяется по площади, заключенной между кривой $M_{кр}$ и линией OA:

$$M_{кр.ср} = (F_1 - F_2)\, M_M / OA, \qquad (8.22)$$

где F_1 и F_2 — соответственно положительная и отрицательная площади, заключенные между кривой $M_{кр}$ и линией OA и эквивалентные работе, совершаемой суммарным крутящим моментом (при $i \geqslant 6$ отрицательная площадь, как правило, отсутствует), мм^2; M_M — масштаб моментов, МН·м в мм; OA — длина интервала между вспышками на диаграмме (рис. 8.5), мм.

Момент $M_{кр.ср}$ представляет собой средний индикаторный момент двигателя. Действительный эффективный крутящий момент, снимаемый с вала двигателя:

$$M_e = M_{кр.ср}\eta_м, \qquad (8.23)$$

где $\eta_м$ — механический КПД двигателя.

8.6. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ШАТУННЫЕ ШЕЙКИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Силы, действующие на шатунные шейки рядных и V-образных двигателей, определяют аналитическим способом или графическим построением.

Рядные двигатели. Аналитически результирующая сила, действующая на шатунную шейку рядного двигателя (рис. 8.6, *а*):

$$R_{ш.ш}=\sqrt{T^2+P_к^2}, \tag{8.24}$$

где $P_к=K+K_{R_ш}$ — сила, действующая на шатунную шейку по кривошипу, Н.

Направление результирующей силы $R_{ш.ш}$ для различных положений коленчатого вала определяется углом ψ, заключенным между вектором $R_{ш.ш}$ и осью кривошипа. Угол ψ находится из соотношения

$$\operatorname{tg}\psi=T/P_к. \tag{8.25}$$

Результирующую силу $R_{ш.ш}$, действующую на шатунную шейку, можно получить геометрическим сложением силы $P_к$, действующей по кривошипу, и тангенциальной силы T, либо геометрическим сложением суммарной силы S, действующей по шатуну, и центробежной силы $K_{R_ш}$ вращающихся масс шатуна (см. рис. 8.6, *а*).

Графическое построение силы $R_{ш.ш}$ в зависимости от угла поворота кривошипа осуществляется в виде полярной диаграммы (рис. 8.7, *б*) с полюсом в точке $O_ш$.

При рассмотрении силы $R_{ш.ш}$ как суммы сил T и $P_К$ построение полярной диаграммы производится следующим образом (рис. 8.7, *а*).

Из точки $O_ш$ — полюса диаграммы — по оси абсцисс вправо откладывают положительные силы T, а по оси ординат вверх — отрицательные силы $P_к$. Результирующую силу $R_{ш.ш}$ для соответствующего угла поворота коленчатого вала определяют графически как геометрическую сумму сил T и $P_к$. На рис. 8.7, *а* дано построение сил $R_{ш.ш}$ для углов $\varphi_0=0$, $\varphi_1=30$ и $\varphi_{13}=390°$. Аналогично строят силы и для других положений коленчатого вала.

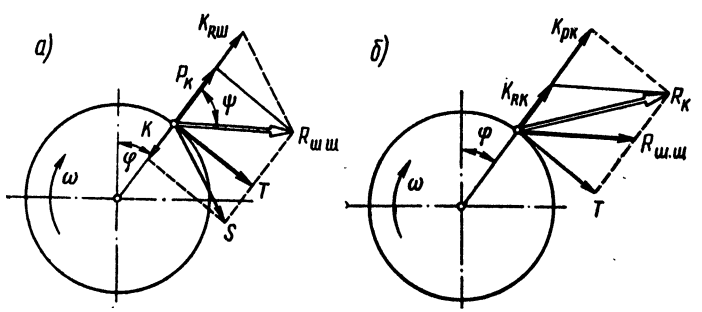


Рис. 8.6. Силы, действующие на:

а — шатунную шейку вала; *б* — колено вала

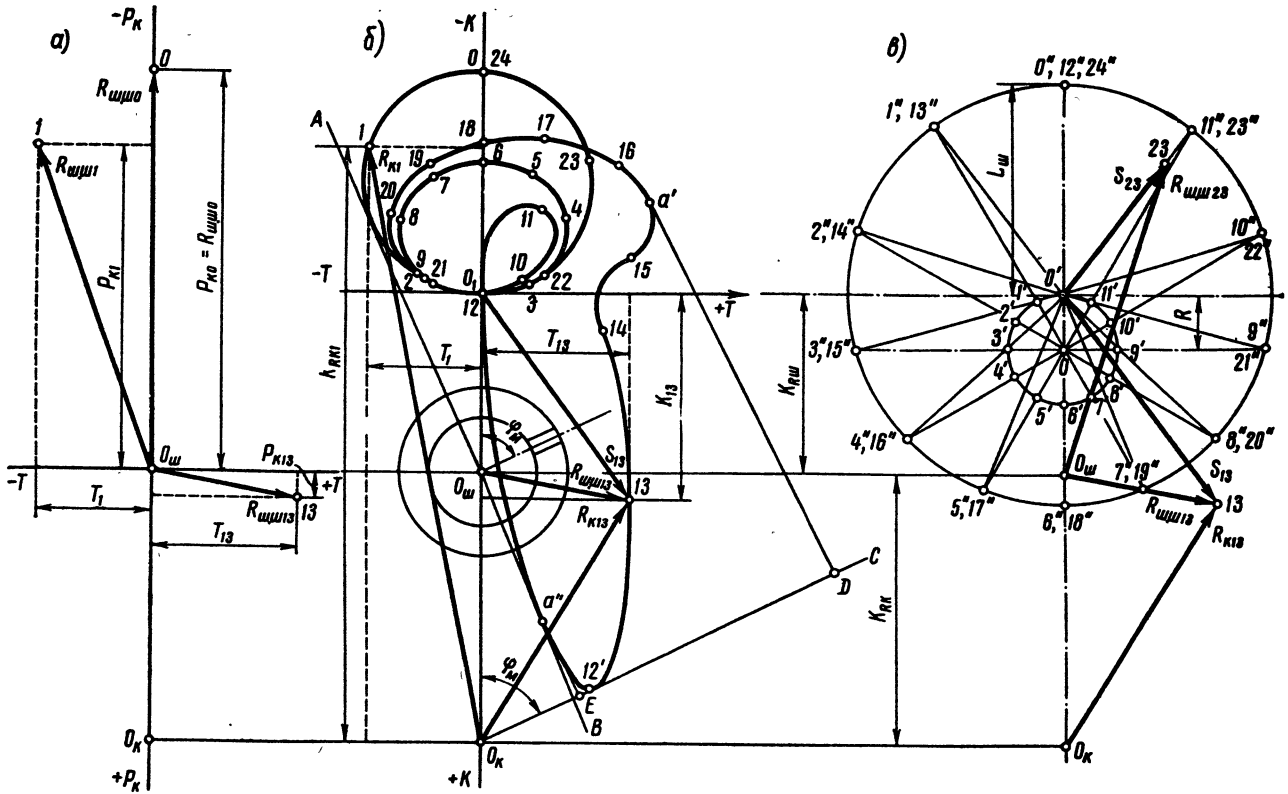


Рис. 8.7. Построение полярной диаграммы нагрузки на шатунную шейку:

а — построение $R_{ш.ш}$ как суммы T и $p_к$; *б* — полярная диаграмма; *в* — построение $R_{ш.ш}$ как суммы S и $K_{Rш}$

Для получения полярной диаграммы концы результирующих сил $R_{ш.ш}$ последовательно в порядке нарастания углов соединяют плавной кривой.

На рис. 8.7, *б*, *в* полярная диаграмма нагрузки на шатунную шеку построена геометрическим сложением сил S и $K_{R_ш}$. Различие заключается в построении сил S. На рис. 8.7, *б* силы S определены геометрическим сложением сил T и K, т. е. $S=\sqrt{T^2+K^2}$, и показано построение силы S_{13}, соответствующей углу $\varphi_{13}=390°$ поворота кривошипа. На рис. 8.7, *в* силы S, предварительно подсчитанные аналитически, непосредственно суммируются с силой $K_{R_ш}$.

Построение полярной диаграммы нагрузки на шатунную шейку (рис. 8.7, *в*) геометрическим сложением суммарной силы S, действующей по оси шатуна, с центробежной силой инерции $K_{R_ш}$, действующей по кривошипу, осуществляется следующим образом.

Из точки O, представляющей собой центр условно неподвижной коренной шейки, радиусом, равным в принятом масштабе радиусу кривошипа, описывают окружность. Из точки O' — центра шатунной шейки в в.м.т.— проводят вторую окружность радиусом, равным в том же масштабе длине шатуна. Окружность с центром O делят на равное число частей (обычно на 12 или 24). Через точки деления из центра O проводят лучи до пересечения с окружностью, проведенной из точки O'. Эти лучи представляют собой относительные положения оси условно вращающегося цилиндра двигателя. Принято, что цилиндр вращается с угловой скоростью, равной по величине, но противоположной по направлению угловой скорости вращения коленчатого вала. Соединяя точку с концами проведенных лучей, получают отрезки $O'1''$, $O'2''$ и т. д. Эти отрезки — относительные положения оси шатуна при определенных углах поворота коленчатого вала. Из точки O' по направлениям оси шатуна откладывают в определенном масштабе M_P с учетом знаков векторы сил S (на рис. 8.7, *в* показаны силы S_{13}, при $\varphi_{13}=390°$ и S_{23} при $\varphi_{23}=690°$) и концы их соединяют плавной линией. Полученная кривая называется *полярной диаграммой сил* S с полюсом в точке O'.

Для нахождения результирующей силы $R_{ш.ш}$ необходимо переместить полюс O' по вертикали на величину силы $K_{R_ш}$ ($K_{R_ш}$ постоянна по величине и направлению), взяв ее в том же масштабе M_P. Полученная точка $O_ш$ называется *полюсом полярной диаграммы* результирующих сил $R_{ш.ш}$, действующих на шатунную шейку.

Чтобы геометрически сложить векторы сил S и $K_{R_ш}$ для какого-либо положения кривошипа (например, 23), достаточно провести из полюса $O_ш$ вектор $\overline{O_ш23}$. Этот вектор, являющийся гео-

метрической суммой векторов $\overline{O_ш O'} = \overline{K_{R_ш}}$ и $\overline{O'23} = \overline{S_{23}}$, по величине и направлению соответствует искомой силе $R_{ш.ш23}$.

Таким образом, векторы, соединяющие начало координат (полюс $O_ш$) с точками на контуре полярной диаграммы сил S, выражают по величине и направлению силы, действующие на шатунную шейку при соответствующих углах поворота коленчатого вала.

Для получения результирующей силы $\overline{R_K} = \overline{R_{ш.ш}} + \overline{K_{RK}}$ (см. рис. 8.6, *б*), действующей на колено вала и изгибающей шатунную шейку, необходимо полюс $O_ш$ переместить по вертикали (см. рис. 8.7) на величину центробежной силы инерции вращающихся масс кривошипа $K_{RK} = -m_к R\omega^2$ в точку $O_к$. На рис. 8.7, *б*, *в* показано построение результирующих сил R_K для углов $\varphi_{13} = 390°$. Аналитически сила (см. рис. 8.7, *б*)

$$R_к = \sqrt{T^2 + K_{p_к}^2}, \tag{8.26}$$

где $K_{p_к} = P_k + K_{RK} = K + K_{R_ш} + K_{RK} = K + K_R$ — сила, действующая на колено вала по кривошипу (на рис. 8.7, *б* показано построение силы R_{K1} при $\varphi = 30°$).

Для определения средней результирующей силы за цикл $R_{ш.ш.ср}$, а также ее максимального $R_{ш.шmax}$ и минимального $R_{ш.шmin}$ значений полярную диаграмму перестраивают в прямоугольные координаты в функции угла поворота коленчатого вала (рис. 8.8). Для этого на оси абсцисс откладывают: для каждого положения коленчатого вала углы поворота кривошипа, а на оси ординат — значения результирующей силы $R_{ш.ш}$, взятые из полярной диаграммы. При построении диаграммы все значения $R_{ш.ш}$ считаются положительными. Среднюю величину результирующей силы $R_{ш.ш.ср}$ находят путем планиметрирования площади под кривой $R_{ш.ш} = f(\varphi)$.

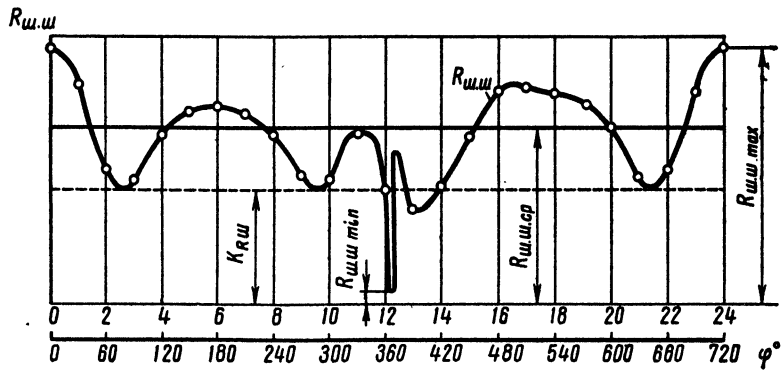


Рис. 8.8. Диаграмма нагрузки на шатунную шейку в прямоугольных координатах

V-образные двигатели. При определении результирующих сил, действующих на шатунную шейку V-образного двигателя, необходимо учитывать конструктивное выполнение соединения шатунов с коленчатым валом.

Для V-образных двигателей с сочлененными шатунами (с шатунной шейкой соединен только один шатун) результирующую силу $R_{ш.ш\Sigma}$, действующую на шатунную шейку, определяют геометрическим сложением суммарных сил T_Σ и $P_{K\Sigma}$, передающихся от левого и правого шатунов (рис. 8.9):

$$R_{ш.ш.\Sigma}=\sqrt{T_\Sigma^2+P_{K\Sigma}^2}. \qquad (8.27)$$

Силы T_Σ и $P_{K\Sigma}$ определяют табличным способом с учетом порядка работы двигателя

$$T_\Sigma=T_л+T_п; \qquad (8.28)$$

$$P_{K\Sigma}=P_{к.л}+P_{к.п}=K_л+K_{R_{ш.л}}+K_п+K_{R_{ш.п}}=K_\Sigma+K_{R_{ш\Sigma}}. \qquad (8.29)$$

Углы поворота коленчатого вала в V-образных двигателях отсчитывают от положения первого кривошипа, соответствующего в.м.т. в левом цилиндре от носка при правом вращении коленчатого вала.

Если интервалы между рабочими ходами правых и левых цилиндров на различных кривошипах одинаковы, то суммарные силы, определенные для первого кривошипа, могут быть использованы и для других кривошипов.

Для V-образных двигателей с одинаковыми шатунами, расположенными рядом на одной шейке, результирующие силы $R_{ш.ш.л}$ и $R_{ш.ш.п}$, действующие на соответствующие участки шатунной шейки, определяются раздельно так же, как и для однорядного двигателя. Однако для приближенного определения результирующей силы $R_{K\Sigma}$, действующей на колено вала, подсчитывают условную силу $R_{ш.ш\Sigma}$, действующую на шатунную шейку сдвоенного кривошипного механизма. Силу $R_{ш.ш\Sigma}$ определяют без учета смещения шатунов

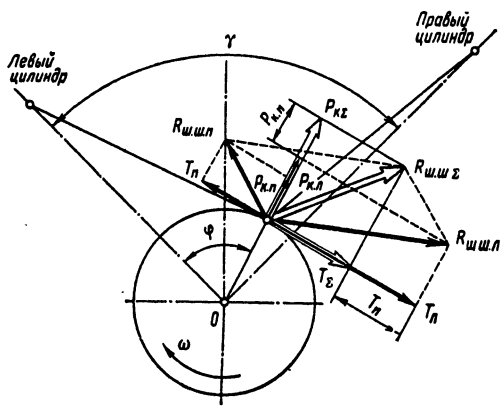


Рис. 8.9. Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала V-образного двигателя

аналогично определению этой же силы для двигателя с сочлененными шатунами. В этом случае

$$\bar{R}_{\text{к}\Sigma} = \bar{R}_{\text{ш.ш}\Sigma} + \bar{K}_{R_{\text{к}}}. \qquad (8.30)$$

Полярные диаграммы нагрузок на шатунную шеку и на колено вала V-образных двигателей строят так же, как и для рядных двигателей.

8.7. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА КОРЕННЫЕ ШЕЙКИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Результирующая сила $R_{\text{к.ш}}$, действующая на коренную шейку (рис. 8.10, *а*, *б*), определяется геометрическим сложением сил, равных, но противоположных по направлению силам, передающимся от двух смежных колен:

$$\bar{R}_{\text{к.ш}} = \bar{R}'_{\text{к}i} + \bar{R}'_{\text{к}(i+1)}, \qquad (8.30)$$

где $R'_{\text{к}i} = -R_{\text{к}i} l_2/L$ и $R'_{\text{к}(i+1)} = -R_{\text{к}(i+1)} l_1/L$ — соответственно усилия, передаваемые от i и $(i+1)$-го колен на коренную шейку, заключенную между ними; l_1 и l_2 — расстояния по оси вала между центрами коренной и шатунной шеек; L — расстояние между центрами соседних коренных шеек.

При симметричных коленах $R'_{\text{к}i} = -0{,}5R_{\text{к}i}$, $R'_{\text{к}(i+1)} = -0{,}5R_{\text{к}(i+1)}$, тогда

$$\bar{R}_{\text{к.ш}} = -0{,}5\,(\bar{R}_{\text{к}i} + \bar{R}_{\text{к}(i+1)}). \qquad (8.31)$$

Полярную диаграмму сил $R_{\text{к.ш}}$ строят с помощью двух полярных диаграмм нагрузок на смежные шатунные шейки, полюса $O_{\text{к}}$ кото-

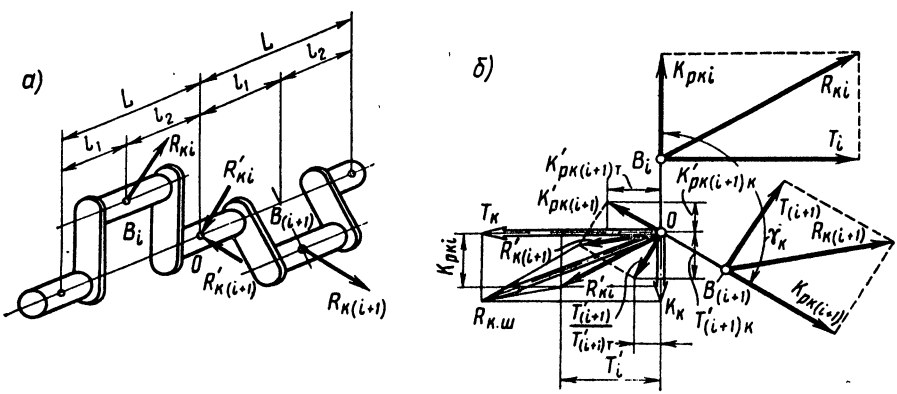


Рис. 8.10. Коренная шейка:

а — схема коленчатого вала; *б* — схема сил, действующих на коренную шейку

рых совмещены в одной точке (рис. 8.11). Графически точки полярной диаграммы нагрузки на коренную шейку для соответствующих углов поворота вала определяют геометрическим сложением попарно векторов $R_к$ обеих диаграмм, одновременно действующих на колено вала в соответствии с порядком работы цилиндров. Каждый из полученных результирующих векторов представляет собой удвоенную силу $R_{к.ш}$ с обратным знаком. Соединяя концы результирующих векторов плавной кривой в порядке возрастания углов поворота коленчатого вала, получают полярную диаграмму.

Для определения с помощью этой диаграммы результирующей силы $R_{к.ш}$, приложенной к коренной шейке при данном угле поворота кривошипа i-го цилиндра, необходимо уменьшить в два раза масштаб диаграммы по сравнению с масштабом полярных диаграмм нагрузки на шатунные шейки и принять направление векторов от кривой к полюсу $O_к$.

На рис. 8.11 показано построение полярной диаграммы нагрузки на вторую коренную шейку однорядного шестицилиндрового четырехтактного двигателя с порядком работы 1—5—3—6—2—4.

Результирующую силу, действующую на коренную шейку, можно подсчитать аналитически:

$$R_{к.ш}=\sqrt{T_к^2+K_к^2}, \quad (8.32)$$

где $T_к$ и $K_к$ — соответственно суммы проекций сил $R'_{кi}$ и $R'_{к(i+1)}$ на оси T и K i-го кривошипа.

Определяют $T_к$ и $K_к$ следующим образом (см. рис. 8.10, *б*). Проекции силы $R'_{кi}=-0{,}5R_{кi}$ на оси T и K i-го кривошипа будут:

$$T'_i=-0{,}5T_i;$$

$$K'_{ркi}=-0{,}5K_{ркi}.$$

Аналогично проекции силы $R'_{к(i+1)}$ на оси T и K $(i+1)$-го кривошипа

$$T'_{i+1}=-0{,}5T_{i+1};$$

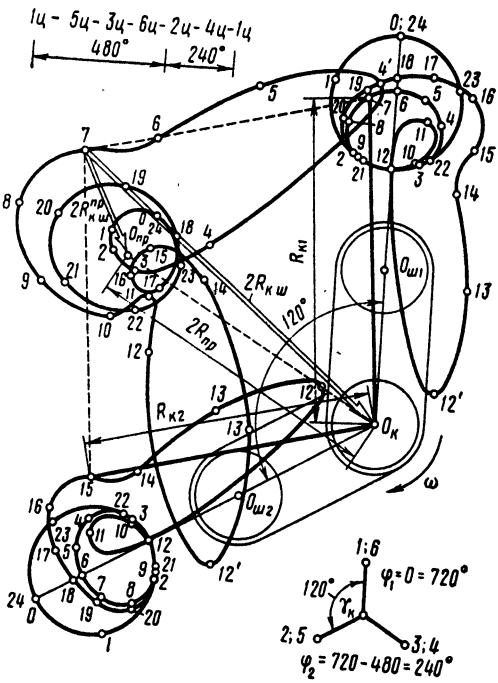


Рис. 8.11. Полярная диаграмма нагрузки на вторую коренную шейку однорядного шестицилиндрового четырехтактного двигателя

$$K'_{pк(i+1)} = -0{,}5K_{pк(i+1)}.$$

Далее определяют проекции T'_{i+1} и $K'_{pк(i+1)}$ на оси T и K i-го кривошипа:

$$T'_{(i+1)T} = T'_{i+1}\cos\gamma_к = -0{,}5T_{i+1}\cos\gamma_к;$$
$$T'_{(i+1)K} = T'_{i+1}\sin\gamma_к = -0{,}5T_{i+1}\sin\gamma_к;$$
$$K'_{pк(i+1)T} = -K'_{pк(i+1)}\sin\gamma_к = 0{,}5K_{pк(i+1)}\sin\gamma_к;$$
$$K'_{pк(i+1)K} = K'_{pк(i+1)}\cos\gamma_к = -0{,}5K_{pк(i+1)}\cos\gamma_к,$$

где $\gamma_к$ — угол между кривошипами i и $(i+1)$-го цилиндров.

Суммируя все проекции соответственно на оси T и K i-го кривошипа, получаем:

$$\left.\begin{aligned} T_к &= T'_i + T'_{(i+1)T} + K'_{pк(i+1)T} = -0{,}5\,(T_i + T_{i+1}\cos\gamma_к - \\ &\qquad - K_{pк(i+1)}\sin\gamma_к); \\ K_к &= K'_{pкi} + T'_{(i+1)K} + K'_{pк(i+1)K} = -0{,}5\,(K_{pкi} + \\ &\qquad + T_{i+1}\sin\gamma_к + K_{pк(i+1)}\cos\gamma_к). \end{aligned}\right\} \qquad (8.33)$$

При определении $T_к$ и $K_к$ для различных углов поворота коленчатого вала удобнее использовать табличную форму (табл. 8.6).

Таблица 8.6

	i-й кривошип			$(i+1)$-й кривошип							Коренная шейка			
$\varphi°$	φ_i	$-0{,}5T_i$	$-0{,}5K_{pкi}$	φ_{i+1}	$-0{,}5T_{i+1}$	$-0{,}5T_{i+1}\cos\gamma_к$	$-0{,}5T_{i+1}\sin\gamma_к$	$-0{,}5K_{pк(i+1)}$	$-0{,}5K_{pк(i+1)}\sin\gamma_к$	$-0{,}5K_{pк(i+1)}\cos\gamma_к$	φ_i	$K_к$	$T_к$	$R_{к.ш}$
0														
30														
.														
.														
.														
360														
.														
.														
.														
720														

Табл. 8.6 составляют по углу поворота кривошипа первого цилиндра от начала цикла. Углы поворота φ_i и φ_{i+1} и соответст-

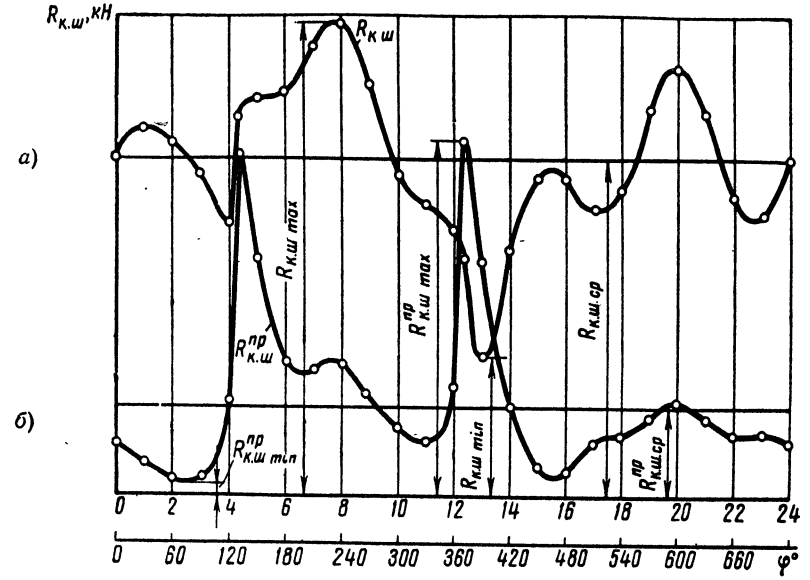


Рис. 8.12. Диаграмма нагрузки на коренную шейку:
а — без учета противовесов; *б* — вал с противовесами

вующие им силы определяют с учетом углового смещения порядка работы цилиндров. При угле между кривошипами $\gamma_к = 0$; 90; 180° и т. д. таблица значительно упрощается (см. табл. 10.6).

По значениям $T_К$ и $K_К$, взятым для различных углов поворота коленчатого вала, строят полярную диаграмму результирующих сил $R_{к.ш}$, действующих на коренную шейку в координатах T и K i-го цилиндра. Диаграмма строится аналогично полярной диаграмме нагрузки на шатунную шейку.

Определение результирующих сил $R_{к.ш}$, действующих на коренные шейки V-образных двигателей, и построение для них полярных диаграмм осуществляют так же, как и для рядных двигателей, но с учетом действия на каждое колено вала суммарных сил от двух цилиндров (см. § 8.6). Перестроение полярной диаграммы сил $R_{к.ш}$ (рис. 8.11) в прямоугольные координаты $R_{к.ш} - \varphi$ (рис. 8.12, *а*) и определение по ней $R_{к.ш.ср}$, $R_{к.ш\,max}$ и $R_{к.ш\,min}$ производится также, как это делалось при перестроении диаграммы сил $R_{ш.ш}$.

8.8. ДИАГРАММЫ ИЗНОСА ШЕЕК КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

На основании полярных диаграмм нагрузок на шейки коленчатого вала можно построить *диаграммы износа* шеек. Эти диаграммы дают возможность определить наиболее и наименее нагруженные участки шатунных и коренных шеек, что необходимо для

правильного определения местоположения масляного отверстия. Кроме того, они дают наглядное представление о характере износа шейки по всей окружности в предположении, что износ пропорционален усилиям, действующим на шейку.

Диаграмму износа шатунной шейки (рис. 8.13) строят по полярной диаграмме, приведенной на рис. 8.7, *б*, следующим образом. Проводят окружность, изображенную в произвольном масштабе шатунную шейку; делят ее на равное количество участков лучами $O_ш1$, $O_ш2$ и т. д. (обычно на 12 или 18 участков).

Дальнейшее построение осуществляют в предположении, что действие каждого вектора силы $R_{ш.ш i}$ распространяется на 60° по окружности шейки в обе стороны от точки приложения силы. Таким образом, для определения величины усилия (износа), действующего по каждому лучу (например, по лучу $O_ш22$), необходимо:

а) перенести луч с диаграммы износа параллельно самому себе на полярную диаграмму;

б) определить по полярной диаграмме сектор на шатунной шейке (по 60° в каждую сторону от луча $O_ш11$), в котором действующие силы $R_{ш.ш i}$ создают нагрузку (износ) по направлению луча $O_ш11$;

в) определить величину каждой силы $R_{ш.ш i}$, действующей в секторе луча $O_ш11$ (в секторе луча $O_ш11$ действуют всего три силы: $R_{ш.ш13}$, $R_{ш.ш14}$ и $R_{ш.ш15}$), и подсчитать результирующую величину $R_{ш.шΣ}$ ($R_{ш.шΣi}=R_{ш.ш13}+R_{ш.ш14}+R_{ш.ш15}$) для луча $O_ш11$;

г) отложить результирующую величину $R_{ш.шΣi}$ в выбранном масштабе на диаграмме износа по лучу $O_ш11$ от окружности к центру;

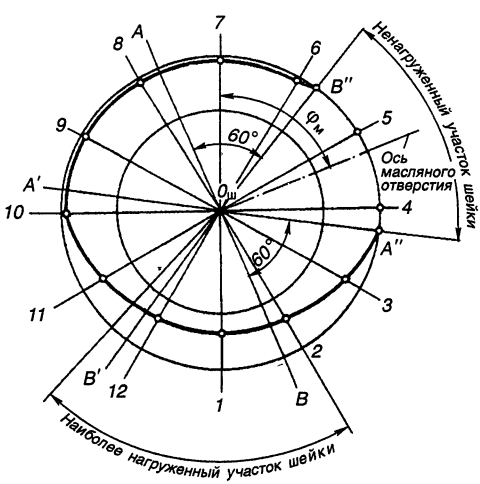


Рис. 8.13. Диаграмма износа шатунной шейки

д) таким же образом определить результирующие величины сил, действующих в секторах каждого луча (например, в секторе луча $O_ш1$ действуют все силы $R_{ш.ш i}$, кроме одной $R_{ш.ш13}$, а в секторах лучей $O_ш4$ и $O_ш5$ нет ни одной действующей силы);

е) отложить на каждом луче отрезки, соответствующие в выбранном масштабе результирующим величинам сил $R_{ш.шΣi}$, а концы отрезков соединить плавной кривой, характеризующей износ шейки;

ж) перенести на диаграмму износа ограничительные касательные к полярной диаграмме $O_шA$ и $O_шB$ и, проведя от них лучи $O_шA'$ и $O_шB'$ под углом 60°, определить граничные точки (A'' и B'') кривой износа шатунной шейки, между которыми обычно располагается ось масляного отверстия.

Для упрощения подсчета результирующих величин $R_{ш.шΣi}$ составляют таблицу (см. табл. 10.5), в которую заносят значения сил $R_{ш.ши}$, действующих по каждому лучу, и их сумму.

Диаграмму износа коренной шейки строят аналогично.

Глава 9

УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

9.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме, непрерывно изменяются и, если они не уравновешены, вызывают сотрясение и вибрацию двигателя, передающиеся раме автомобиля или трактора.

К неуравновешенным силам и моментам относятся:

а) силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс $P_i = P_{jI} + P_{jII}$* и центробежные силы инерции вращающихся масс K_R;

б) продольные моменты $M_j = M_{jI} + M_{jII}$ и M_R, возникающие в многоцилиндровых двигателях от неуравновешенных сил P_j и K_R отдельных цилиндров;

в) крутящий момент $M_{кр}$ и равный ему, но противоположно направленный опрокидывающий момент $M_{опр} = -M_{кр}$, воспринимаемый опорами двигателя.

Двигатель считается полностью уравновешенным, если при установившемся режиме работы силы и моменты, действующие на его опоры, постоянны по величине и направлению. Однако поршневые двигатели не могут быть полностью уравновешенными, так как крутящий момент $M_{кр}$ всегда является периодической функцией угла поворота коленчатого вала и, следовательно, величина опрокидывающего момента $M_{опр}$ всегда переменна.

Условия уравновешенности двигателя с любым числом цилиндров (при соблюдении равенства масс движущихся частей и идентичности протекания рабочего процесса во всех цилиндрах, а также

*При уравновешивании двигателей обычно рассматривают силы инерции только первых двух порядков.

обеспечении статической и динамической уравновешенности коленчатого вала) принято записывать в следующем виде:

а) результирующие силы инерции первого порядка и их моменты равны нулю: $\Sigma P_{jI}=0$ и $\Sigma M_{jI}=0$;

б) результирующие силы инерции второго порядка и их моменты равны нулю: $\Sigma P_{jII}=0$ и $\Sigma M_{jII}=0$;

в) результирующие центробежные силы инерции и их моменты равны нулю: $\Sigma K_R=0$ и $\Sigma M_R=0$.

Таким образом, решение вопроса уравновешивания двигателей сводится к уравновешиванию лишь наиболее значительных сил и их моментов.

Уравновешивание сил инерции первого и второго порядков достигается подбором определенного числа цилиндров, их расположением и выбором соответствующей кривошипной схемы коленчатого вала. Так, например, в шести- и восьмицилиндровых рядных двигателях полностью уравновешены силы инерции первого и второго порядков и их моменты.

При невозможности подобрать для проектируемого двигателя соответствующего количества и расположения цилиндров для полного уравновешивания сил инерции они могут быть уравновешены противовесами, расположенными на дополнительных валах, имеющих механическую связь с коленчатым валом.

В рядных двигателях уравновесить силы инерции первого и второго порядков установкой противовесов на коленчатом валу невозможно. При соответствующем выборе массы противовеса можно частично перенести действие силы инерции первого порядка из одной плоскости в другую, тем самым уменьшив максимальную неуравновешенность в одной плоскости.

Центробежные силы инерции вращающихся масс практически можно уравновесить в двигателе с любым количеством цилиндров установкой противовесов на коленчатом валу.

В большинстве многоцилиндровых двигателей результирующие силы инерции уравновешиваются без установки противовесов за счет соответствующего числа и расположения колен вала. Однако даже уравновешенные валы часто снабжают противовесами в целях уменьшения и более равномерного распределения нагрузки $R_{к.ш}$ на коренные шейки и подшипники, а также для уменьшения моментов, изгибающих коленчатый вал.

При установке противовесов на продолжении щек коленчатого вала результирующая сила, действующая на коренную шейку:

$$\overline{R}_{к.ш}^{пр}=\overline{R}_{к.ш}+\overline{R}_{пр}, \qquad (9.1)$$

где $R_{пр}$ — сила инерции противовеса.

Для получения полярной диаграммы силы $R_{к.ш}^{пр}$ необходимо полюс $O_к$ полярной диаграммы силы $R_{к.ш}$ (см. рис. 8.11) переместить

по биссектрисе угла при $R_{\text{пр}i} = R_{\text{пр}(i+1)}$ между кривошипами на величину $\bar{R}_{\text{пр}} = \bar{R}_{\text{пр}i} + \bar{R}_{\text{пр}(i+1)}$ в масштабе диаграммы. Полученная точка $O_{\text{пр}}$ будет полюсом полярной диаграммы силы $R^{\text{пр}}_{\text{к.ш}}$.

Снижение средней нагрузки на коренную шейку при установке противовесов показано на развернутой диаграмме результирующих сил, действующих на коренную шейку (см. рис. 8.12, *б*).

9.2. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ РАЗЛИЧНОГО ТИПА

Одноцилиндровый двигатель. В одноцилиндровом двигателе неуравновешенными силами являются P_{jI}, P_{jII} и K_R. Неуравновешенных моментов нет, т. е. $\Sigma M_{jI} = 0$; $\Sigma M_{jII} = 0$ и $\Sigma M_R = 0$.

Для уравновешивания центробежной силы инерции вращающихся масс K_R (рис. 9.1) на продолжении щек устанавливают два одинаковых противовеса, центры тяжести которых расположены на расстоянии ρ от оси коленчатого вала.

Полное уравновешивание силы K_R достигается при условии $2m_{prR}\rho\omega^2 = m_R R\omega^2$ за счет подбора m_{prR} и ρ.

Силы инерции первого P_{jI} и второго P_{jII} порядков не могут полностью уравновешиваться противовесами на продолжении щек коленчатого вала. С помощью таких противовесов возможен только частичный перенос сил инерции P_j из вертикальной в горизонтальную плоскость. Обычно таким способом уравновешивается $0{,}5P_{jI}$ (рис. 9.2). Как видно из рисунка, вертикальная составляющая силы инерции противовеса $R_{\text{пр}V}$ уменьшает силу P_{jI}, но в двигателе возникает дополнительная горизонтальная сила $R_{\text{пр}h}$.

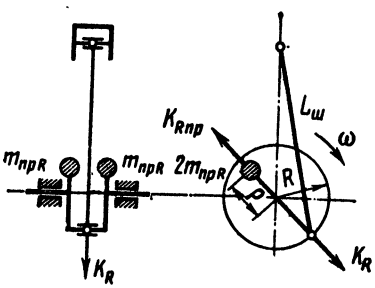


Рис. 9.1. Схема уравновешивания центробежных сил инерции в одноцилиндровом двигателе

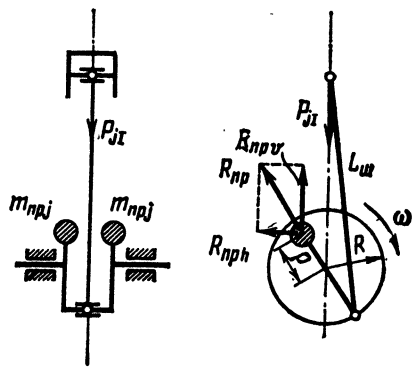


Рис. 9.2. Схема переноса действия силы инерции первого порядка одноцилиндрового двигателя из вертикальной в горизонтальную плоскость

Масса противовесов (кг)

$$2m_{\text{пр}.j}=0{,}5m_jR/\rho. \tag{9.2}$$

Таким образом, общая масса каждого противовеса в одноцилиндровом двигателе будет

$$m_{\text{пр}}=m_{\text{пр}R}+m_{\text{пр}j}=\frac{R}{2\rho}(m_R+0{,}5m_j). \tag{9.3}$$

Для полного уравновешивания сил инерции первого порядка $P_{j\text{I}}$ необходимо установить два противовеса на двух дополнительных валах с центрами $O_{пр\text{I}}$ и $O'_{пр\text{I}}$ (рис. 9.3), расположенных параллельно оси коленчатого вала и симметрично относительно оси цилиндров. Привод этих валов, осуществляемый от коленчатого вала, должен обеспечить их вращение в разные стороны с угловой частотой, равной угловой частоте вращения коленчатого вала. Противовесы расположены на этих валах так, чтобы они при вращении всегда составляли с осью цилиндра угол φ, равный углу поворота колена вала. Масса каждого противовеса должна создавать центробежную силу $R_{пр\text{I}}$, равную половине значения P_{I} и направленную в противоположную сторону. При этом горизонтальные составляющие сил инерции противовесов $P_{пр\text{I}}$ всегда уравновешены, так как они равны по величине и противоположны по направлению.

Равнодействующая вертикальных составляющих сил инерции противовесов $2R_{пр\text{I}v}=2m_{пр\text{I}}\rho_{пр\text{I}}\omega^2\cos\varphi$ расположена на оси цилиндров, а сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс $P_{\text{I}}=-m_jR\omega^2\cos\varphi$ [см. формулу (8.6)] также действует по оси цилиндров. Следовательно, при $\rho_{пр\text{I}}=R$ сила $P_{\text{I}}=2R_{пр\text{I}h}$ полностью уравновешена.

Уравновешивание силы инерции второго порядка P_{II} осуществляется аналогичным способом за счет установки еще двух противовесов на двух других валах с центрами $O_{пр\text{II}}$ и $O'_{пр\text{II}}$ (см. рис. 9.3). Эти валы расположены аналогично первым, но вращаются с удвоенной угловой частотой коленчатого вала. Противовесы установлены так, что при вращении всегда составляют с вертикальной осью угол 2φ. Взаимное уравновешивание горизонтальных составляющих сил инерции противовесов $R_{пр\text{II}h}$ и уравновешивание вертикальными составляющими $R_{пр\text{II}v}$ сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_{II} достигается при условиях:

$$m_{пр\text{II}}=\frac{\lambda}{8}\frac{R}{\rho_{пр\text{II}}}m_j \tag{9.2}$$

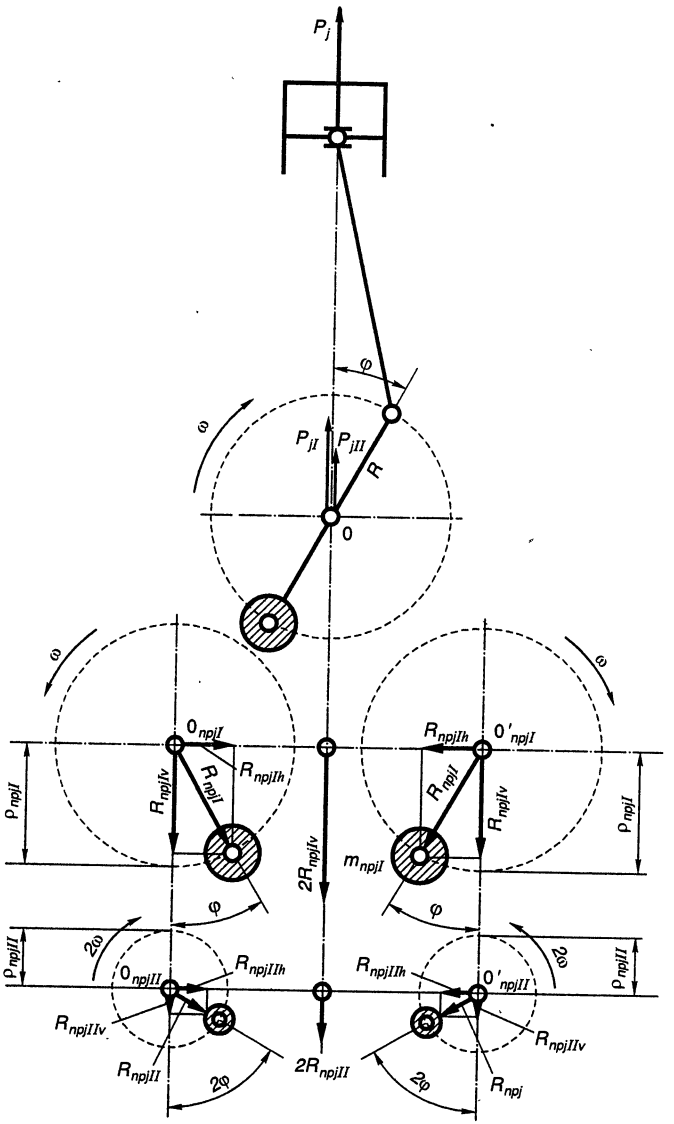


Рис. 9.3. Уравновешивание сил инерции в одноцилиндровом двигателе с помощью дополнительных валов с противовесами

и

$$2R_{прjIIv} = 2m_{прjII}\rho_{прjII}(2\omega)^2 \cos 2\varphi = m_j R\omega^2 \lambda \cos 2\varphi = -P_{jII}. \quad (9.3)$$

Уравновешивание одноцилиндровых двигателей с помощью установки дополнительных валов с противовесами осуществляется лишь для проведения исследовательских работ и в учебных целях. Практическое применение такое уравновешивание находит при создании тракторных 4-х цилиндровых двигателей для устранения вибрации, утомляющую водителя. Этот метод уравновешивания находит применение и при создании двигателей для высококомфортных легковых автомобилей.

Двухцилиндровые двигатели. Двухцилиндровый рядный двигатель с кривошипами, направленными в одну сторону (рис. 9.4). Порядок работы двигателя *1* — *2*. Промежутки между вспышками равны 360°. Коленчатый вал двигателя имеет кривошипы, направленные в одну сторону.

При принятой схеме расположения кривошипов для каждого цилиндра будут одинаковыми силы P_{jI}, P_{jII} и K_R. Равнодействующие этих сил первого и второго цилиндров соответственно:

$$2P_{jI} = 2P_{jI} = 2m_j R\omega^2 \cos\varphi;\ \Sigma P_{jII} = 2P_{jII} = 2m_j R\omega^2 \lambda \cos 2\varphi;$$

$$\Sigma K_R = 2K_R = 2m_R R\omega^2.$$

Неуравновешенных моментов нет, так как действующие силы и плечи приложения этих сил одинаковы: $\Sigma M_{jI} = 0$; $\Sigma M_{jII} = 0$ и $\Sigma M_R = 0$.

Уравновешивание двухцилиндрового двигателя осуществляется тем же способом, что и одноцилиндрового.

Двухцилиндровый двигатель с кривошипами под углом 180° (рис. 9.5). Порядок работы двигателя *1* — *2*. Промежутки между вспышками чередуются через 180 и 540°.

При принятой схеме расположения кривошипов силы инерции первого порядка при любом положении коленчатого вала уравновешиваются: $\Sigma P_{jI} = 0$.

В плоскости осей цилиндров эти силы создают неуравновешенную пару с моментом

$$\Sigma M_{jI} = P_{jI} a,$$

где a — расстояние между осями цилиндров.

С помощью противовесов, масса которых

$$m_{прj} = m_j R a/(\rho_j b),$$

можно перенести действие момента ΣM_{jI} в горизонтальную плоскость (b — расстояние между противовесами).

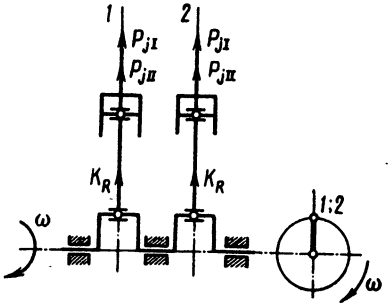


Рис. 9.4. Схема сил инерции, действующих в двухцилиндровом рядном двигателе с кривошипами, направленными в одну сторону

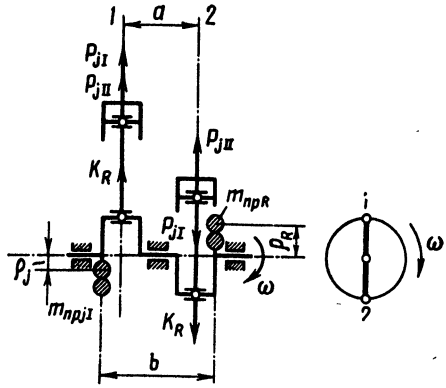


Рис. 9.5. Схема сил инерции, действующих в двухцилиндровом рядном двигателе с кривошипами под углом 180°

Таким образом, установка противовеса не уравновешивает момента сил инерции первого порядка, а перемещает его из вертикальной плоскости в горизонтальную.

Силы инерции второго порядка P_{jII} для первого и второго цилиндров равны и одинаково направлены. Равнодействующая этих сил

$$\Sigma P_{jII} = 2m_j R\omega^2 \lambda \cos 2\varphi.$$

Уравновешивания силы P_{jII} можно добиться противовесами, установленными на дополнительных валах. Момент от сил инерции второго порядка равен нулю: $\Sigma M_{jII} = 0$. Центробежные силы инерции от первого и второго цилиндров взаимно уравновешиваются: $\Sigma K_R = 0$.

Возникающий от действия центробежных сил инерции свободный момент $\Sigma M_R = K_R a$. Уравновешивание этого момента осуществляется противовесами, масса которых

$$m_{прR} = m_R Ra/(\rho_R b).$$

Двухцилиндровый V-образный двигатель с углом развала 90°.

Коленчатый вал двигателя имеет одну шатунную шейку, на которой крепятся шатуны обоих цилиндров (вильчатое соединение), расположенных в одной плоскости (рис. 9.6). Промежутки между вспышками V-образного 4-х тактного двигателя с углом развала 90° составляют 450° и 270°.

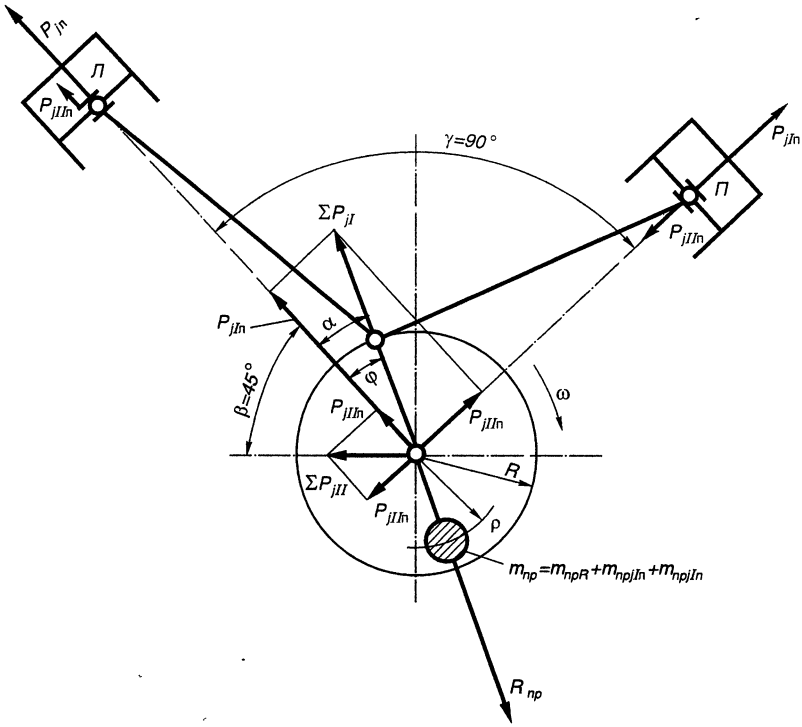


Рис. 9.6. Схема уравновешивания двухцилиндрового V-образного двигателя с углом развала $\gamma=90°$

При принятой схеме расположения цилиндров и общим кривошипом силы P_{jI}, P_{jII} и K_R для каждого цилиндра одинаковы. Равнодействующие сил левого и правого цилиндров составят:

$$\Sigma P_{jI}=\sqrt{P_{jIл}^2+P_{jIп}^2}=\sqrt{(m_{jI}R\omega^2\cos\varphi)^2+[m_{jI}R\omega^2\cos(90-\varphi)]^2}=m_{jI}R\omega^2;$$

$$\Sigma P_{jII}=\sqrt{P_{jIIл}^2+P_{jIIп}^2}=\sqrt{(m_{jII}R\omega^2\cos 2\varphi)^2+(-m_{jII}R\omega^2\lambda\cos 2\varphi)}=$$

$$=-\sqrt{2}\,m_{jII}R\omega^2\lambda\cos 2\varphi;$$

$$\Sigma K_R=m_{Rл}R\omega^2+m_{Rп}R\omega^2=m_R R\omega^2.$$

Равнодействующая сила инерции первого порядка ΣP_{jI} постоянна по величине и всегда действует по радиусу кривошипа, так как угол α между направлением ΣPA_{jI} и осью левого цилиндра всегда равен углу φ поворота кривошипа ($\cos\alpha=P_{jIл}/\Sigma P_{jI}=$

$= m_{j\text{I}} R\omega^2 \cos\varphi / (m_{j\text{I}} R\omega^2) = \cos\alpha$). Следовательно, эта сила может быть полностью уравновешена противовесами, установленными на продолжении щек коленчатого вала. Масса каждого противовеса $m_{npj\text{I}} = m_{j\text{I}} R/(2\rho_{npj\text{I}})$.

Центробежная сила ΣK_R также уравновешивается двумя противовесами, размещенными на продолжении щек коленчатого вала. Масса каждого противовеса должна быть $m_{npR} = m_R R/(2\rho_{npR})$. Общая масса каждого противовеса, уравновешивающая массы сил $\Sigma P_{j\text{I}}$ и ΣK_R, с учетом равенства $\rho_{npj\text{I}}$ и ρ_{npR} составит $m_{\text{пр}} = m_{\text{пр}j\text{I}} + m_{\text{пр}R}$.

Равнодействующая сил инерции второго порядка $\Sigma P_{j\text{II}}$ всегда действует в горизонтальном направлении, а ее величина изменяется по гармоническому закону, так как ее составляющие $P_{j\text{II}\text{л}}$ и $P_{j\text{II}\text{п}}$ всегда равны по абсолютной величине, противоположны по знаку и направлены перпендикулярно друг другу (см. рис. 9.6). Не уравновешенная сила $\Sigma P_{j\text{II}} = -\sqrt{2}\, m_{j\text{II}} R\omega^2 \lambda \cos 2\varphi$ может быть уравновешена только при помощи противовесов, расположенных на двух дополнительных валах, вращающихся в разные стороны с угловой частотой, равной угловой частоте вращения коленчатого вала.

Моменты $\Sigma M_{j\text{I}} = 0$; $\Sigma M_{j\text{II}} = 0$; $\Sigma M_R = 0$.

Четырехцилиндровый рядный двигатель с кривошипами, расположенными под углом 180°. Порядок работы двигателя *1 — 2 — 4 — 3* или *1 — 3 — 4 — 2*. Промежутки между вспышками равны 180°. Коленчатый вал двигателя имеет кривошипы, расположенные под углом 180°. По такой схеме (рис. 9.7) выполнено большинство четырехцилиндровых рядных двигателей.

Силы инерции первого порядка и их моменты при указанном расположении кривошипов взаимно уравновешиваются: $\Sigma P_{j\text{I}} = 0$ и $\Sigma M_{j\text{I}} = 0$. Силы инерции второго порядка для всех цилиндров равны и направлены в одну сторону. Их равнодействующая

$$\Sigma P_{j\text{II}} = 4P_{j\text{II}} = 4m_j R\omega^2 \lambda \cos 2\varphi.$$

Силы инерции второго порядка можно уравновесить лишь с помощью дополнительных валов. Суммарный момент этих сил равен нулю: $\Sigma M_{j\text{II}} = 0$. Центробежные силы инерции для всех цилиндров

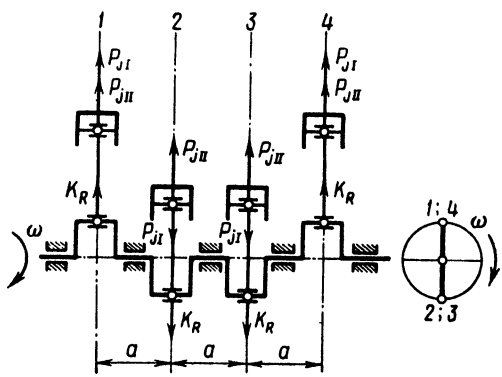


Рис. 9.7. Схема сил инерции, действующих в четырехцилиндровом рядном двигателе

равны и направлены попарно в разные стороны. Равнодействующая этих сил и момент равны нулю: $\Sigma K_R = 0$ и $\Sigma M_R = 0$.

Некоторые двигатели имеют коленчатые валы с противовесами для уменьшения центробежных сил, действующих на коренные подшипники.

Шестицилиндровые двигатели. Однорядный шестицилиндровый двигатель (рис. 9.8). Порядок работы двигателя: *1 — 5 — 3 — 6 — 2 — 4* или *1 — 4 — 2 — 6 — 3 — 5*. Промежутки между вспышками равны 120°. Коленчатый вал имеет кривошипы, расположенные под углом 120°.

Шестицилиндровый рядный двигатель уравновешен полностью:

$$\Sigma P_{Jl} = 0 \text{ и } \Sigma M_{Jl} = 0;$$

$$\Sigma P_{JII} = 0 \text{ и } \Sigma M_{JII} = 0;$$

$$\Sigma K_R = 0 \text{ и } \Sigma M_R = 0.$$

Шестицилиндровые рядные двигатели выполняют с семи- и четырехопорными коленчатыми валами.

На рис. 9.6 показана схема семиопорного коленчатого вала двигателя без противовесов. Некоторые двигатели имеют коленчатые валы с противовесами для разгрузки коренных подшипников от действия центробежных сил.

V-образный шестицилиндровый двигатель с углом развала цилиндров 90° и тремя спаренными кривошипами под углом 120° (рис. 9.9). Порядок работы двигателя: *1л — 1п — 2л — 2п — 3л — 3п*. Вспышки чередуются через 90 и 150°. Коленчатый вал имеет кривошипы, расположенные под углом 120°.

Для каждой секции двигателя, которая включает два цилиндра (левый и правый), равнодействующая сил инерции первого порядка является постоянной величиной и направлена всегда по радиусу

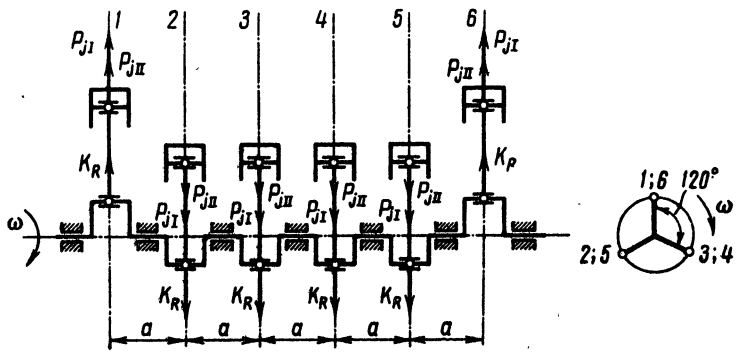


Рис. 9.8. Схема сил инерции, действующих в шестицилиндровом рядном двигателе

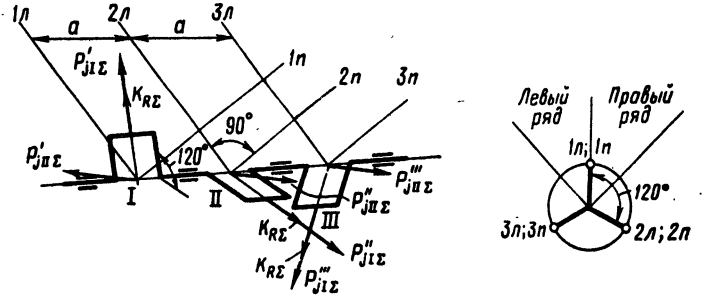


Рис. 9.9. Схема сил инерции, действующих в шестицилиндровом V-образном двигателе

кривошипа. Равнодействующая сил инерции первого порядка для всего двигателя равна нулю: $\Sigma P_{j1\,\Sigma}=0$. Суммарный момент от сил инерции первого порядка действует во вращающейся плоскости, составляющей с плоскостью первого кривошипа угол 30°, и равен

$$\Sigma M_{j1\,\Sigma}=\sqrt{3}\,P'_{j1\Sigma}a=1{,}732 m_j R\omega^2 a.$$

Равнодействующие сил инерции второго порядка для каждой секции всегда направлены по горизонтали перпендикулярно оси коленчатого вала (см. рис. 9.9). Сумма этих равнодействующих сил равна нулю:

$$\Sigma P_{j\text{II}\Sigma}=P'_{j\text{II}\Sigma}+P''_{j\text{II}\Sigma}+P'''_{j\text{II}\Sigma}=0.$$

Суммарный момент от сил инерции второго порядка действует в горизонтальной плоскости:

$$\Sigma M_{j\text{II}\Sigma}=\sqrt{2}m_j R\omega^2\lambda a\,(1{,}5\cos 2\varphi+0{,}866\sin 2\varphi).$$

Центробежные силы инерции взаимно уравновешиваются: $\Sigma K_R=0$.

Суммарный момент от центробежных сил действует в одной плоскости с моментом $\Sigma M_{j\text{II}\Sigma}$:

$$\Sigma M_{R\Sigma}=\sqrt{3}\,K_{R\Sigma}a=1{,}732\,(m_{\text{к}}+2m_{\text{ш.к}})\,R\omega^2 a.$$

Уравновешивание моментов $\Sigma M_{j\text{II}\Sigma}$ и $\Sigma M_{R\Sigma}$ осуществляется с помощью противовесов, устанавливаемых на продолжении щек коленчатого вала, а момента $\Sigma M_{j\text{III}\Sigma}$ — установкой противовесов на двух дополнительных валах.

V-образный шестицилиндровый двигатель с углом развала цилиндров 60° и шестью кривошипами под углом

60° (рис. 9.10). Порядок работы двигателя: *1л — 1п — 2л — 2п — 3л — 3п*. Чередование вспышек равномерное через 120°.

Для каждой секции двигателя, которая включает два цилиндра (левый и правый), равнодействующие сил инерции первого и второго порядков постоянны по величине, а равнодействующие сил инерции первого и второго порядков для всего двигателя равны нулю: $\Sigma P_{jI}=0$ и $\Sigma P_{jII}=0$. Равнодействующая центробежных сил также равна нулю: $\Sigma K_R=0$.

Суммарный момент от сил инерции первого порядка действует во вращающейся плоскости, совпадающей с плоскостью первого левого и третьего правого кривошипов:

$$\Sigma M_{jI}=1{,}5m_j R\omega^2 a.$$

Суммарный момент от сил инерции второго порядка действует в плоскости, вращающейся с угловой скоростью 2ω в сторону, противоположную вращению коленчатого вала:

$$\Sigma M_{jMII}=1{,}5m_j R\omega^2\lambda a.$$

Суммарный момент от центробежных сил действует в одной плоскости с моментом ΣM_{jI}:

$$\Sigma M_R=m_R R\omega^2[(2a+b)+1{,}732\,(a-b)].$$

Уравновешивание моментов ΣM_{jI} и ΣM_R осуществляется с помощью противовесов, устанавливаемых на продолжении двух крайних щек коленчатого вала, а момента ΣM_{jII} — путем постановки противовесов на дополнительном валу, вращающемся со скоростью 2ω.

Восьмицилиндровые двигатели. Восьмицилиндровый рядный двигатель (рис. 9.11). Порядок работы двигателя *1 — 6 —*

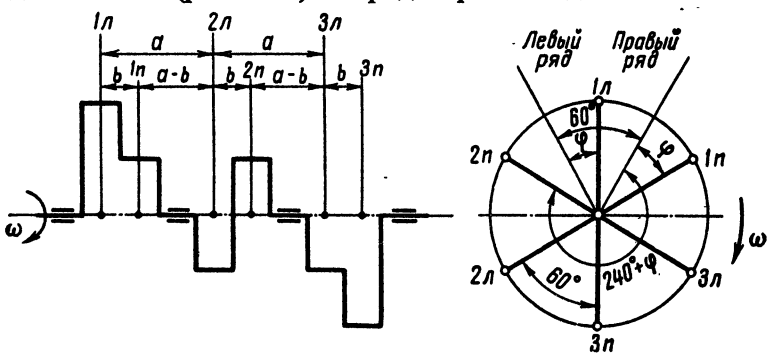


Рис. 9.10. Схема шестицилиндрового V-образного двигателя с углом развала цилиндров 60°

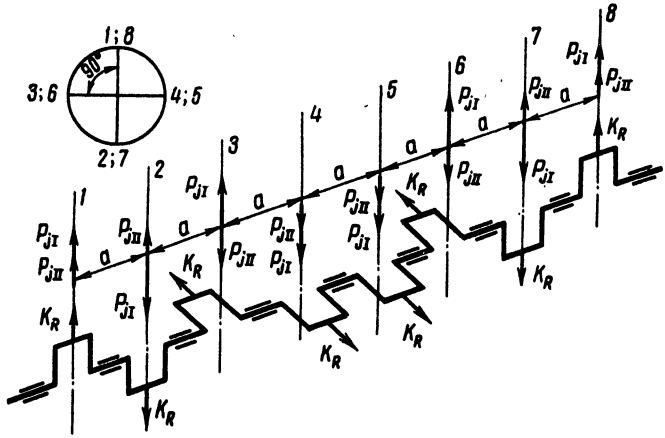


Рис. 9.11. Схема сил инерции, действующих в восьмицилиндровом рядном двигателе

2 — 5 — 8 — 3 — 7 — 4. Промежутки между вспышками равны 90°. Коленчатый вал имеет восемь кривошипов, которые расположены в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.

Двигатель полностью уравновешен:

$$\Sigma P_{jI}=0 \text{ и } \Sigma M_{jI}=0;\ \Sigma P_{jII}=0 \text{ и } \Sigma M_{jII}=0;$$

$$\Sigma K_R=0 \text{ и } \Sigma M_R=0.$$

Для разгрузки коленчатого вала от действия местных центробежных сил в некоторых двигателях применяют противовесы.

Восьмицилиндровый V-образный двигатель. Порядок работы двигателя: *1л — 1п — 4л — 2л — 2п — 3л — 3п — 4п*. Промежутки между вспышками равны 90°. Угол развала цилиндров $\gamma=90°$. Коленчатый вал имеет кривошипы, расположенные в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 9.12).

В двигателях рассматриваемого типа силы инерции первого порядка взаимно уравновешиваются: $\Sigma P_{jI}=0$. Суммарный момент этих сил действует во вращающейся плоскости, составляющей с плоскостью первого кривошипа угол 18°26′:

$$\Sigma M_{jI}=\sqrt{10}\, m_j R\omega^2 a.$$

Равнодействующие сил инерции второго порядка для каждой секции двигателя всегда направлены по горизонтали перпендикулярно оси коленчатого вала (рис. 9.12). Сумма этих равнодействующих сил равна нулю: $\Sigma P_{jII}=0$.

Суммарный момент сил инерции второго порядка также равен нулю: $\Sigma M_{jII}=0$. Центробежные силы инерции для всех секций равны

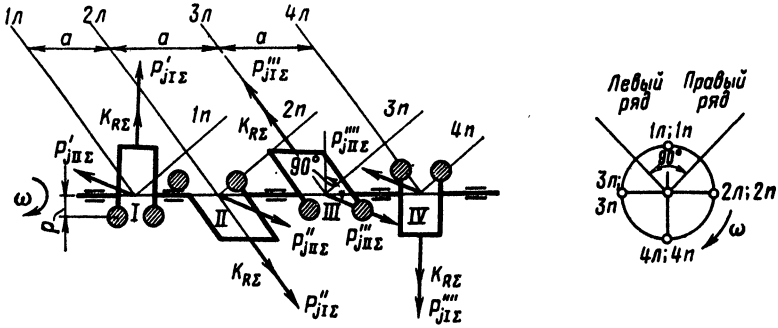


Рис. 9.12. Схема сил инерции, действующих в восьмицилиндровом V-образном двигателе

и направлены попарно в разные стороны. Равнодействующая этих сил $\Sigma K_R = 0$.

Суммарный момент ΣM_R центробежных сил действует в той же плоскости, что и равнодействующий момент сил инерции первого порядка ΣM_{jI}:

$$\Sigma M_R = \sqrt{10}\, K_R a = \sqrt{10}\,(m_к + 2m_{ш.к}) R\omega^2 a.$$

Уравновешивание моментов ΣM_{jI} и ΣM_R осуществляется противовесами, устанавливаемыми на продолжении щек вала (рис. 9.12) или путем установки двух противовесов на концах коленчатого вала в плоскости действия моментов, т. е. под углом 18°26′ (см. рис. 10.15).

Очевидно, что

$$\Sigma M_{jI} + \Sigma M_R = aR\omega^2 \sqrt{10}\,(m_j + m_к + 2m_{ш.к}).$$

Масса каждого общего противовеса, установленного на конце вала:

$$m_{пр\Sigma} = aR\sqrt{10}\,(m_j + m_к + 2m_{ш.к})/(\rho b),$$

где ρ — расстояние от центра тяжести общего противовеса до оси коленчатого вала; b — расстояние между центрами тяжести противовесов.

9.3. РАВНОМЕРНОСТЬ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА И РАВНОМЕРНОСТЬ ХОДА ДВИГАТЕЛЯ

При определении суммарных сил, действующих в двигателе, было установлено, что крутящий момент $M_{кр}$ представляет собой периодическую функцию угла поворота коленчатого вала. Неравн-

номерность изменения суммарного крутящего момента обусловливается особенностями протекания рабочего процесса двигателя и кинематическими свойствами его кривошипно-шатунного механизма.

Для оценки степени равномерности индикаторного крутящего момента двигателя обычно используют коэффициент неравномерности крутящего момента:

$$\mu=(M_{\text{кр.max}}-M_{\text{кр.min}})/M_{\text{кр.ср}}, \qquad (9.4)$$

где $M_{\text{кр.max}}$, $M_{\text{кр.min}}$ и $M_{\text{кр.ср}}$ — соответственно максимальный, минимальный и средний индикаторные крутящие моменты двигателя.

Для одного и того же двигателя величина коэффициента μ зависит от режима его работы. Поэтому для сравнительной оценки различных двигателей значения коэффициента неравномерности крутящего момента определяют для режима номинальной мощности.

Для двигателей с одноразмерными цилиндрами коэффициент μ уменьшается с увеличением числа цилиндров. Это наглядно иллюстрируется кривыми $M_{\text{кр}}=f(\varphi)$ (рис. 9.13).

Индикаторный крутящий момент двигателя $M_{\text{кр}}$ (Н·м) в каждый момент времени уравновешивается суммарным моментом сопротивления $M_{\text{сопр}}$ и моментом сил инерции J_0 всех движущихся масс двигателя, приведенных к оси коленчатого вала. Эта взаимосвязь выражается уравнением

$$M_{\text{кр}}=M_{\text{сопр}}+J_0 d\omega/dt, \qquad (9.5)$$

где $d\omega/dt$ — угловое ускорение коленчатого вала, рад/с^2.

Для установившегося режима работы двигателя

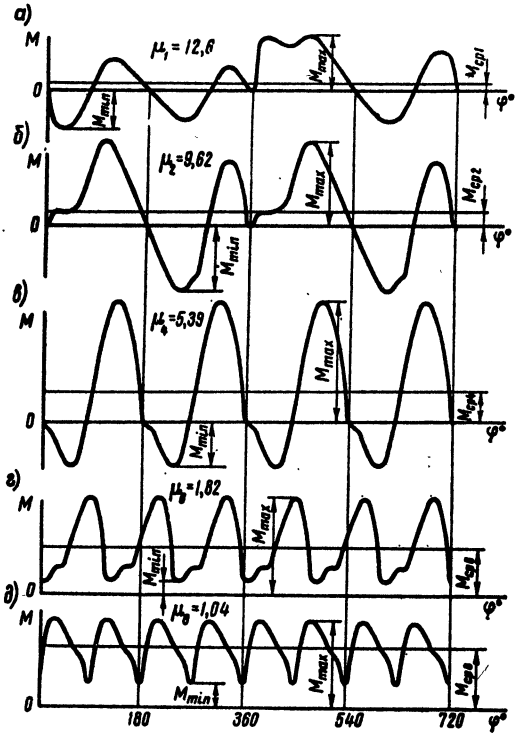


Рис. 9.13. Кривые крутящих моментов четырехтактных двигателей с различным числом одинаковых цилиндров (двигатели имеют интервалы между вспышками $\theta=720/i$):

а — одноцилиндровый $i=1$; *б* — двухцилиндровый $i=2$; *в* — четырехцилиндровый $i=4$; *г* — шестицилиндровый $i=6$; *д* — восьмицилиндровый $i=8$

$M_{сопр} = M_{кр.ср}$. Графически это означает, что линия $M_{кр.ср}$, построенная на диаграмме суммарного крутящего момента (рис. 9.14), определяет также значение момента сопротивления. Из рисунка видно, что $M_{кр.ср}$ пересекает кривую крутящего момента, образуя положительные (F_1) и отрицательные (F_2) площадки. Площадки, лежащие над линией момента сопротивления, пропорциональны избыточной работе крутящего момента, поглощаемой движущимися частями двигателя. Избыток работы идет на увеличение кинетической энергии и, следовательно, скорости движущихся масс. При недостатке работы происходит отдача энергии от движущихся частей, что вызывает замедление вращения коленчатого вала.

Величина избыточной работы $L_{изб}$ крутящего момента определяется графически по площади F_1:

$$L_{изб} = F_1 M_M M_\varphi, \tag{9.6}$$

где F_1 — площадь над прямой $M_{кр.ср}$, полученная планиметрированием или другим способом, мм^2; M_M — масштаб момента, Н·м в мм; $M_\varphi = 4\pi/(iac)$ — масштаб угла поворота коленчатого вала, рад в мм (отрезок ac — в мм; i — число цилиндров).

Избыточная работа крутящего момента может быть получена аналитически из уравнения (9.5) в виде приращения кинетической энергии вращающихся масс, обусловленного изменением угловой частоты вращения вала от ω_{max} до ω_{min}:

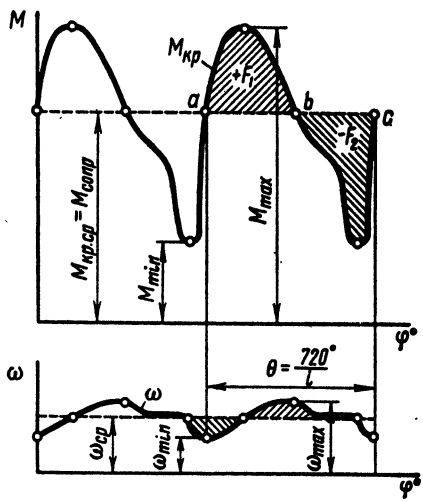


Рис. 9.14. Изменение крутящего момента и угловой скорости вращения коленчатого вала при установившемся режиме работы двигателя

$$L_{изб} = \frac{J_0}{2}(\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2) =$$

$$= J_0 \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}(\omega_{max} - \omega_{min}). \tag{9.7}$$

Нетрудно видеть, что изменения угловой частоты вращения коленчатого вала вызваны отклонением мгновенного значения $M_{кр}$ от среднего значения крутящего момента $M_{кр.ср} = M_{сопр}$. При $M_{кр} > M_{сопр}$ коленчатый вал имеет положительное угловое ускорение и угловая скорость его увеличивается. Если $M_{кр} < M_{сопр}$, то, наоборот, угловая скорость коленчатого вала уменьшается. При $M_{кр} = M_{сопр}$ уравнение (9.5) примет вид:

$$J_0 d\omega/dt = 0.$$

В этом случае $d\omega/dt = 0$, а угловая частота вала $\omega = \omega_{max}$ или $\omega = \omega_{min}$.

Колебание угловой частоты при установившемся режиме работы двигателя вследствие неравномерности крутящего момента характеризуется коэффициентом неравномерности хода

$$\delta = (\omega_{max} - \omega_{min})/\omega_{ср}. \quad (9.8)$$

Если принять, что средняя угловая частота вращения (рад/с)

$$\omega_{ср} = \omega = (\omega_{mwax} + \omega_{min})/2, \quad (9.9)$$

то уравнение (9.7) можно записать в виде

$$\delta = L_{изб}/(J_0\omega^2). \quad (9.10)$$

Подставляя значение средней угловой частоты $\omega_{ср} = \omega = \pi n/30$ в уравнение (9.10), получаем

$$\delta = 900L_{изб}/[J_0(\pi n)^2]. \quad (9.11)$$

Коэффициент неравномерности хода δ:

Для автомобильных двигателей	0,01—0,02
Для тракторных двигателей	0,003—0,010

Из уравнения (9.11) следует, что при $L_{изб} = \text{const}$ увеличение частоты вращения и момента инерции вращающихся масс приводит к уменьшению коэффициента неравномерности хода.

При определении коэффициента неравномерности хода предполагалось, что коленчатый вал является абсолютно жестким. В действительности коленчатый вал и соединенные с ним механизмы обладают упругими свойствами и подвержены действиям крутильных колебаний. В связи с этим расчетная величина коэффициента неравномерности хода будет несколько отличаться от действительной.

При расчете вновь проектируемого двигателя, задаваясь величиной δ, можно определить из формулы (9.10) момент инерции (кг·м^2) движущихся масс двигателя:

$$J_0 = L_{изб}/(\delta\omega^2). \quad (9.12)$$

9.4. РАСЧЕТ МАХОВИКА

Основное назначение маховика — обеспечение равномерности хода двигателя и создание необходимых условий для трогания машины с места.

Для автомобильных двигателей, работающих обычно с большой недогрузкой, характерен облегченный разгон машины и поэтому маховик автомобильного двигателя, как правило, имеет минимальные размеры.

В тракторных двигателях кинетическая энергия маховика должна обеспечить трогание машины с места и преодоление кратковременных перегрузок, поэтому маховики тракторных двигателей по сравнению с автомобильными имеют большую массу и размеры.

Расчет маховика сводится к определению момента инерции $J_м$ маховика, махового момента $m_м D_{ср}^2$, основных размеров и максимальной окружной скорости.

Для расчета можно принять, что момент инерции маховика со сцеплением автомобильного двигателя составляет 80 — 90% от момента инерции J_0 двигателя, а тракторного — 75 — 90%.

Маховой момент (кг·м^2)

$$m_м D_{ср}^2 = 4J_м, \tag{9.13}$$

где $m_м$ — масса маховика, кг; $D_{ср}$ — средний диаметр маховика, м.

По величине махового момента осуществляют подбор основных размеров маховика, руководствуясь в основном соображениями конструктивного характера. Так, диаметр маховика выбирают с учетом габаритов двигателя, возможности размещения механизма сцепления и т. д. Для приближенных расчетов можно принять $D_{ср} = (2-3)S$, где S — ход поршня, м.

По условиям прочности внешний диаметр $D_м$ маховика должен быть выбран с учетом обеспечения допустимых окружных скоростей.

Окружная скорость на внешнем ободе маховика

$$v_м = \pi D_м n/60, \tag{9.14}$$

где n — частота вращения вала двигателя, мин$^{-1}$.

Окружная скорость:

Для чугунных маховиков	$v_м \leqslant 25-30$ м/с
Для стальных маховиков	$v_м \leqslant 40-45$ м/с

Глава 10

РАСЧЕТ КИНЕМАТИКИ И ДИНАМИКИ ДВИГАТЕЛЯ

В целях сокращения объема книги ниже приведены расчеты только по двум двигателям: четырехцилиндрового рядного карбюраторного двигателя и восьмицилиндрового V-образного дизеля с наддувом. Это оправдано и тем, что геометрические размеры

двигателя с впрыском топлива (D, s и Vл) очень близки к размерности карбюраторного двигателя, а тепловой расчет и расчет скоростной характеристики дизеля с наддувом произведены на базе дизеля без наддува.

10.1. РАСЧЕТ РЯДНОГО КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Примеры расчетов кинематики и динамики, изложенные ниже, приведены для того же двигателя, для которого в гл. 5 дан пример теплового расчета, а в гл. 6 — расчет скоростной характеристики. В связи с этим все исходные данные для расчетов кинематики и динамики рядного карбюраторного двигателя взяты соответственно из § 5.2 и 6.3.

Кинематика

Выбор λ и длины $L_ш$ шатуна. В целях уменьшения высоты двигателя без значительного увеличения инерционных и нормальных сил отношение радиуса кривошипа к длине шатуна предварительно было принято в тепловом расчете $\lambda=0{,}285$. При этих условиях $L_ш=R/\lambda=39/0{,}285=136{,}8$ мм.

Построив кинематическую схему кривошипно-шатунного механизма (см. рис. 7.2), устанавливаем, что ранее принятые значения $L_ш$ и λ обеспечивают движение шатуна без задевания за нижнюю кромку цилиндра. Следовательно, перерасчета величин $L_ш$ и λ не требуется.

Перемещение поршня

$$s_x=R\left[(1-\cos\varphi)+\frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\varphi)\right]=$$

$$=39\left[(1-\cos\varphi)+\frac{0{,}285}{4}(1-\cos 2\varphi)\right] \text{ мм}.$$

Расчет s_x производится аналитически через каждые 10° угла поворота коленчатого вала. Значения для $\left[(1-\cos\varphi)+\right.$ $\left.+\frac{0{,}285}{4}(1-\cos 2\varphi)\right]$ при различных φ взяты из табл. 7.1 как средние между значениями при $\lambda=0{,}28$ и $0{,}29$ и занесены в гр. 2 расчетной табл. 10.1 (для сокращения объема значения в таблице даны через 30°).

Угловая скорость вращения коленчатого вала

$$\omega=\pi n/30=3{,}14\cdot 5600/30=586 \text{ рад/с}.$$

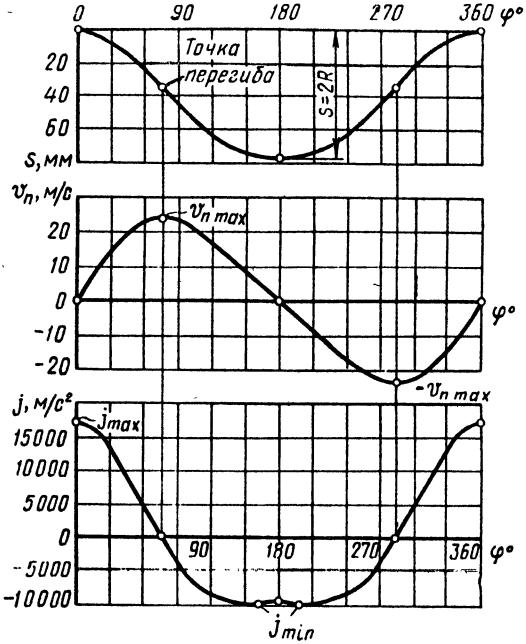


Рис. 10.1. Путь, скорость и ускорение поршня карбюраторного двигателя

Скорость поршня

$$v_п = \omega R\left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right) =$$

$$= 586 \cdot 0{,}039 \times$$

$$\times \left(\sin\varphi + \frac{0{,}265}{2}\sin 2\varphi\right) \text{ м/с.}$$

Значения для $[\sin\varphi + (0{,}285/2)\sin 2\varphi]$ взяты из табл. 7.2 и занесены в гр. 4, а рассчитанные значения $v_п$ — в гр. 5 табл. 10.1.

Ускорение поршня

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

$$= 586^2 \cdot 0{,}039(\cos\varphi + 0{,}285\cos 2\varphi) \text{ м/с}^2.$$

Значении для $(\cos\varphi + 0{,}285\cos 2\varphi)$ взяты из табл. 7.3 и занесены в гр. 6, а расчетные значения j — в гр. 7 табл. 10.1.

По данным табл. 10.1 построены графики (рис. 10.1) s_x в масштабе $M_s = 2$ мм в мм, $v_п$ — в масштабе $M_v = 1$ м/с в мм, j — в масштабе $M_j = 500$ м/с^2 в мм. Масштаб угла поворота коленчатого вала $M_\varphi = 3°$ в мм.

При $j = 0$ $v_п = \pm v_{max}$, а на кривой s_x — это точка перегиба.

Таблица 10.1

$\varphi°$	$\left[(1-\cos\varphi) + \frac{0{,}285}{4}(1-\cos 2\varphi)\right]$	s_x, мм	$\left(\sin\varphi + \frac{0{,}285}{2}\sin 2\varphi\right)$	$v_п$, м/с	$(\cos\varphi + 0{,}285\cos 2\varphi)$	j, м/с^2
1	2	3	4	5	6	7
0	0,0000	0,0	0,0000	0,0	+1,2860	+17209
30	+0,1697	6,6	+0,6234	+14,2	+1,0085	+13506
60	+0,6069	23,7	+0,9894	+22,6	+0,3575	+4788
90	+1,1425	44,6	+1,0000	+22,9	−0,2850	−3817
120	+1,6069	62,7	+0,7426	+17,0	−0,6425	−8605
150	+1,9017	74,2	+0,3766	+8,6	−0,7235	−9689
180	+2,0000	78,0	0,0000	0,0	−0,7150	−9576
210	+1,9017	74,2	−0,3766	−8,6	−0,7235	−9689

Продолжение табл. 10.1

$\varphi°$	$\left[(1-\cos\varphi)+\frac{0,285}{4}(1-\cos2\varphi)\right]$	s_x, мм	$\left(\sin\varphi+\frac{0,285}{2}\sin2\varphi\right)$	$v_п$, м/с	$(\cos\varphi+0,285\cos2\varphi)$	j, м/с²
1	2	3	4	5	6	7
240	+1,6069	62,7	−0,7426	−17,0	−0,6425	−8 605
270	+1,1425	44,6	−1,0000	−22,9	−0,2850	−3 817
300	+0,6069	23,7	−0,9894	−22,6	+0,3575	+4 788
330	+0,1697	6,6	−0,6234	−14,2	+1,0085	+13 606
360	+0,0000	0,0	−0,0000	0,0	+1,2850	+17 209

Динамика

Силы давления газов. Индикаторную диаграмму (см. рис. 4.14), полученную в тепловом расчете, развертывают по углу поворота кривошипа (рис. 10.2, *а*) по методу Брикса.

Поправка Брикса

$$R\lambda/(2M_s)=39\cdot0,285/(2\cdot1)=5,56 \text{ мм},$$

где M_s — масштаб хода поршня на индикаторной диаграмме.

Масштабы развернутой диаграммы: давлений и удельных сил $M_p=0,05$ МПа в мм; полных сил $M_P=M_pF_п=0,05\cdot0,004776=$ $=0,000239$ МН в мм, или $M_p=239$ Н в мм, угла поворота кривошипа $M_\varphi=3°$ в мм, или

$$M'_\varphi=4\pi/OB=4\cdot3,14/240=0,0523 \text{ рад в мм},$$

где OB — длина развернутой индикаторной диаграммы, мм.

По развернутой диаграмме через каждые 10° угла поворота кривошипа определяют значения $\Delta p_г$ и заносят в гр. 2 сводной табл. 10.2 динамического расчета (в таблице значения даны через 30° и точка при $\varphi=370°$).

Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма. По табл. 8.1 с учетом диаметра цилиндра, отношения S/D, рядного расположения цилиндров и достаточно высокого значения p_z устанавливаются:

масса поршневой группы (для поршня из алюминиевого сплава принято $m'_п=100$ кг/м²)

$$m_п=m'_пF_{па}=100\cdot0,004776=0,478 \text{ кг};$$

масса шатуна (для стального кованого шатуна принято $m'_ш=$ $=150$ кг/м²)

$$m_ш=m'_шF_п=150\cdot0,004776=0,716 \text{ кг};$$

Таблица 10.2

$\varphi°$	Δp_T, МПа	j, м/с²	p_j, МПа	p, МПа	$\mathrm{tg}\beta$	p_N, МПа	$\frac{1}{\cos\beta}$	p_s, МПа	$\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	$p_к$, МПа	$\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	p_T, МПа	T, кН	$M_{кр.ц}$, Н·м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0	+0,018	+17209	−2,426	−2,408	0,000	0,000	1,000	−2,408	+1	−2,408	0	0	0	0
30	−0,015	+13506	−1,904	−1,919	+0,144	−0,276	1,010	−1,938	+0,794	−1,524	+0,625	−1,199	−5,726	−223,3
60	−0,015	+4788	−0,675	−0,690	+0,253	−0,175	1,031	−0,711	+0,281	−0,194	+0,993	−0,685	−3,272	−127,6
90	−0,015	−3817	+0,538	+0,523	+0,295	−0,154	1,043	+0,545	−0,295	−0,154	+1	−0,523	+2,498	+97,4
120	−0,015	−8605	+1,213	+1,198	+0,253	+0,303	1,031	+1,235	−0,719	−0,861	+0,740	+0,887	+4,236	+165,2
150	−0,015	−9689	+1,366	+1,351	+0,144	+0,195	1,010	+1,365	−0,938	−1,267	+0,376	+3,508	+2,426	+94,6
180	−0,015	−9576	+1,350	+1,335	0,000	0,000	1,000	+1,335	−1	−1,335	0	0	0	0
210	−0,015	−9689	+1,366	+1,351	−0,144	−0,195	1,010	+1,365	−0,938	−1,267	−0,376	−0,508	−2,426	−94,6
240	−0,015	−8605	+1,213	+1,198	−0,253	−0,303	1,031	+1,235	−0,719	−0,861	−0,740	−0,887	−4,236	−165,2
270	+0,020	−3817	+0,538	+0,558	−0,295	−0,165	1,043	+0,582	−0,295	−0,165	−1	−0,558	−2,665	−103,9
300	+0,150	+4788	−0,675	−0,525	−0,253	+0,133	1,031	−0,541	+0,281	−0,148	−0,993	+0,521	+2,488	+97,0
330	+0,720	+13506	−1,904	−1,184	−0,144	+0,170	1,010	−1,196	+0,794	−0,940	−0,625	+0,740	+3,534	+137,8
360	+1,923	+17209	−2,426	−0,503	0,000	0,000	1,000	−0,503	+1	−0,503	0	0	0	0
370	+5,402	+16775	−2,365	+3,037	+0,050	+0,929	1,001	+3,040	+0,976	+2,964	+0,222	+0,674	+3,219	+125,5
390	+3,420	+13506	−1,904	+1,516	+0,144	+0,218	1,010	+1,531	+0,794	+1,204	+0,625	+0,948	+4,528	+176,6
420	+1,350	+4788	−0,675	+0,675	+0,253	+0,171	1,031	+0,696	+0,281	+0,190	+0,993	+0,670	+3,200	+124,8
450	+0,720	−3817	+0,538	+1,258	+0,295	+0,371	1,043	+1,312	−0,295	−0,371	+1	+1,258	+6,008	+234,3
480	+0,450	−8605	+1,213	+1,663	+0,253	+0,421	1,031	+1,715	−0,719	−1,196	+0,740	+1,231	+5,879	+229,3
510	+0,280	−9689	+1,366	+1,646	+0,144	−0,237	1,010	+1,662	−0,938	−1,544	+0,376	+0,619	+2,956	+115,3
540	+0,150	−9576	+1,350	+1,500	0,000	0,000	1,000	+1,500	−1	−1,500	0	0	0	0
570	+0,025	−9689	+1,366	+1,391	−0,144	−0,200	1,010	+1,405	−0,938	−1,305	−0,376	−0,523	−2,498	−97,4
600	+0,018	−8605	+1,213	+1,231	−0,253	−0,311	1,031	+1,269	−0,719	−0,885	−0,740	−0,911	−4,351	−169,7
630	+0,018	−3817	+0,538	+0,556	−0,295	−0,164	1,043	+0,580	−0,295	−0,164	−1	−0,556	−2,655	−103,5
660	+0,018	+4788	−0,675	−0,657	−0,253	+0,166	1,031	−0,677	+0,281	−0,185	−0,993	+0,652	+3,114	+121,4
690	+0,018	+13506	−1,904	−1,886	−0,144	+0,272	1,010	−1,905	+0,794	−1,497	−0,625	+1,179	+5,631	+219,6
720	+0,018	+17209	−2,426	−2,408	0,000	0,000	1,000	−2,408	+1	−2,408	0	0	0	0

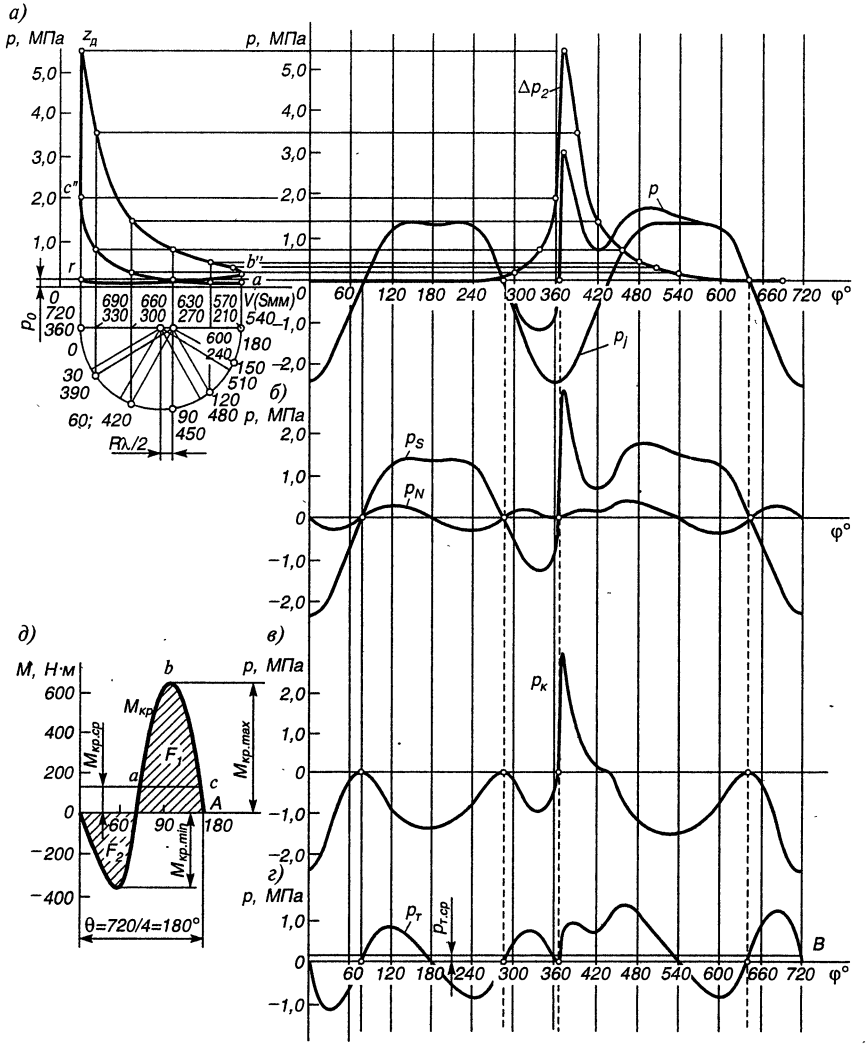


Рис. 10.2. Графики динамического расчета карбюраторного двигателя:

а — развертка индикаторной диаграммы и построение кривых удельных сил p_j и p; *б* — построение кривых удельных сил p_S и p_N; *в* — то же, удельных сил p_K; *г* — то же, удельных сил p_T; *д* — построение $M_{кр}$

масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов (для литого чугунного вала принято $m'_к = 140$ кг/м^2)

$$m_к = m'_к F_п = 140 \cdot 0{,}004776 = 0{,}669 \text{ кг}.$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$m_{ш.п}=0{,}275m_{ш}=0{,}275\cdot 0{,}716=0{,}197 \text{ кг}.$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа:

$$m_{ш.к}=0{,}725m_{ш}=0{,}725\cdot 0{,}716=0{,}519 \text{ кг}.$$

Массы, совершающие возвратно-поступательное движение:

$$m_j=m_п+m_{ш.п}=0{,}478+0{,}197=0{,}675 \text{ кг}.$$

Массы, совершающие вращательное движение:

$$m_R=m_к+m_{ш.к}=0{,}669+0{,}519=1{,}188 \text{ кг}.$$

Удельные и полные силы инерции. Из табл. 10.1 переносят значения j в гр. 3 табл. 10.2 и определяют значения удельной силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс (гр. 4):

$$p_j=-jm_j/F_п=-j0{,}675\cdot 10^{-6}/0{,}004776=-j141\cdot 10^{-6} \text{ МПа}.$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс

$$K_R=-m_R R\omega^2=-1{,}188\cdot 0{,}039\cdot 586^2\cdot 10^{-3}=-15{,}910 \text{ кН}.$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна

$$K_{Rш}=-m_{ш.к}R\omega^2=-0{,}519\cdot 0{,}039\cdot 586^2\cdot 10^{-3}=-6{,}950 \text{ кН}.$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа

$$K_{Rк}=-m_к R\omega^2=-0{,}669\cdot 0{,}039\cdot 586^2\cdot 10^{-3}=-8{,}960 \text{ кН}.$$

Удельные суммарные силы. Удельная сила (МПа), сосредоточенная на оси поршневого пальца (гр. 5): $p=\Delta p_г+p_j$.

Удельная нормальная сила (МПа) $p_N=p\operatorname{tg}\beta$. Значения $\operatorname{tg}\beta$ определяют для $\lambda=0{,}285$ по табл. 8.2 и заносят в гр. 6, а значения p_N — в гр. 7.

Удельная сила (МПа), действующая вдоль шатуна (гр. 9): $p_s=p(1/\cos\beta)$.

Удельная сила (МПа), действующая по радиусу кривошипа (гр. 11): $p_к=p\cos(\varphi+\beta)/\cos\beta$.

Удельная (гр. 13) и полная (гр. 14) тангенциальные силы (МПа и кН):

$$p_T=p\sin(\varphi+\beta)/\cos\beta \text{ и } T=p_T F_п=p_T 0{,}004776\cdot 10^3.$$

По данным табл. 10.2 строят графики изменения удельных сил p_j, p, p_s, p_N, p_K и p_T в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала φ (рис. 10.2).

Среднее значение тангенциальной силы за цикл:

по данным теплового расчета

$$T_{ср}=\frac{2\cdot 10^6}{\pi\tau}p_i F_п=\frac{2\cdot 10^6}{3{,}14\cdot 4}1{,}0675\cdot 0{,}004776=812\text{ Н};$$

по площади, заключенной между кривой p_T и осью абсцисс (см. рис. 10.2, *г*):

$$p_{Tср}=\frac{\Sigma F_1-\Sigma F_2}{OB}M_p=\frac{1980-1160}{240}0{,}05=0{,}171\text{ МПа, а}$$

$$T_{ср}=p_{Tср}F_п=0{,}171\cdot 0{,}004776\cdot 10^6=816\text{ Н};$$

ошибка $\Delta=(812-816)100/812=0{,}5\%$.

Крутящие моменты. Крутящий момент одного цилиндра (гр. 15)

$$M_{кр.ц}=TR=T\cdot 0{,}039\cdot 10^3\text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Период изменения крутящего момента четырехтактного двигателя с равными интервалами между вспышками

$$\theta=720/i=720/4=180°.$$

Суммирование значений крутящих моментов всех четырех цилиндров двигателя осуществляется табличным методом (табл. 10.3) через каждые 10° угла поворота коленчатого вала и по полученным данным строится кривая $M_{кр}$ (рис. 10.2, *д*) в масштабе $M_M=10$ Н·м в мм.

Таблица 10.3

$\varphi°$	Цилиндры								$M_{кр}$, Н·м
	1-й		2-й		3-й		4-й		
	$\varphi°$ кривошипа	$M_{кр.ц}$, Н·м	$\varphi°$ кривошипа	$M_{кр.ц}$, Н·м	$\varphi°$ кривошипа	$M_{кр.ц}$, Н·м	$\varphi°$ кривошипа	$M_{кр.ц}$, Н·м	
0	0	0	180	0	360	0	540	0	0
10	10	−132,4	190	−28,0	370	+125,5	550	−29,8	−64,7
20	20	−203,2	200	−65,2	380	+161,3	560	−67,1	−174,2
30	30	−223,3	210	−94,6	390	+176,6	570	−97,4	−238,7
40	40	−209,7	220	−123,0	400	+156,6	580	−126,8	−302,9
50	50	−174,3	230	−154,7	410	+128,6	590	−155,7	−356,1
60	60	−127,6	240	−165,2	420	+124,8	600	−169,7	−337,7
70	70	−65,2	250	−159,4	430	+142,6	610	−165,9	−247,9
80	80	+19,6	260	−139,8	440	+185,5	620	−146,3	−81,0
90	90	+97,4	270	−103,9	450	+234,3	630	−103,5	+124,3
100	100	+140,7	280	−36,3	460	+248,9	640	−39,1	+314,2
110	110	+160,3	290	+32,6	470	+244,2	650	+61,5	+498,6
120	120	+165,2	300	+97,0	480	+229,3	660	+121,4	+612,9
130	130	+152,9	310	+123,0	490	+190,1	670	+183,6	+649,6
140	140	+127,7	320	+138,0	500	+147,3	680	+208,8	+621,8
150	150	+94,6	330	+137,8	510	+115,3	690	+219,6	+567,3
160	160	+63,4	340	+120,2	520	+76,4	700	+201,3	+461,3
170	170	+29,8	350	+71,8	530	+30,8	710	+139,8	+272,2
180	180	0	360	0	540	0	720	0	0

Средний крутящий момент двигателя:
по данным теплового расчета

$$M_{\text{кр.ср}} = M_i = M_e/\eta_{\text{м}} = 103{,}1/0{,}8141 = 126{,}6 \text{ Н·м};$$

по площади, заключенной под кривой $M_{\text{кр}}$ (рис. 10.2, *д*):

$$M_{\text{кр.ср}} = \frac{F_1 - F_2}{OA} M_M = \frac{1370 - 606}{60} 10 = 127{,}3 \text{ Н·м};$$

ошибка $\Delta = \frac{126{,}6 - 127{,}3}{126{,}6} 100 = 0{,}6\%$.

Максимальный и минимальный крутящие моменты (рис. 10.2, *д*)

$$M_{\text{кр.max}} = 650 \text{ Н·м}; \; M_{\text{кр.min}} = -360 \text{ Н·м}.$$

Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала. Для проведения расчета результирующей силы, действующей на шатунную шейку рядного двигателя, составляют табл. 10.4, в которую из табл. 10.2 переносят значения силы T.

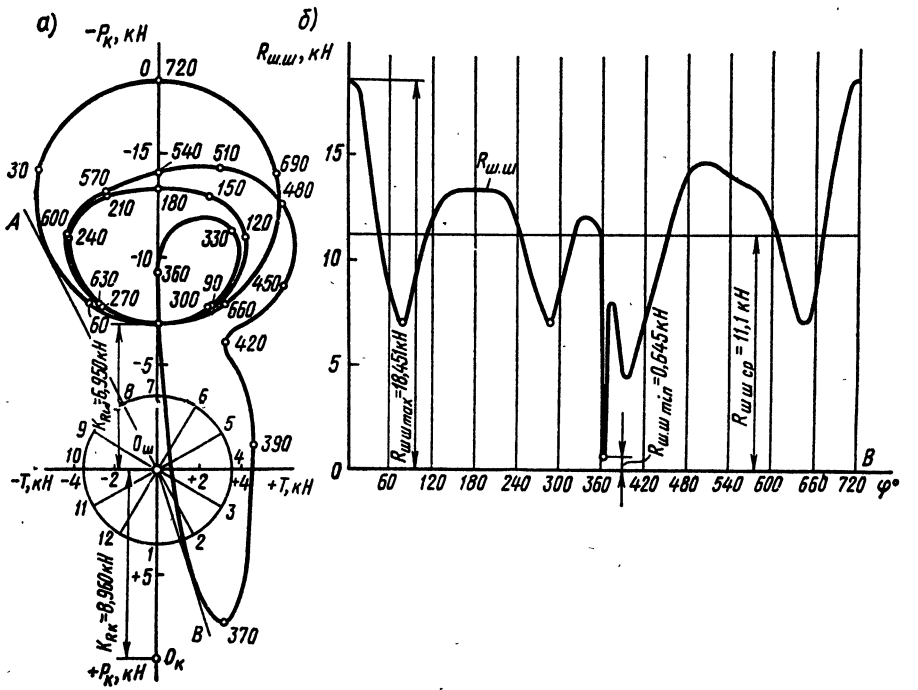


Рис. 10.3. Силы, действующие на шатунную шейку:

а — полярная диаграмма; *б* — диаграмма нагрузки на шатунную шейку в прямоугольных координатах

Суммарная сила, действующая на шатунную шейку по радиусу кривошипа:

$$P_{\text{к}} = K + K_{R_{\text{ш}}} = (K - 6{,}95) \text{ кН},$$

где $K = p_{\text{к}} F_{\text{п}} = p_{\text{к}}\, 0{,}004776 \cdot 10^3$ кН.

Результирующая сила $R_{\text{ш.ш}}$, действующая на шатунную шейку, подсчитывается графическим сложением векторов сил T и $P_{\text{к}}$ при построении полярной диаграммы (рис. 10.3, *а*). Масштаб сил на полярной диаграмме для суммарных сил $M_P = 0{,}1$ кН в мм. Значения $R_{\text{ш.ш}}$ для различных φ заносят в табл. 10.4 и по ним строят диаграмму $R_{\text{ш.ш}}$ в прямоугольных координатах (рис. 10.3, *б*).

По развернутой диаграмме $R_{\text{ш.ш}}$ определяют

$$R_{\text{ш.ш.ср}} = F \cdot M_P / 0B = 26\,640 \cdot 0{,}1/240 = 11{,}100 \text{ кН};$$

$$R_{\text{ш.ш.max}} = 18{,}451 \text{ кН}; \; R_{\text{ш.ш.min}} = 0{,}645 \text{ кН},$$

где $0B$ — длина диаграммы, мм; F — площадь под кривой $R_{\text{ш.ш}}$, мм^2.

По полярной диаграмме (рис. 10.3, *а*) строят диаграмму износа шатунной шейки (рис. 10.4). Сумму сил $R_{\text{ш.ш}j}$, действующих по каждому лучу диаграммы износа (от 1 до 12), определяют с помощью табл. 10.5 (значения $R_{\text{ш.ш}i}$ в табл. 10.5 выражены в кН). По данным табл. 10.5 в масштабе $M_P = 50$ кН в мм по каждому лучу откладывают величины суммарных сил $\Sigma R_{\text{ш.ш}i}$ от окружности к центру (рис. 10.4). По лучам *4* и *5* силы $\Sigma R_{\text{ш.ш}i}$ не действуют, а по лучам *6*, *7* и *8* действуют силы только в интервале $360° < \varphi < 390°$.

По диаграмме износа определяют расположение оси масляного отверстия ($\varphi_{\text{м}} = 68°$).

Силы, действующие на колено вала. Суммарная сила, действующая на колено вала по радиусу кривошипа:

$$K_{P_{\text{к}}} = P_{\text{к}} + K_{R_{\text{к}}} =$$
$$= P_{\text{к}} - 8{,}960 \text{ кН}.$$

Результирующая сила, действующая на колено вала $\bar{R}_{\text{к}} = \bar{R}_{\text{ш.ш}} + \bar{K}_{P_{\text{к}}}$, опре-

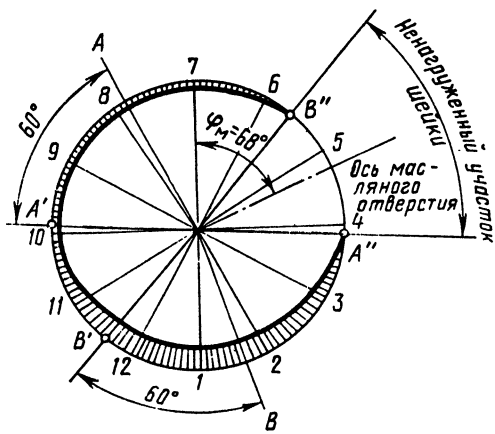


Рис. 10.4. Диаграмма износа шатунной шейки карбюраторного двигателя

деляется по диаграмме $R_{ш.ш}$ (см. рис. 10.3, *а*). Векторы из полюса $O_к$ до соответствующих точек на полярной диаграмме в масштабе $M_P = 0{,}1$ кН в мм выражают силы $R_к$, значения которых для различных φ заносят в табл. 10.4.

Таблица 10.4

$\varphi°$	Полные силы, кН					
	T	K	$P_к$	$R_{ш.ш}$	$K_{P_к}$	$R_к$
0	0	−11,501	−18,451	18,451	−27,411	27,411
30	−5,726	−7,279	−14,229	15,250	−23,189	23,820
60	−3,272	−0,927	−7,877	8,550	−16,837	17,050
90	+2,498	−0,736	−7,686	8,050	−16,646	16,830
120	+4,236	−4,112	−11,062	11,850	−20,022	20,490
150	+2,426	−6,051	−13,001	13,240	−21,961	22,080
180	0	−6,376	−13,326	13,326	−22,286	22,286
210	−2,426	−6,051	−13,001	13,240	−21,961	22,080
240	−4,236	−4,112	−11,062	11,820	−20,022	20,460
270	−2,665	−0,788	−7,738	8,180	−16,698	16,920
300	+2,488	−0,707	−7,657	8,040	−16,617	16,860
330	+3,534	−4,489	−11,439	11,910	−20,399	20,610
360	0	−2,402	−9,352	9,352	−18,312	18,312
370	+3,219	+14,156	+7,206	0,645	−1,754	3,660
390	+4,528	+5,750	−1,200	4,650	−10,160	11,140
420	+3,200	+0,907	−6,043	6,880	−15,003	15,370
450	+6,008	−1,772	−8,722	10,720	−17,682	18,710
480	+5,879	−5,712	−12,662	13,890	−21,622	22,420
510	+2,956	−7,374	−14,324	14,590	−23,284	23,460
540	0	−7,164	−14,114	14,114	−23,312	23,312
570	−2,498	−6,233	−13,183	13,430	−22,143	22,230
600	−4,351	−4,227	−11,177	11,960	−20,137	20,560
630	−2,655	−0,783	−7,733	7,850	−16,693	16,880
660	+3,114	−0,884	−7,834	8,280	−16,794	17,090
690	+5,631	−7,150	−14,100	15,350	−23,060	23,740
720	0	−11,501	−18,451	18,451	−27,411	27,411

Таблица 10.5

$R_{ш.ш\,i}$	Значение $R_{ш.ш\,i}$, кН, для лучей											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$R_{ш.ш0}$	18,451	18,451	18,451	—	—	—	—	—	—	—	18,451	18,451
$R_{ш.ш30}$	15,250	15,250	15,250	—	—	—	—	—	—	—	—	15,250
$R_{ш.ш60}$	8,550	8,550	8,550	—	—	—	—	—	—	—	—	8,550
$R_{ш.ш90}$	8,050	8,050	—	—	—	—	—	—	—	—	8,050	8,050
$R_{ш.ш120}$	11,850	11,850	—	—	—	—	—	—	—	—	11,850	11,850
$R_{ш.ш150}$	13,240	13,240	—	—	—	—	—	—	—	—	13,240	13,240
$R_{ш.ш180}$	13,326	13,326	13,326	—	—	—	—	—	—	—	13,326	13,326
$R_{ш.ш210}$	13,240	13,240	13,240	—	—	—	—	—	—	—	—	13,240
$R_{ш.ш240}$	11,820	11,820	11,820	—	—	—	—	—	—	—	—	11,820

Продолжение табл. 10.5

$R_{ш.ш\,i}$	Значение $R_{ш.ш\,i}$, кН, для лучей											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$R_{ш.ш270}$	8,180	8,180	8,180	—	—	—	—	—	—	—	—	8,180
$R_{ш.ш300}$	8,040	8,040	—	—	—	—	—	—	—	—	8,040	8,040
$R_{ш.ш330}$	11,910	11,910	—	—	—	—	—	—	—	—	11,910	11,910
$R_{ш.ш360}$	9,352	9,352	9,352	—	—	—	—	—	—	—	9,352	8,352
$R_{ш.ш390}$	—	—	—	—	—	—	—	—	4,650	4,650	4,650	4,650
$R_{ш.ш420}$	6,880	6,880	—	—	—	—	—	—	—	—	6,880	6,880
$R_{ш.ш450}$	10,720	—	—	—	—	—	—	—	—	10,720	10,720	10,720
$R_{ш.ш480}$	13,890	13,890	—	—	—	—	—	—	—	—	13,890	13,890
$R_{ш.ш510}$	14,590	14,590	—	—	—	—	—	—	—	—	14,590	14,590
$R_{ш.ш540}$	14,114	14,114	14,114	—	—	—	—	—	—	—	14,114	14,114
$R_{ш.ш570}$	13,430	13,430	13,430	—	—	—	—	—	—	—	—	13,430
$R_{ш.ш600}$	11,960	11,960	11,960	—	—	—	—	—	—	—	—	11,960
$R_{ш.ш630}$	7,850	7,850	7,850	—	—	—	—	—	—	—	—	7,850
$R_{ш.ш660}$	8,280	8,280	—	—	—	—	—	—	—	—	8,280	8,280
$R_{ш.ш690}$	15,350	15,350	—	—	—	—	—	—	—	—	15,350	15,350
$\Sigma R_{ш.ш\,i}$	268,323	267,603	145,523	—	—	—	—	—	4,650	15,370	182,693	272,973

Силы, действующие на коренные шейки. Коленчатый вал рассчитываемого двигателя полноопорный с кривошипами, расположенными под углом $\gamma_к = 180°$ (рис. 10.5, *а*). Порядок работы двигателя *1 — 3 — 4 — 2*. Следовательно, когда первый кривошип повернут на угол $\varphi_1 = 0°$, третий кривошип будет находиться в положении $\varphi_3 = 0(720) - 180 = 540°$, четвертый — $\varphi_4 = 0(720) - 360 = 360°$ и второй — $\varphi_2 = 0(720) - 540 = 180°$.

Сила, действующая на первую коренную шейку: $R_{к.ш1} = -0{,}5R_{к.1}$ (см. табл. 10.6, гр. 2 и 4). Изменение силы $R_{к.ш1}$ в зависимости от φ показывает полярная диаграмма $R_к$ (см. рис. 10.3, *а*), но повернутая на 180° и в масштабе $M_P = 0{,}5M_P = 0{,}5 \cdot 0{,}1 = 0{,}05$ кН в мм. Перестроенная указанным способом полярная диаграмма $R_{к.ш1}$ приведена на рис. 10.5, *б*.

Сила, действующая на вторую коренную шейку:

$$R_{к.ш2} = \sqrt{T_{к2}^2 + K_{к2}^2},$$

где $T_{к2} = -0{,}5(T_1 + T_2 \cos \gamma_{к(1-2)} - K_{рк2} \sin\gamma_{к(1-2)}) = -0{,}5(T_1 + T_2 \cos 180 - -K_{рк2} \sin 180) = -0{,}5(T_1 - T_2)$;

$$K_{к2} = -0{,}5(K_{рк1} + T_2 \sin\gamma_{к(1-2)} + K_{рк2} \cos\gamma_{к(1-2)}) =$$

$$= -0{,}5(K_{рк1} + T_2 \sin 180 + K_{рк2} \cos 180) = -0{,}5(K_{рк1} - K_{рк2}).$$

Расчет силы $R_{к.ш2}$ приведен в табл. 10.6 (гр. 5 — 12).

Таблица 10.6

φ°	1-я коренная шейка	1-й кривошип				2-я коренная шейка		
	$R_{к.ш1}$, кН	φ°_1	$R_{к1}$, кН	$T_{к1}$, кН	$K_{рк1}$, кН	$T_{к2}$, кН	$K_{к2}$, кН	$R_{к.ш2}$, кН
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	13,706	0	27,411	0	— 27,411	0	+ 2,563	2,563
30	11,910	30	23,820	— 5,726	— 23,189	+ 1,650	+ 0,614	1,761
60	8,525	60	17,050	— 3,272	— 16,837	— 0,482	— 1,593	1,664
90	8,415	90	16,830	+ 2,498	— 16,646	— 2,582	— 0,026	2,583
120	10,245	120	20,490	+ 4,236	— 20,022	— 0,874	+ 1,703	1,914
150	11,040	150	20,080	+ 2,426	— 21,961	+ 0,554	+ 0,781	0,957
180	11,143	180	22,286	0	— 22,286	0	+ 1,987	1,987
190	11,110	190	22,220	— 0,780	— 22,260	+ 2,000	+ 10,253	10,440
210	11,040	210	22,080	— 2,426	— 21,961	+ 3,477	+ 5,901	6,849
240	10,230	240	20,460	— 4,236	— 20,022	+ 3,718	+ 2,510	4,485
270	8,460	270	16,920	— 2,665	— 16,698	+ 4,337	— 0,492	4,364
300	8,430	300	16,860	+ 2,488	— 16,617	+ 1,696	— 2,503	3,023
330	10,305	330	20,610	+ 3,534	— 20,399	— 0,289	— 1,443	1,708
360	9,156	360	18,312	0	— 18,312	0	— 2,381	2,381
370	1,830	370	3,660	+ 3,219	— 1,764	— 2,050	— 10,533	10,720
390	5,570	390	11,140	+ 4,528	— 10,160	— 3,513	— 5,992	6,947
420	7,685	420	15,370	+ 3,200	— 15,003	— 3,776	— 2,567	4,567
450	9,355	450	18,710	+ 6,008	— 17,682	— 4,332	+ 0,495	4,360
480	11,210	480	22,420	+ 5,879	— 21,622	— 1,340	+ 2,414	2,761
510	11,730	510	23,460	+ 2,956	— 23,284	+ 1,338	+ 0,112	1,343
540	11,656	540	23,312	0	— 23,074	0	— 2,169	2,169
550	11,480	550	22,760	— 0,880	— 22,820	— 0,720	— 2,030	2,154
570	11,115	670	22,230	— 2,498	— 22,143	— 1,614	— 0,523	1,696
600	10,280	600	20,560	— 4,351	— 20,137	+ 0,540	+ 1,650	1,736
630	8,440	630	16,880	— 2,655	— 16,693	+ 2,577	+ 0,024	2,577
660	8,545	660	17,090	+ 3,200	— 16,794	+ 0,518	— 1,614	1,695
690	11,870	690	23,740	+ 5,361	— 23,060	— 1,603	+ 0,550	1,695
720	13,706	720	27,411	0	— 27,411	0	+ 2,563	2,563

φ°	1-я коренная шейка	2-й кривошип			3-я коренная шейка			3-й кривошип		
	$R_{к.ш1}$, кН	φ°_2	T_2, кН	$K_{рк2}$, кН	$T_{к3}$, кН	$K_{к3}$, кН	$R_{к\,ш3}$, кН	φ°_3	T_3, кН	$K_{рк3}$, кН
1	2	10	11	12	13	14	15	16	17	18
0	13,706	180	0	— 22,286	0	— 22,680	22,680	540	0	— 23,074
30	11,910	210	— 2,426	— 21,961	— 2,462	— 22,052	22,190	570	— 2,498	— 22,143
60	8,525	240	— 4,236	— 20,022	— 4,294	— 20,080	20,530	600	— 4,361	— 20,137
90	8,415	270	— 2,665	— 16,698	— 2,660	— 16,696	16,900	630	— 2,655	— 16,693
120	10,245	300	+ 2,488	— 16,617	+ 2,844	— 16,706	16,950	660	+ 3,200	— 16,794
150	11,040	330	+ 3,534	— 20,399	+ 4,583	— 21,730	22,200	690	+ 5,631	— 23,060
180	11,143	360	0	— 18,312	0	— 22,862	22,862	720	0	— 27,411
190	11,110	370	+ 3,219	— 1,754	+ 0,450	— 14,317	14,330	10	— 2,320	— 26,880
210	11,040	390	+ 4,528	— 10,160	— 0,599	— 16,675	16,680	30	— 5,726	— 23,189
240	10,230	420	+ 3,200	— 15,003	— 0,036	— 15,920	15,925	60	— 3,272	— 16,837
270	8,460	450	+ 6,008	— 17,682	+ 4,253	— 17,164	17,680	90	+ 2,498	— 16,646
300	8,430	480	+ 5,879	— 21,622	+ 5,058	— 20,822	21,484	120	+ 4,236	— 20,022
330	10,305	510	+ 2,956	— 23,284	+ 2,691	— 22,623	22,780	150	+ 2,426	— 21,961
360	9,156	540	0	— 23,074	0	— 22,680	22,680	180	0	— 22,286
370	1,830	550	— 0,880	— 22,820	— 0,830	— 22,540	22,558	190	— 0,780	— 22,260
390	5,570	570	— 2,498	— 22,143	— 2,462	— 22,052	22,190	210	— 2,426	— 21,961
420	7,685	600	— 4,351	— 20,137	— 4,294	— 20,080	20,530	240	— 4,236	— 20,022
450	9,355	630	— 2,655	— 16,693	— 2,660	— 16,696	16,900	270	— 2,665	— 16,698
480	11,210	660	+ 3,200	— 16,794	+ 2,844	— 16,706	16,950	300	+ 2,488	— 16,617
510	11,730	690	+ 5,631	— 23,060	+ 4,583	— 21,730	22,200	330	+ 3,534	— 20,399
540	11,656	720	0	— 27,411	0	— 22,862	22,862	360	0	— 18,312
550	11,480	10	— 2,320	— 26,880	+ 0,450	— 14,317	14,330	370	+ 3,219	— 1,754
570	11,115	30	— 5,726	— 23,189	— 0,599	— 16,675	16,680	390	+ 4,528	— 10,160
600	10,280	60	— 3,272	— 16,837	— 0,036	— 15,920	15,925	420	+ 3,200	— 15,003
630	8,440	90	+ 2,498	— 16,646	+ 4,253	— 17,164	17,680	450	+ 6,008	— 17,682
660	8,545	120	+ 4,236	— 20,022	+ 5,058	— 20,822	2,484	480	+ 5,879	— 21,622
690	11,870	150	+ 2,426	— 21,961	+ 2,691	— 22,623	22,780	510	+ 2,956	— 23,284
720	13,706	180	0	— 22,286	0	— 22,680	22,680	640	0	— 23,074

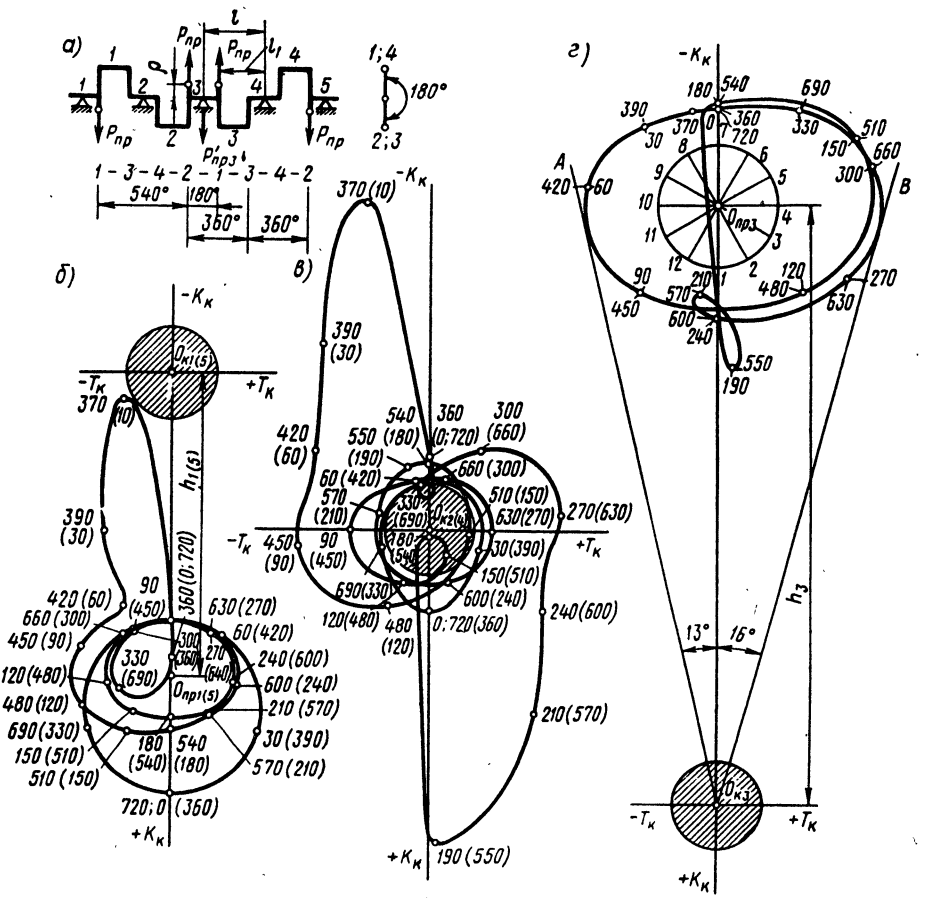


Рис. 10.5. Силы, действующие на коренные шейки коленчатого вала:

в — схема коленчатого вала и порядок работы двигателя; *б* — силы, действующие на 1(5)-ю коренную шейку; *в* — силы, действующие на 2(4)-ю коренную шейку; *г* — силы, действующие на 3-ю коренную шейку

Сила, действующая на третью коренную шейку:

$$R_{\text{к.ш3}} = \sqrt{T_{\text{к3}}^2 + K_{\text{к3}}^2},$$

где $T_{\text{к3}} = -0{,}5(T_2 + T_3 \cos\gamma_{\text{к}(2-3)} - K_{\text{рк3}} \sin\gamma_{\text{к}(2-3)}) \cos\gamma_{\text{к}(1-2)} = -0{,}5(T_2 + T_3 \cos 0 - K_{\text{рк3}} \sin 0) \cos 180 = 0{,}5(T_2 + T_3)$;

$$K_{\text{к3}} = -0{,}5(K_{\text{рк2}} + T_3 \sin\gamma_{\text{к}(2-3)} + K_{\text{рк3}} \cos\gamma_{\text{к}(2-3)}) \cos\gamma_{\text{к}(1-2)} =$$

$$= -0{,}5(K_{\text{рк2}} + T_3 \sin 0 + K_{\text{рк3}} \cos 0) \cos 180 = 0{,}5(K_{\text{рк2}} + K_{\text{рк3}}).$$

Расчет силы $R_{\text{к.ш3}}$ приведен в табл. 10.6 (гр. 11 — 18).

По данным табл. 10.6 строят полярные диаграммы нагрузки на вторую и третью коренные шейки (рис. 10.5, *в*, *г*) в масштабе $M_R = 0{,}1$ кН в мм.

Нагрузки на 4-ю и 5-ю коренные шейки в соответствии с порядком работы двигателя и расположением кривошипов равны нагрузкам, действующим на 2-ю и 1-ю шейки, но смещены на 360° (рис. 10.5, *б*, *в* с обозначением φ в скобках).

Диаграммы $R_{к.ш1}$, $R_{к.ш2}$ и $R_{к.ш3}$, перестроенные в прямоугольные координаты, представлены на рис. 10.6. По этим диаграммам определяют:

для 1 (5)-й коренной шейки

$$R_{к.ш1ср} = F_1 M_R / OB = 35\,460 \cdot 0{,}1/360 = 9{,}85 \text{ кН},$$

где F_1 — площадь под кривой $R_{к.ш1}$, мм^2; OB — длина диаграммы, мм;

$$R_{к.ш1max} = 13{,}706 \text{ кН}; \; R_{к.ш1min} = 1{,}83 \text{ кН};$$

для 2 (4)-й коренной шейки

$$R_{к.ш2ср} = F_2 M_R / OB = 10\,800 \cdot 0{,}1/360 = 3{,}0 \text{ кН},$$

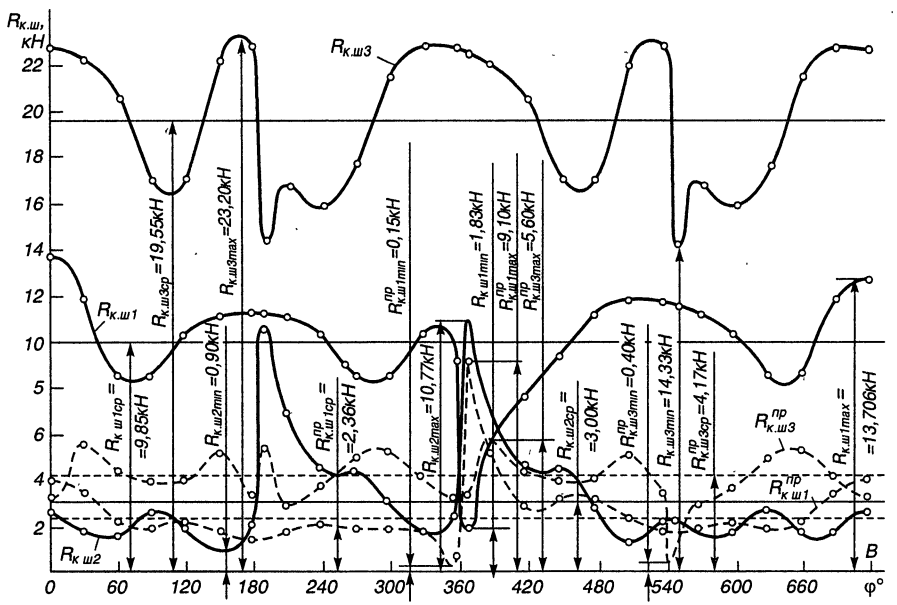


Рис. 10.6. Диаграммы нагрузок на коренные шейки карбюраторного двигателя в прямоугольных координатах

Таблица 10.7

φ°	Значения $R_{к.ш3}$, кН, для лучей											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	22,68	22,68	22,68	—	—	—	—	—	—	—	22,68	22,68
30	22,19	22,19	22,19	—	—	—	—	—	—	—	—	22,19
60	20,53	20,53	20,53	—	—	—	—	—	—	—	—	20,53
90	16,90	16,90	16,90	—	—	—	—	—	—	—	—	16,90
120	16,95	16,95	—	—	—	—	—	—	—	—	16,95	16,95
150	22,20	22,20	—	—	—	—	—	—	—	—	22,20	22,20
180	22,86	22,86	22,86	—	—	—	—	—	—	—	22,86	22,86
210	16,68	16,68	16,68	—	—	—	—	—	—	—	—	16,68
240	15,93	15,93	15,93	—	—	—	—	—	—	—	—	15,93
270	17,68	17,68	—	—	—	—	—	—	—	—	17,68	17,68
300	21,48	21,48	—	—	—	—	—	—	—	—	21,48	21,48
330	22,78	22,78	—	—	—	—	—	—	—	—	22,78	22,78
360	22,68	22,68	22,68	—	—	—	—	—	—	—	22,68	22,68
390	22,19	22,19	22,19	—	—	—	—	—	—	—	—	22,19
420	20,53	20,53	20,53	—	—	—	—	—	—	—	—	20,53
450	16,90	16,90	16,90	—	—	—	—	—	—	—	—	16,90
480	16,95	16,95	—	—	—	—	—	—	—	—	16,95	16,95
510	22,20	22,20	—	—	—	—	—	—	—	—	22,20	22,20
540	22,86	22,86	22,86	—	—	—	—	—	—	—	22,86	22,86
570	16,68	16,68	16,68	—	—	—	—	—	—	—	—	16,68
600	15,93	15,93	15,93	—	—	—	—	—	—	—	—	15,93
630	17,68	17,68	—	—	—	—	—	—	—	—	17,68	17,68
660	21,48	21,48	—	—	—	—	—	—	—	—	21,48	21,48
690	22,78	22,78	—	—	—	—	—	—	—	—	22,78	22,78
$\Sigma R_{к.ш3i}$	477,72	477,72	275,54	—	—	—	—	—	—	—	293,26	477,72

где F_2 — площадь под кривой $R_{к.ш2}$, мм^2;

$$R_{к.ш2max} = 10{,}77 \text{ кН}; \; R_{к.ш2min} = 0{,}90 \text{ кН};$$

для 3-й коренной шейки

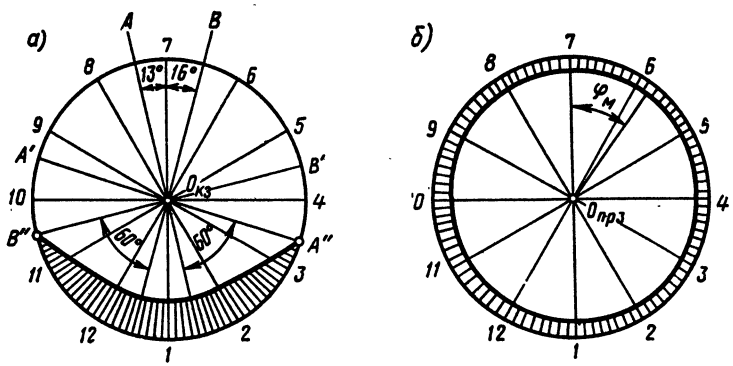


Рис. 10.7. Диаграммы износа коренной шейки:

а — без противовесов; *б* — с противовесами

$$R_{\text{к.ш3ср}} = F_3 M_R / OB = 70\,380 \cdot 0{,}1/360 = 19{,}55 \text{ кН},$$

где F_3 — площадь под кривой $R_{\text{к.ш3}}$, мм^2;

$$R_{\text{к.ш3max}} = 23{,}20 \text{ кН}; \; R_{\text{к.ш3min}} = 14{,}33 \text{ кН}.$$

Из сравнения диаграмм $R_{\text{к.ш1}}$, $R_{\text{к.ш2}}$ и $R_{\text{к.ш3}}$ видно, что максимально нагруженной является 3-я коренная шейка, а минимально нагруженными — 2-я и 4-я шейки.

По полярной диаграмме (см. рис. 10.5, *г*) строят диаграмму износа наиболее нагруженной 3-й шейки (рис. 10.7, *а*). Сумма сил $\Sigma R_{\text{к.ш3}i}$, действующих по каждому лучу диаграммы износа (от 1-го до 12-го), определяется с помощью табл. 10.7 (значения $\Sigma R_{\text{к.ш3}i}$ в таблице выражены в кН). По данным этой таблицы в масштабе $M_R = 50$ кН в мм строят кривую износа.

Уравновешивание

Центробежные силы инерции рассчитываемого двигателя и их моменты полностью уравновешены: $\Sigma K_R = 0$; $\Sigma M_R = 0$.

Силы инерции первого порядка и их моменты также уравновешены: $\Sigma P_{\text{Й}} = 0$; $\Sigma M_R = 0$.

Силы инерции второго порядка для всех цилиндров направлены в одну сторону:

$$\Sigma P_{j\text{II}} = 4P_{\text{II}} = 4m_j R\omega^2 \lambda \cos 2\varphi.$$

Уравновешивание сил инерции второго порядка в рассчитываемом двигателе нецелесообразно, ибо применение двухвальной системы с противовесами для уравновешивания $\Sigma P_{j\text{II}}$ значительно усложнит конструкцию двигателя.

Моменты от сил инерции второго порядка в связи с зеркальным расположением цилиндров полностью уравновешены: $\Sigma M_{j\text{II}} = 0$.

В целях разгрузки 3-й коренной шейки от местных инерционных сил целесообразно установить противовесы на продолжении щек, прилегающих к ней. Расположение центра тяжести и величину массы противовесов можно определить из следующих соображений:

а) за счет силы инерции противовесов целесообразно переместить полюс $O_{\text{к3}}$ полярной диаграммы $R_{\text{к.ш3}}$ (см. рис. 10.5, *г*) в центр диаграммы. Следовательно, противовесы должны воздействовать на шейку силой

$$P_{\text{пр3}} = h_3 M_R = -195 \cdot 0{,}1 = -19{,}5 \text{ кН},$$

где h_3 — расстояние от полюса $O_{\text{к3}}$ диаграммы $R_{\text{к.ш3}}$ до центра $O_{\text{пр3}}$ диаграммы $R^{\text{пр}}_{\text{к.ш3}}$, мм;

б) противовесы не должны увеличивать габаритов двигателя. Целесообразно принять $\rho = 20$ мм;

в) так как каждый противовес расположен только на одной щеке колена, для определения силы инерции и массы противовеса необходимо установить размеры кривошипа. Предварительно принимаем $l = 94$ мм и $l_1 = 70$ мм (см. рис. 10.5, *а*). Тогда сила инерции одного противовеса

$$P_{\text{пр}} = -0{,}5P_{\text{пр3}}l/l_1 = -0{,}5(-19{,}5)94/70 = 13{,}09 \text{ кН};$$

г) масса каждого противовеса

$$m_{\text{пр}} = P_{\text{пр}}/(\rho\omega^2) = 13{,}09 \cdot 10^3/(0{,}02 \cdot 586^2) = 1{,}906 \text{ кг}.$$

На рис. 10.7, *б* показана диаграмма износа 3-й коренной шейки после установления противовесов. Диаграмма износа построена по данным табл. 10.8 в масштабе $M_R = 10$ кН в мм. По этой диаграмме определено направление оси масляного отверстия ($\varphi_{\text{м}} = 35°$).

Таблица 10.8

$\varphi°$	Значения $R^{\text{пр}}_{\text{к.ш3}}$, кН, для лучей											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	3,20	3,20	3,20	—	—	—	—	—	—	—	3,20	3,20
30	5,55	5,55	5,55	5,55	—	—	—	—	—	—	—	—
60	—	4,35	4,35	4,35	4,35	—	—	—	—	—	—	—
90	—	—	—	3,90	3,90	3,90	3,90	—	—	—	—	—
120	—	—	—	—	—	—	4,00	4,00	4,00	4,00	—	—
150	—	—	—	—	—	—	—	—	5,05	5,05	5,05	5,05
180	3,35	3,35	3,35	—	—	—	—	—	—	—	3,35	3,35
210	—	—	—	—	2,90	2,90	2,90	2,90	—	—	—	—
240	—	—	—	—	3,65	3,65	3,65	3,65	—	—	—	—
270	—	—	—	—	—	—	—	4,90	4,90	4,90	—	—
300	—	—	—	—	—	—	—	—	5,20	5,20	5,20	5,20
330	4,05	—	—	—	—	—	—	—	—	4,05	4,05	4,05
360	3,20	3,20	3,20	—	—	—	—	—	—	—	3,20	3,20
390	5,55	5,55	5,55	5,55	—	—	—	—	—	—	—	—
420	—	4,35	4,35	4,35	4,35	—	—	—	—	—	—	—
450	—	—	—	3,90	3,90	3,90	3,90	—	—	—	—	—
480	—	—	—	—	—	—	4,00	4,00	4,00	4,00	—	—
510	—	—	—	—	—	—	—	—	5,05	5,05	5,05	5,05
540	3,35	3,35	3,35	—	—	—	—	—	—	—	3,35	3,35
570	—	—	—	—	2,90	2,90	2,90	2,90	—	—	—	—
600	—	—	—	—	3,65	3,65	3,65	3,65	—	—	—	—
630	—	—	—	—	—	—	—	4,90	4,90	4,90	—	—
660	—	—	—	—	—	—	—	—	5,20	5,20	5,20	5,20
690	4,05	—	—	—	—	—	—	—	—	4,05	4,05	4,05
$\Sigma R^{\text{пр}}_{\text{кш3}i}$	32,30	32,90	32,90	27,60	29,60	20,90	28,90	30,90	38,30	46,40	41,70	41,70

Для уравновешивания центробежных сил $P_{пр}$ противовесов, расположенных на продолжении щек, прилегающих к 3-й коренной шейке, и для уменьшения нагрузки на 1-ю и 5-ю коренные шейки целесообразно на продолжении щек, прилегающих к 1-й и 5-й шейкам, также установить противовесы $P_{пр1}=P_{пр5}=0{,}5P_{пр3}$.

Смещение центров полярных диаграмм в связи с установкой противовесов на величину, пропорциональную реакции от противовесов, $P'_{пр1(5)}=0{,}5P'_{пр3}=-9{,}75$ кН, показано на рис. 10.5, *б* ($h_{1(5)}=97{,}5$ мм).

Развернутые диаграммы сил $\bar{R}^{пр}_{к.ш3}=\bar{R}_{к.ш3}+\bar{P}_{пр3}$ и $\bar{R}^{пр}_{к.ш1(5)}=\bar{R}_{к.ш1(5)}+\bar{P}_{пр1(5)}$ представлены на рис. 10.6 и по ним определены:

для 1 (5)-й коренной шейки

$$R^{пр}_{к.ш1(5)ср}=F^{пр}_{1(5)}M_B/OB=8490\cdot 0{,}1/360=2{,}36 \text{ кН};$$

$$R^{пр}_{к.ш1(5)max}=9{,}10 \text{ кН};\ R^{пр}_{к.ш1(5)min}=0{,}15 \text{ кН};$$

для 3-й коренной шейки

$$R^{пр}_{к.ш3ср}=F^{пр}_{3}M_R/OB=15\,010\cdot 0{,}1/360=4{,}17 \text{ кН}$$

$$R^{пр}_{к.ш3max}=5{,}60 \text{ кН};\ R^{пр}_{к.ш3min}=0{,}40 \text{ кН},$$

где $F^{пр}_{1(5)}$ и $F^{пр}_{3}$ — соответственно площади под кривыми $R^{пр}_{к.ш1(5)}$ и $R^{пр}_{к.ш3}$, мм^2.

Равномерность крутящего момента и равномерность хода двигателя

Равномерность крутящего момента

$$\mu=(M_{кр.max}-M_{кр.min})/M_{кр.ср}=[650-(-360)]/127{,}3=7{,}93.$$

Избыточная работа крутящего момента

$$L_{изб}=F_{abc}M_M M'_\varphi=840\cdot 10\cdot 0{,}0523=439{,}3 \text{ Дж},$$

где F_{abc} — площадь над прямой среднего крутящего момента (см. рис. 10.2, *д*), мм^2; $M'_\varphi=4\pi/(iOA)=4\cdot 3{,}14/(4\cdot 60)=0{,}0523$ рад в мм — масштаб угла поворота вала на диаграмме $M_{кр}$.

Равномерность хода двигателя принимаем $\delta=0{,}01$.

Момент инерции движущихся масс двигателя, приведенных к оси коленчатого вала:

$$J_0=L_{изб}/(\delta\omega^2)=439{,}3/(0{,}01\cdot 586^2)=0{,}128 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

10.2. РАСЧЕТ V-ОБРАЗНОГО ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ

Примеры расчетов кинематики и динамики, изложенные ниже, приведены для того же дизеля, для которого в гл. 5 дан пример теплового расчета, а в гл. 6 — расчет скоростной характеристики. В связи с этим все исходные данные для расчетов кинематики и динамики V-образного четырехтактного дизеля с наддувом взяты соответственно из § 5.3 и 6.4.

Кинематика

Выбор λ и длины шатуна $L_ш$. В целях уменьшения высоты двигателя с учетом опыта отечественного дизелестроения оставляем значение $\lambda=0{,}270$, как уже было принято предварительно в тепловом расчете. В соответствии с этим

$$L_ш = R/\lambda = 60/0{,}270 = 222 \text{ мм}.$$

Перемещение поршня. Изменение хода поршня по углу поворота коленчатого вала строят графическим методом (рис. 10.8, *а*) в масштабе $M_s=2$ мм в мм и $M\varphi=2°$ в мм через каждые 30°. Поправка Брикса

$$R\lambda/(2M_s) = 60 \cdot 0{,}270/(2 \cdot 2) = 4{,}05 \text{ мм}.$$

Угловая скорость вращения коленчатого вала

$$\omega = \pi n/30 = 3{,}14 \cdot 2600/30 = 272{,}1 \text{ рад/с}.$$

Скорость поршня. Изменение скорости поршня по углу поворота коленчатого вала строят графическим методом (рис. 10.8, *б*) в масштабе $M_v=0{,}4$ м/с в мм:

$$\omega R/M_v = 272{,}1 \cdot 0{,}06/0{,}4 = 40{,}8 \text{ мм};$$

$$\omega R\lambda/(M_v 2) = 272{,}1 \cdot 0{,}06 \cdot 0{,}270/(0{,}4 \cdot 2) = 5{,}5 \text{ мм};$$

$$\pm v_{п\,max} \simeq \omega R\sqrt{1+\lambda^2} = 272{,}1 \cdot 0{,}06\sqrt{1+0{,}27^2} = 16{,}9 \text{ м/с}.$$

Ускорение поршня. Изменение ускорения поршня по углу поворота коленчатого вала строят графическим методом (рис. 10.8, *в*) в масштабе $M_j=100$ м/с^2 в мм:

$$\omega^2 R/M_j = 272{,}1^2 \cdot 0{,}06/100 = 44{,}4 \text{ мм};$$

$$\omega^2 R\lambda/M_j = 272{,}1^2 \cdot 0{,}06 \cdot 0{,}270/100 = 12{,}0 \text{ мм};$$

$$j_{max} = \omega^2 R(1+\lambda) = 272{,}1^2 \cdot 0{,}06\,(1+0{,}27) = 5642 \text{ м/с}^2;$$

$$j_{min} = -\omega^2 R\left(\lambda + \frac{1}{8\lambda}\right) = 272{,}1^2 \cdot 0{,}06\left(0{,}27 + \frac{1}{8 \cdot 0{,}27}\right) = 3256 \text{ м/с}^2.$$

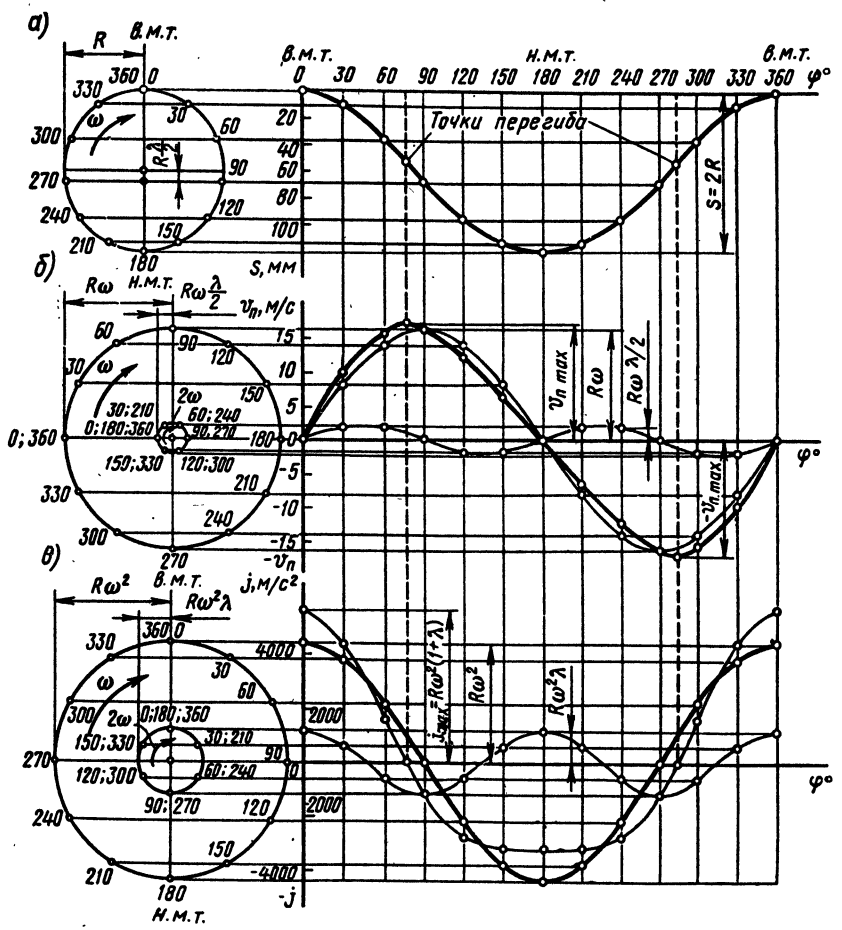


Рис. 10.8. Зависимости пути (*а*), скорости (*б*) и ускорения (*в*) поршня дизеля от угла поворота кривошипа

Значения S_x, $v_п$ и j в зависимости от φ, полученные на основании построенных графиков, заносят в табл. 10.9.

При $j=0$, $v_п=\pm v_{п\,max}=\pm 16{,}9$ м/с, а точки перегиба s соответствуют повороту кривошипа на 76 и 284°.

Таблица 10.9

$\varphi°$	s, мм	$v_п$, м/с	j, м/с²	$\varphi°$	s, мм	$v_п$, м/с	j, м/с²
0	0	0	+5640	210	113,9	−6,3	−3250
30	10,0	+10,1	+4450	240	95,9	−12,2	−2820
60	35,9	+16,0	+1620	270	67,8	−16,3	−1200
90	67,8	+16,3	−1200	300	35,9	−16,0	+1620
120	95,9	+12,2	−2820	330	10,0	−10,1	+4450
150	113,9	+6,3	−3250	360	0	0	+5640
180	120,0	0	−3240				

Силы давления газов. Индикаторная диаграмма (см. рис. 4.15), полученная в тепловом расчете, развертывается по углу поворота кривошипа (рис. 10.9) по методу Брикса.

Масштабы развернутой диаграммы: хода поршня $M_s=1{,}5$ мм в мм, давлений $M_p=0{,}08$ МПа в мм; сил $M_p=M_pF_п=0{,}08\cdot0{,}0113=$ $=0{,}0009$ МН в мм или $M_p=0{,}9$ кН в мм, угла поворота кривошипа $M_\varphi=3°$ в мм или

$$M'_\varphi=4\pi/OB=4\cdot3{,}14/240=0{,}0523 \text{ рад в мм},$$

где OB — длина развернутой индикаторной диаграммы, мм.

Поправка Брикса

$$R\lambda/(2M_s)=60\cdot0{,}270/(2\cdot1{,}5)=5{,}4 \text{ мм}.$$

По развернутой индикаторной диаграмме через каждые 30° угла поворота кривошипа определяют значения $\Delta p_г=p_г-p_o$ и заносят в табл. 10.10.

Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма. По табл. 8.1 с учетом диаметра цилиндра, отношения S/D, V-образного расположения цилиндров и достаточно высокого значения p_z устанавливаются:

масса поршневой группы (для поршня из алюминиевого сплава $m'_п=260$ кг/м^2)

$$m_г=m'_пF_п=260\cdot0{,}0113=2{,}94 \text{ кг};$$

Таблица 10.10

$\varphi°$	$\Delta p_г$, МПа	j, м/с	p_j, МПа	p, МПа	$\varphi°$	$\Delta p_г$, МПа	j, м/с	p_j, МПа	p, МПа
0	0,062	+5640	−1,933	−1,871	380	7,880	+5040	−1,727	+6,153
30	0,059	+4450	−1,525	−1,466	390	6,060	+4450	−1,525	+4,535
60	0,059	+1620	−0,555	−0,496	420	2,030	+1620	−0,555	+1,475
90	0,059	−1200	+0,411	+0,470	450	0,930	−1200	+0,411	+1,341
120	0,059	−2820	+0,966	+1,025	480	0,560	−2820	+0,966	+1,526
150	0,059	−3250	+1,114	+1,173	510	0,390	−3250	+1,114	+1,504
180	0,059	−3240	+1,110	+1,169	540	0,220	−3240	+1,110	+1,330
210	0,080	−3250	+1,114	+1,194	570	0,140	−3250	+1,114	+1,254
240	0,130	−2820	+0,966	+1,096	600	0,062	−2820	+0,966	+1,028
270	0,240	−1200	+0,411	+0,651	630	0,062	−1200	+0,411	+0,473
300	0,690	+1620	−0,555	+0,135	660	0,062	+1620	−0,555	−0,493
330	2,310	+4450	−1,525	+0,785	690	0,062	+4450	−1,525	−1,463
360	8,569	+5640	−1,933	+6,636	720	0,062	+5640	−1,933	−1,871
370	11,207	+5430	−1,861	+9,346					

масса шатуна ($m'_ш=300$ кг/м^2)

$$m_ш=m'_шF_п=300\cdot0{,}0113=3{,}39 \text{ кг};$$

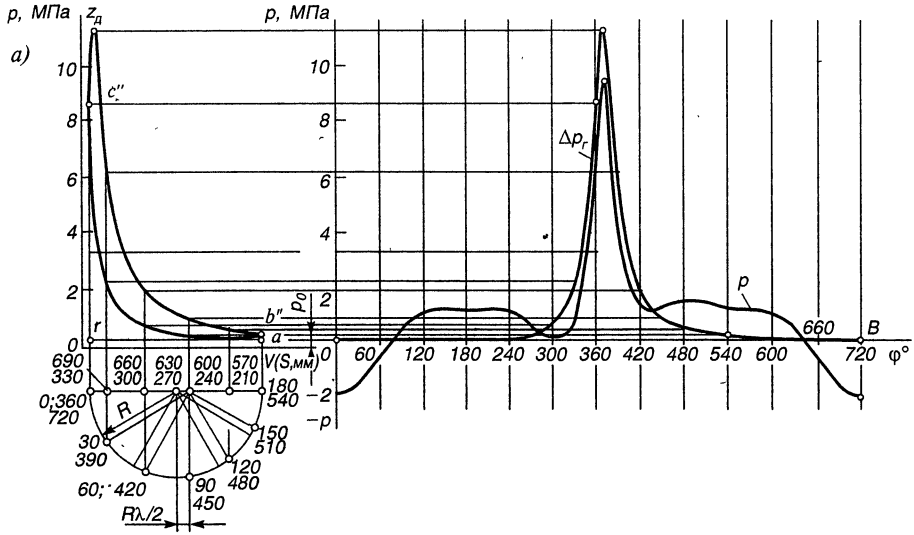


Рис. 10.9. Развертка индикаторной диаграммы дизеля по углу поворота кривошипа и построение удельной суммарной силы p

масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов (для стального кованого вала $m'_к = 320$ кг/м^2)

$$m_к = m'_к F_п = 320 \cdot 0{,}0113 = 3{,}62 \text{ кг}.$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$m_{ш.п} = 0{,}275 m'_ш = 0{,}275 \cdot 3{,}39 = 0{,}932 \text{ кг}.$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа:

$$m_{ш.к} = 0{,}725 m'_ш = 0{,}725 \cdot 3{,}39 = 2{,}458 \text{ кг}.$$

Массы, совершающие возвратно-поступательное движение:

$$m_j = m_п + m_{ш.п} = 2{,}94 + 0{,}932 = 3{,}872 \text{ кг}.$$

Массы, совершающие вращательное движение:

$$m_{R\Sigma} = m_к + 2m_{ш.к} = 3{,}62 + 2 \cdot 2{,}458 = 8{,}536 \text{ кг}.$$

Полные и удельные силы инерции. Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс определяют по кривой ускорений (см. рис. 10.8, *в* и табл. 10.9):

полные силы

$$P_j = -jm_j \cdot 10^{-3} = -j \cdot 3{,}872 \cdot 10^{-3} \text{ кН};$$

удельные силы

$$p_j = P_j / F_п = P_j \cdot 10^{-3} / 0{,}0113 \text{ МПа}.$$

Значения p_j заносят в табл. 10.10.

Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна одного цилиндра

$$K_{Rш} = -m_{ш.к} R\omega^2 \cdot 10^{-3} = -2{,}458 \cdot 0{,}06 \cdot 272{,}1^2 \cdot 10^{-3} = \\ = -10{,}9 \text{ кН}.$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа

$$K_{Rк} = -m_к R\omega^2 \cdot 10^{-3} = -3{,}62 \cdot 0{,}06 \cdot 272{,}1^2 \cdot 10^{-3} = \\ = -16{,}1 \text{ кН}.$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс, действующая на кривошип:

$$K_{RΣ} = K_{Rк} + 2K_{Rш} = -16{,}1 + 2(-10{,}9) = -37{,}9 \text{ кН}.$$

Удельные суммарные силы. Удельная суммарная сила (МПа), сосредоточенная на оси поршневого пальца (рис. 10.9 и табл. 10.10):

$$p = \Delta p_г + p_j.$$

Удельные силы p_N, p_S, $p_к$ и p_T определяют аналитическим методом. Расчет значения этих сил для различных φ сводят в табл. 10.11.

Графики изменения удельных сил p_N, p_S, $p_к$ и p_T в зависимости от φ представлены на рис. 10.10, где $M_p = 0{,}08$ МПа в мм и $M_\varphi = 3°$ в мм.

Среднее значение удельной тангенциальной силы за цикл:

по данным теплового расчета

$$p_{Tср} = 2p_i/(\pi\tau) = 2 \cdot 1{,}203/(3{,}14 \cdot 4) = 0{,}192 \text{ МПа};$$

по площади, заключенной под кривой P_T:

$$p_{Tср} = (\Sigma F_1 - \Sigma F_2) M_p / OB = (1350 - 770) 0{,}08/240 = 0{,}193 \text{ МПа};$$

ошибка $\Delta = (0{,}193 - 0{,}192) 100/0{,}192 = 0{,}52\%$.

Крутящие моменты. Крутящий момент одного цилиндра

$$M_{кр.д} = TR = T 0{,}06 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Изменение крутящего момента цилиндра в зависимости от φ выражает кривая p_T (рис. 10.10 и табл. 10.11), но в масштабе

Таблица 10.11

$\varphi°$	p, МПа	$\mathrm{tg}\beta$	p_N, МПа	$\frac{1}{\cos\beta}$	p_s, МПа	$\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	$p_к$, МПа	K, кН	$\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	p_T, МПа	T, кН	$M_{кр.д}$, Н·м	$R_{ш.ш}$, кН
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
0	−1,871	0	0	1	−1,871	+1	−1,871	−21,14	0	0	0	0	32,0
30	−1,466	+0,136	−0,199	1,009	−1,479	+0,798	−1,170	−13,22	+0,618	−0,906	−10,24	−610	26,1
60	−0,496	+0,239	−0,119	1,028	−0,510	+0,293	−0,145	−1,64	+0,985	−0,489	−5,53	−330	13,8
90	+0,470	+0,278	+0,131	1,038	+0,488	−0,278	−0,131	−1,48	+1	+0,470	+5,31	+315	13,5
120	+1,025	+0,239	+0,245	1,028	+1,054	−0,707	−0,725	−8,19	+0,747	+0,766	+8,66	+520	21,0
150	+1,173	+0,136	+0,160	1,009	+1,184	−0,934	−1,096	−12,38	+0,382	+0,448	+5,06	+300	23,9
180	+1,169	0	0	1	+1,169	−1	−1,169	−13,21	0	0	0	0	24,1
210	+1,194	−0,136	−0,162	1,009	+1,205	−0,934	−1,115	−12,60	−0,382	−0,456	−5,15	−310	24,3
240	+1,096	−0,239	−0,262	1,028	+1,127	−0,707	−0,775	−8,76	−0,747	−0,819	−9,25	−555	21,7
270	+0,651	−0,278	−0,181	1,038	+0,676	−0,278	−0,181	−2,05	−1	−0,651	−7,36	−440	15,0
300	+0,135	−0,239	−0,032	1,028	+0,139	+0,293	+0,040	+0,45	−0,985	−0,133	−1,50	−90	10,8
330	+0,785	−0,136	−0,107	1,009	+0,792	+0,798	+0,626	+7,07	−0,618	−0,485	−5,48	−330	6,7
360	+6,636	0	0	1	+6,636	+1	+6,636	+74,99	0	0	0	0	64,1
370	+9,346	+0,047	+0,439	1,001	+9,355	+0,977	+9,131	+103,18	+0,220	+2,056	+23,23	+1390	95,2
380	+6,153	+0,093	+0,572	1,004	+6,178	+0,908	+5,587	+63,13	+0,429	+2,640	+29,83	+1790	60,2
390	+4,535	+0,136	+0,617	1,009	+4,576	+0,798	+3,619	+40,89	+0,618	+2,803	+31,67	+1900	33,8
420	+1,475	+0,239	+0,353	1,028	+1,516	+0,293	+0,432	+4,88	+0,985	+1,453	+16,42	+985	17,5
450	+1,341	+0,278	+0,373	1,038	+1,392	−0,278	−0,373	−4,21	+1	+1,341	+15,15	+910	21,5
480	+1,526	+0,239	+0,365	1,028	+1,569	−0,707	−1,079	−12,19	+0,747	+1,140	+12,88	+770	26,4
510	+1,504	+0,136	+0,205	1,009	+1,518	−0,934	−1,405	−15,88	+0,382	+0,575	+6,50	+390	27,5
540	+1,330	0	0	1	+1,330	−1	−1,330	−15,03	0	0	0	0	25,9
570	+1,254	−0,136	−0,171	1,009	+1,265	−0,934	−1,171	−13,23	−0,382	−0,479	−5,41	−325	24,7
600	+1,028	−0,239	−0,246	1,028	+1,057	−0,707	−0,727	−8,22	−0,747	−0,768	−8,68	−520	21,0
630	+0,473	−0,278	−0,131	1,038	+0,491	−0,278	−0,131	−1,48	−1	−0,473	−5,34	−320	13,5
660	−0,493	−0,239	+0,118	1,028	−0,507	+0,293	−0,144	−1,63	−0,985	+0,486	+5,49	+330	13,7
690	−1,463	−0,136	+0,199	1,009	−1,476	+0,798	−1,167	−13,19	−0,618	+0,904	+10,22	+615	26,1
720	−1,871	0	0	1	−1,871	+1	−1,871	−21,14	0	0	0	0	32,0

$$M_M = M_p F_п R = 0{,}08 \cdot 0{,}0113 \cdot 0{,}06 \cdot 10^3 = 0{,}0542 \text{ кН} \cdot \text{м в мм},$$

или $M_M = 54{,}2$ Н · м в мм.

Период изменения крутящего момента четырехтактного дизеля с равными интервалами между вспышками

$$\theta = 720/i = 720/8 = 90°.$$

Суммирование значений крутящих моментов всех восьми цилиндров двигателя производится табличным методом (табл. 10.12) через каждый 10° угла поворота коленчатого вала. По полученным данным строят кривую $M_{кр}$ (рис. 10.11) в масштабе $M_M = 25$ Н · м в мм и $M_\varphi = 1°$ в мм.

Средний крутящий момент двигателя:

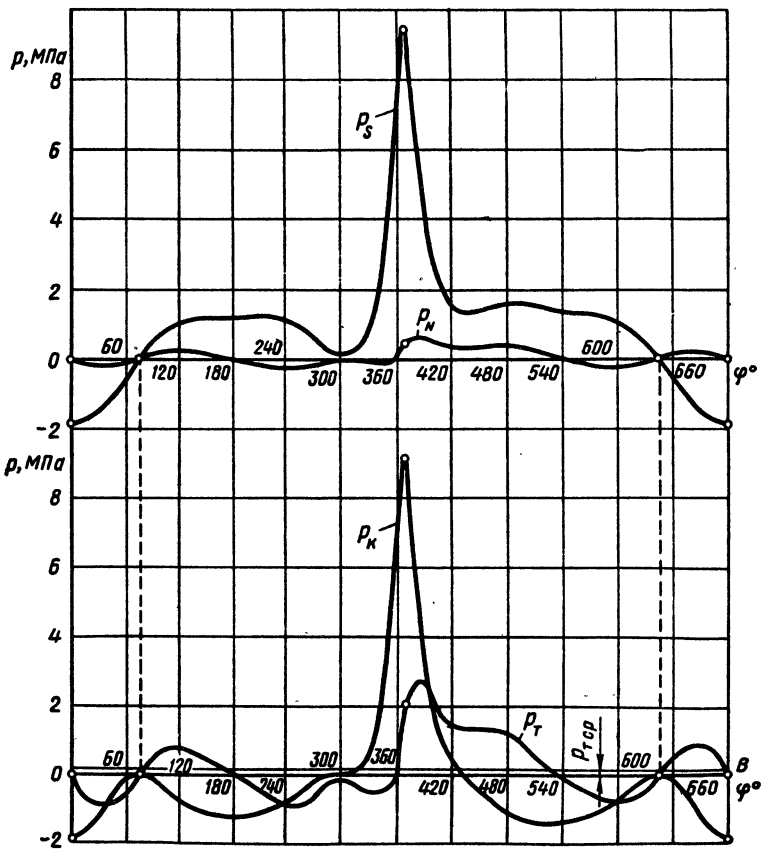


Рис. 10.10. Графики изменения удельных сил p_N, p_s, p_k, p_T

Таблица 10.12

φ° коленчатого вала	Цилиндры																
	1-й		2-й		3-й		4-й		5-й		6-й		7-й		8-й		
	φ° кривошипа	$M_{кр.ц}$, Н·м	φ° кривошипа	$M_{кр.ц}$, Н·м	φ° кривошипа	$M_{кр.ц}$, Н·м	φ° кривошипа	$M_{кр.ц}$, Н·м	φ° кривошипа	$M_{кр.ц}$, Н·м	φ° кривошипа	$M_{кр.ц}$, Н·м	φ° кривошипа	$M_{кр.ц}$, Н·м	φ° кривошипа	$M_{кр.ц}$, Н·м	$M_{кр}$, Н·м
0	0	0	90	+315	180	0	270	−440	360	0	450	+910	540	0	630	−320	465
10	10	−400	100	+445	190	−105	280	−270	370	+1390	460	+890	550	−120	640	−170	1660
20	20	−560	110	+525	200	−215	290	−190	380	+1790	470	+860	560	−260	650	+100	2050
30	30	−610	120	+520	210	−310	300	−90	390	+1900	480	+770	570	−325	660	+330	2185
40	40	−610	130	+450	220	−395	310	−150	400	+1420	490	+680	580	−380	670	+480	1495
50	50	−510	140	+360	230	−485	320	−275	410	+1130	500	+535	590	−450	680	+580	885
60	60	−330	150	+300	240	−555	330	−330	420	+985	510	+390	600	−520	690	+615	555
70	70	−145	160	+175	250	−605	340	−320	430	+890	520	+260	610	−515	700	+515	255
80	80	+110	170	+80	260	−580	350	−255	440	+880	530	+110	620	−445	710	+270	170
90	90	+315	180	0	270	−440	360	0	450	+910	540	0	630	−320	720	0	465

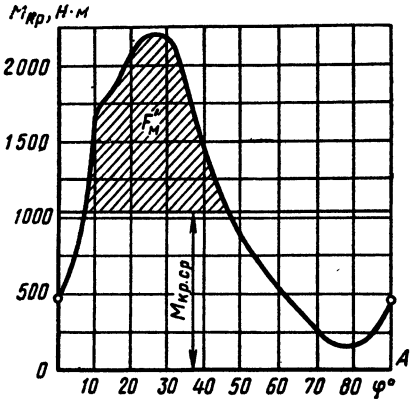


Рис. 10.11. Суммарный крутящий момент дизеля

по данным теплового расчета

$$M_{кр.ср} = M_i = M_n(1/\eta_м) =$$
$$= 856{,}2/0{,}824 = 1039 \text{ Н·м};$$

по площади F_M, заключенной под кривой $M_{кр}$ (рис. 10.11):

$$M_{кр.ср} = F'_M M_M / OA =$$
$$= 3745 \cdot 25/90 = 1040 \text{ Н·м};$$

ошибка $\Delta = (1040 - 1039)100/1023 =$
$= 0{,}10\%$.

Максимальное и минимальное значения крутящего момента двигателя (рис. 10.11):

$$M_{кр.max} = 2200 \text{ Н·м};$$
$$M_{кр.min} = 160 \text{ Н·м}.$$

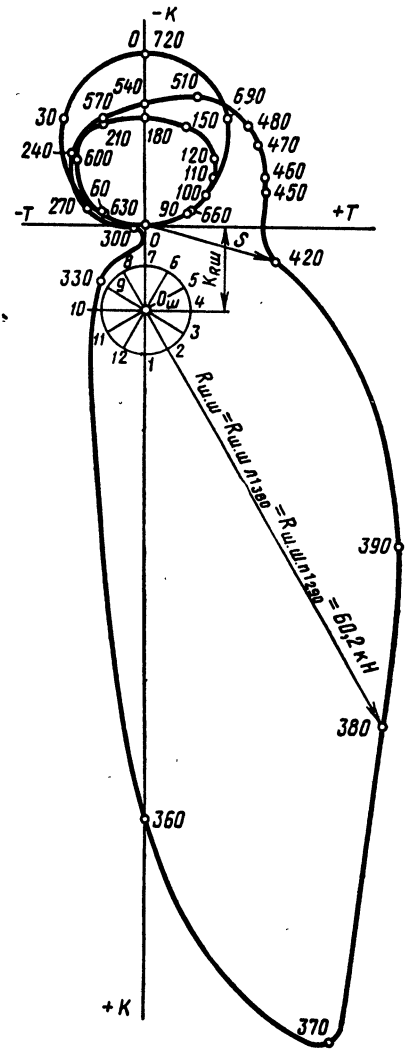


Рис. 10.12. Полярная диаграмма нагрузки на шатунную шейку дизеля

Силы, действующие на шатунные шейки коленчатого вала от одного шатуна.

Полярную диаграмму силы S (рис. 10.12), действующей на шатунную шейку, строят графическим сложением векторов сил K и T (см. табл. 10.11). Масштаб полярной диаграммы $M_P = 0{,}5$ кН в мм.

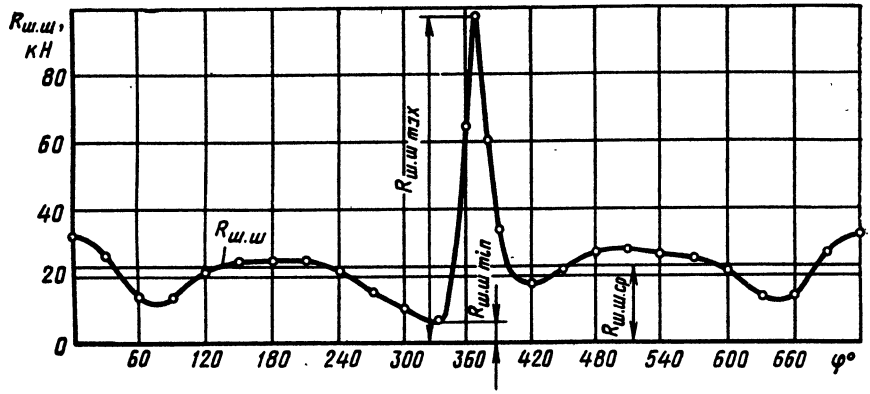


Рис. 10.13. Диаграмма нагрузки на шатунную шейку дизеля в прямоугольных координатах

Диаграмма силы S с центром в точке $O_ш$ ($OO_ш = K_{Rш}/M_p = -10{,}9/0{,}5 = -21{,}8$ мм) является полярной диаграммой нагрузки $R_{ш.ш}$ на шатунную шейку от действия одного шатуна.

Значения силы $R_{ш.ш}$ для различных φ, снятые с полярной диаграммы (рис. 10.12), заносят в табл. 10.11 и по ним строят диаграмму $R_{ш.ш}$ в прямоугольных координатах (рис. 10.13). Масштабы развернутой диаграммы: $M_P = 1$ кН в мм и $M_\varphi = 3°$ в мм.

По развернутой диаграмме $R_{ш.ш}$ определяют

$$R_{ш.ш.ср} = M_P F/OB = 1 \cdot 5500/240 = 22{,}9 \text{ кН};$$

$$R_{ш.ш\,max} = 95{,}2 \text{ кН}; \; R_{ш.ш\,min} = 6{,}5 \text{ кН}.$$

По полярной диаграмме (см. рис. 10.12) строят диаграмму износа шатунной шейки (рис. 10.14). Сумму сил $R_{ш.ш\,i}$, действующих по каждому лучу диаграммы износа (от 1-го до 12-го), определяют с помощью табл. 10.13 (значения $R_{ш.ш\,i}$ в таблице выражены в кН). По диаграмме износа ($M_R = 40$ кН·в мм) определяют положение оси масляного отверстия ($M_{\varphi_м} = 90°$).

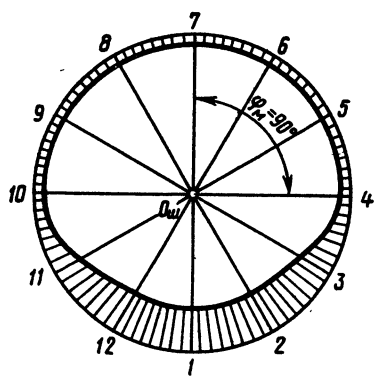


Рис. 10.14. Диаграмма износа шатунной шейки дизеля

Условные силы, действующие на шатунные шейки от двух смежных шатунов. Коленчатый вал рассчиты-

ваемого двигателя полноопорный с кривошипами, расположенными в вертикальной и горизонтальной плоскостях (рис. 10.15). Порядок работы двигателя: *1л-1п-4л-2л-2п-3л-3п-4п*. Чередование вспышек равномерное через 720/8 = 90°.

Таблица 10.13

$\varphi°$	Значения $R_{ш.ш_i}$, кН, для лучей											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	32,0	32,0	32,0	—	—	—	—	—	—	—	32,0	32,0
30	26,1	26,1	26,1	—	—	—	—	—	—	—	—	26,1
60	13,8	13,8	13,8	—	—	—	—	—	—	—	—	13,8
90	13,5	13,5	—	—	—	—	—	—	—	—	13,5	13,5
120	21,0	21,0	—	—	—	—	—	—	—	—	21,0	21,0
150	23,9	23,9	—	—	—	—	—	—	—	—	23,9	23,9
180	24,1	24,1	24,1	—	—	—	—	—	—	—	24,1	24,1
210	24,3	24,3	24,3	—	—	—	—	—	—	—	—	24,3
240	21,7	21,7	21,7	—	—	—	—	—	—	—	—	21,7
270	15,0	15,0	15,0	15,0	—	—	—	—	—	—	—	15,0
300	10,8	10,8	10,8	—	—	—	—	—	—	—	—	10,8
330	6,7	6,7	6,7	6,7	—	—	—	—	—	—	—	—
360	—	—	64,1	—	64,1	64,1	64,1	64,1	64,1	—	—	—
390	—	—	—	—	—	—	33,8	33,8	33,8	33,8	—	—
420	—	—	—	—	—	—	—	—	17,5	17,5	17,5	17,5
450	21,5	—	—	—	—	—	—	—	—	21,5	21,5	21,5
480	26,4	26,4	—	—	—	—	—	—	—	—	26,4	26,4
510	27,5	27,5	—	—	—	—	—	—	—	—	27,5	27,5
540	25,9	25,9	25,9	—	—	—	—	—	—	—	25,9	25,9
570	24,7	24,7	24,7	—	—	—	—	—	—	—	—	24,7
600	21,0	21,0	21,0	—	—	—	—	—	—	—	—	21,0
630	13,5	13,5	13,5	—	—	—	—	—	—	—	—	13,5
660	13,7	13,7	—	—	—	—	—	—	—	—	13,7	13,7
690	26,1	26,1	—	—	—	—	—	—	—	—	26,1	26,1
$\Sigma R_{ш.ш_i}$	433,2	411,7	323,7	21,7	64,1	64,1	97,9	97,9	115,4	72,8	273,1	444,0

В соответствии с порядком работы двигателя на 1, 2 и 3-ю шатунные шейки одновременно действуют силы от левого и правого шатунов, смещенные одна относительно другой на 90°, а на 4-ю шейку действуют силы от левого и правого шатунов, смещенные на 450°.

Суммарные тангенциальные силы, действующие на шатунные шейки от двух смежных шатунов:

$$T_{\Sigma} = T_{л} + T_{п}.$$

Суммарные силы, действующие на шатунные шейки по радиусу кривошипа от двух смежных шатунов:

$$K_{\Sigma} = K_{л} + K_{п}.$$

Условные суммарные силы, действующие на шатунные шейки, строят при условии, что во всех левых цилиндрах отсчет углов

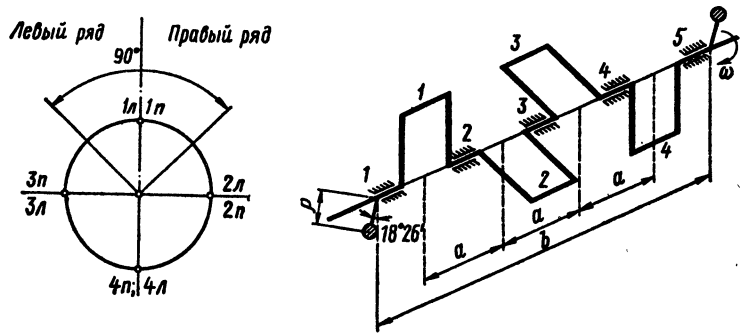


Рис. 10.15. Схема коленчатого вала V-образного дизеля

начинается от 0°. Силы T_Σ и K_Σ рассчитывают табличным методом (табл. 10.14). По полученным данным строят условные полярные диаграммы суммарных сил $S_\Sigma = S_п + S_ш$, действующих на 1 (2, 3)-ю (рис. 10.16, *а*) и 4-ю (рис. 10.16, *б*) шатунные шейки от каждой пары смежных шатунов. Масштаб диаграмм $M_P = 0{,}5$ кН в мм.

Диаграммы сил $S_{\Sigma 1(2,3)}$ и $S_{\Sigma 4}$ с центрами в точках $O_{ш1(2,3)}$ и $O_{ш4}$ ($O_{1(2,3)}\ O_{ш1(2,3)} = O_4\ O_{ш4} = 2K_{R_ш}/M_P = 2(-10{,}9)/0{,}5 = -43{,}6$ мм) являются соответственно полярными диаграммами условных нагрузок на 1, 2 и 3-ю шатунные шейки — $R_{ш.ш\Sigma 1(2,3)}$ и на 4-ю шатунную шейку — $R_{ш.ш\Sigma 4}$.

Значения сил $R_{ш.ш\Sigma 1(2,3)}$ и $R_{ш.ш\Sigma 4}$ для различных φ, снятые с полярных диаграмм (рис. 10.16), заносят в табл. 10.14 (гр. 12 и 16) и по ним строят диаграммы $R_{ш.ш\Sigma 1(2,3)}$ и $R_{ш.ш\Sigma 4}$ в прямоугольных координатах (рис. 10.17). Масштабы развернутой диаграммы: $M_P = 1$ кН в мм и $M_\varphi = 3°$ в мм.

По развернутым диаграммам определяют:

$$R_{ш.ш\Sigma 1(2,3)_{ср}} = F_{1(2,3)} M_P / OB = 9390 \cdot 1/240 = 39{,}1 \text{ кН};$$

$$R_{ш.ш\Sigma 1(2,3)_{max}} = 84{,}5 \text{ кН};\ R_{ш.ш\Sigma 1(2,3)_{min}} = 3{,}6 \text{ кН};$$

$$R_{ш.ш\Sigma 4_{ср}} = F_4 M_P / OB = 9600 \cdot 1/240 = 40{,}0 \text{ кН};$$

$$R_{ш.ш\Sigma 4_{max}} = 83{,}5 \text{ кН};\ R_{ш.ш\Sigma 4_{min}} = 8{,}0 \text{ кН}.$$

Силы действующие на колена вала. Суммарные силы, действующие на колена вала по радиусу кривошипа:

$$K_{рк\Sigma} = K_\Sigma + 2K_{R_ш} + K_{R_к} = K_\Sigma + 21{,}8 + 16{,}1 = (K_\Sigma + 37{,}9) \text{ кН}.$$

Полярные диаграммы сил $R_{ш.ш\Sigma 1(2,3)}$ и $R_{ш.ш\Sigma 4}$ с центрами в точках $O_{к1(2,3)}$ и $O_{к4}$ ($O_{ш1(2,3)}\ O_{к1(2,3)} = O_{ш4}\ O_{к4} = K_{R_к}/M_p = -16{,}1/0{,}5 = -32{,}2$ мм)

Таблица 10.14

Левые цилиндры				1 (2, 3)-й правый цилиндр				1 (2, 3)-я шатунная шейка	
$\varphi^{\circ}_{л}$	$K_{л}$, кН	$T_{л}$, кН	$R_{шшл}$, кН	$\varphi^{\circ}_{пl}$	$K_{пl}$, кН	$T_{пl}$, кН	$R_{шшп}$, кН	$\varphi^{\circ}_{пl}$	$K_{\Sigma l}$, кН
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	− 21,1	0	32,0	630	− 1,5	− 5,3	13,5	0	− 22,6
30	− 13,2	− 10,2	26,1	660	− 1,6	+ 5,5	13,7	30	− 14,8
60	− 1,6	− 5,5	13,8	690	− 13,2	+ 10,2	26,1	60	− 14,8
90	− 1,5	+ 5,3	13,5	720	− 21,1	0	32,0	90	− 22,6
100	− 3,6	+ 7,7	16,6	10	− 20,1	− 6,3	31,6	100	− 23,7
110	− 6,0	+ 8,7	19,0	20	− 17,3	− 9,9	29,9	110	− 23,3
120	− 8,2	+ 8,7	21,0	30	− 13,2	− 10,2	26,1	120	− 21,4
150	− 12,4	+ 5,1	23,9	60	− 1,6	− 5,5	13,8	150	− 14,0
180	− 13,2	0	24,1	90	− 1,5	+ 5,3	13,5	180	− 14,7
210	− 12,6	− 5,2	24,3	120	− 8,2	+ 8,7	21,0	210	− 20,8
240	− 8,8	− 9,3	21,7	150	− 12,4	+ 5,1	23,9	240	− 21,2
270	− 2,1	− 7,4	15,0	180	− 13,2	0	24,1	270	− 15,3
300	+ 0,5	− 1,5	10,8	210	− 12,6	− 5,2	24,3	300	− 12,1
330	+ 7,1	− 5,5	6,7	240	− 8,8	− 9,3	21,7	330	− 1,7
360	+ 75,0	0	64,1	270	− 2,1	− 7,4	15,0	360	+ 72,9
370	+ 103,2	+ 23,2	95,2	280	− 0,7	− 4,2	12,3	370	+ 102,5
380	+ 63,1	+ 29,8	60,2	290	0	− 2,4	11,2	380	+ 63,1
390	+ 40,9	+ 31,7	33,8	300	+ 0,5	− 1,5	10,8	390	+ 41,4
420	+ 4,9	+ 16,4	17,5	330	+ 7,1	− 5,5	6,7	420	+ 12,0
450	− 4,2	+ 15,2	21,5	360	+ 75,0	0	64,1	450	+ 70,8
460	− 5,8	+ 15,0	22,4	370	+ 103,2	+ 23,2	95,2	460	+ 97,4
470	− 9,8	+ 13,5	25,0	380	+ 63,1	+ 29,8	60,2	470	+ 53,3
480	− 12,2	+ 12,9	26,4	390	+ 40,9	+ 31,7	33,8	480	+ 28,7
510	− 15,9	+ 6,5	27,5	420	+ 4,9	+ 16,4	17,5	510	− 11,0
540	− 15,0	0	25,9	450	− 4,2	+ 15,2	21,5	540	− 19,2
570	− 13,2	− 5,4	24,7	480	− 12,2	+ 12,9	26,4	570	− 25,4
600	− 8,2	− 8,7	21,0	510	− 15,9	+ 6,5	27,5	600	− 24,1
630	− 1,5	− 5,3	13,5	540	− 15,0	0	25,9	630	− 16,5
660	− 1,6	+ 5,5	13,7	570	− 13,2	− 5,4	24,7	660	− 14,8
690	− 13,2	+ 10,2	26,1	600	− 8,2	− 8,7	21,0	690	− 21,4
720	− 21,1	0	32,0	630	− 1,5	− 5,3	13,5	720	− 22,6

1 (2, 3)-я шатунная шейка			4-й правый цилиндр				4-я шатунная шейка			
$\varphi^{\circ}_{п1}$	$T_{\Sigma 1}$, кН	$R_{ш\,ш\,\Sigma 1(2,3)}$, кН	$\varphi^{\circ}_{п4}$	$K_{п4}$, кН	$T_{п4}$, кН	$R_{ш\,ш\,\Sigma 4}$, кН	$\varphi^{\circ}_{ш4}$	$K_{\Sigma 4}$, кН	T_{4}, кН	$R_{ш\,ш\,\Sigma 4}$, кН
9	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
0	— 5,3	44,7	270	— 2,1	— 7,4	15,0	0	— 23,2	— 7,4	45,5
30	— 4,7	36,8	300	+ 0,5	— 1,5	10,8	30	— 12,7	— 11,7	36,4
60	+ 4,7	36,8	330	+ 7,1	— 5,5	6,7	60	+ 5,5	— 11,0	19,6
90	+ 5,3	44,8	360	+ 75,0	0	64,1	90	+ 73,5	+ 5,3	51,7
100	+ 1,4	45,5	370	+ 103,2	+ 23,2	95,2	100	+ 99,6	+ 30,9	83,4
110	— 1,2	45,1	380	+ 63,1	+ 29,8	60,2	110	+ 57,1	+ 38,5	52,0
120	— 1,5	43,1	390	+ 40,9	+ 31,7	33,8	120	+ 32,7	+ 40,4	41,7
150	— 0,4	35,8	420	+ 4,9	+ 16,4	17,5	150	— 7,5	+ 21,5	36,4
180	+ 5,3	36,8	450	— 4,2	+ 15,2	21,5	180	— 17,4	+ 15,2	41,8
210	+ 3,5	42,8	480	— 12,2	+ 12,9	26,4	210	— 24,8	+ 7,7	47,0
240	— 4,2	43,1	510	— 15,9	+ 6,5	27,5	240	— 24,7	— 2,8	46,5
270	— 7,4	37,7	540	— 15,0	0	25,9	270	— 17,1	— 7,4	39,5
300	— 6,7	34,5	570	— 13,2	— 5,4	24,7	300	— 12,7	— 6,9	35,0
330	— 14,8	27,9	600	— 8,2	— 8,7	21,0	330	— 1,1	— 14,2	26,9
360	— 7,4	51,5	630	— 1,5	— 5,3	13,5	360	+ 73,5	— 5,3	51,7
370	+ 19,0	82,8	640	— 0,2	— 2,5	11,4	370	+ 103,0	+ 20,7	83,5
380	+ 27,4	49,5	650	— 0,2	+ 2,0	11,3	380	+ 62,9	+ 31,8	51,6
390	+ 30,2	35,8	660	— 1,6	+ 5,5	13,7	390	+ 39,3	+ 37,2	41,0
420	+ 10,9	14,5	690	— 13,2	+ 10,2	26,1	420	— 8,3	+ 26,6	40,3
450	+ 15,2	51,1	720	— 21,1	0	32,0	450	— 25,3	+ 15,2	49,5
460	+ 38,2	84,5	10	— 20,1	— 6,3	31,6	460	— 25,9	+ 8,7	50,0
470	+ 43,3	53,4	20	— 17,3	— 9,9	29,9	470	— 27,1	+ 3,6	48,6
480	+ 44,6	45,0	30	— 13,2	— 10,2	26,1	480	— 25,4	+ 2,7	47,0
510	+ 22,9	40,0	60	— 1,6	— 5,5	13,8	510	— 17,5	+ 1,0	39,0
540	+ 15,2	43,7	90	— 1,5	+ 5,3	13,5	540	— 16,5	+ 5,3	38,5
570	+ 7,5	47,6	120	— 8,2	+ 8,7	21,0	570	— 21,4	+ 3,3	43,1
600	— 2,2	46,0	150	— 12,4	+ 5,1	23,9	600	— 20,6	— 3,6	42,4
630	— 5,3	38,5	180	— 13,2	0	24,1	630	— 14,7	— 5,3	36,8
660	+ 0,1	36,4	210	— 12,6	— 5,2	24,3	660	— 14,2	+ 0,3	35,9
690	+ 1,5	43,0	240	— 8,8	— 9,3	21,7	690	— 22,0	+ 0,9	43,6
720	— 5,3	44,7	270	— 2,1	— 7,4	15,0	720	— 23,2	— 7,4	45,5

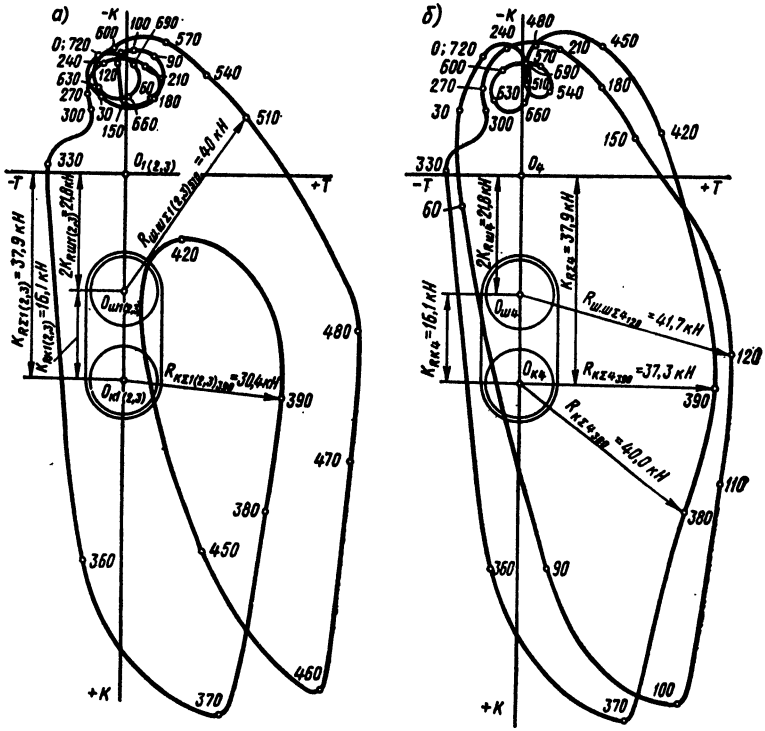


Рис. 10.16. Условные полярные диаграммы нагрузки на шатунные шейки и колена вала V-образного дизеля

являются соответственно полярными диаграммами нагрузок на колена вала $R_{RΣ1(2,3)}$ и $R_{RΣ4}$ (см. рис. 10.16). Значения $R_{RΣ1(2,3)}$ и $R_{RΣ4}$ для различных φ заносят в табл. 10.15 (гр. 4, 19, 22).

Силы, действующие на коренные шейки. Силы, действующие на 1-ю и 5-ю коренные шейки:

$$R_{к.шΣ1} = -0{,}5R_{к.Σ1} \text{ и } R_{к.шΣ5} = -0{,}5R_{к.Σ4}.$$

Изменение сил $R_{к.шΣ1}$ и $R_{к.шΣ5}$ в зависимости от φ показывают соответственно полярные диаграммы $R_{RΣ1}$ и $R_{RΣ4}$ (см. рис. 10.16, *а* и *б*), но повернутые на 180° и в масштабе $M_P = 0{,}25$ кН в мм. Значения этих сил для различных φ сведены в табл. 10.15 (гр. 2 и 23).

Силы, действующие на 2-ю и 3-ю коренные шейки и ориентированные относительно первого кривошипа:

$$R_{к.шΣ2} = \sqrt{T^2_{к.Σ2} + K^2_{к.Σ2}} \text{ и } R_{к.шΣ3} = \sqrt{T^2_{к.Σ3} + K^2_{к.Σ3}},$$

где $T_{к.\Sigma 2} = T''_{\Sigma 1} + T''_{\Sigma 2T} + K'_{рк\Sigma 2T} = -0{,}5(T_{\Sigma 1} + T_{\Sigma 2}\cos 90° - K_{рк\Sigma 2}\sin 90°) =$
$= -0{,}5T_{\Sigma 1} + 0{,}5K_{рк\Sigma 2};$

$$K_{к\Sigma 2} = K'_{рк\Sigma 1} + T'_{\Sigma 2K} + K'_{рк\Sigma 2K} = -0{,}5(K_{рк\Sigma 1} + T_{\Sigma 2}\sin 90° + K_{рк\Sigma 2}\cos 90°) =$$
$$= -0{,}5K_{рк\Sigma 1} - 0{,}5T_{\Sigma 2};$$
$$T_{к\Sigma 3} = T''_{\Sigma 2T} + K'_{рк\Sigma 2T} + T''_{\Sigma 3T} + K'_{рк\Sigma 3T} =$$
$$= -0{,}5(T_{\Sigma 2}\cos 90° - K_{рк\Sigma 2}\sin 90° + T_{\Sigma 3}\cos 270° - K_{рк\Sigma 3}\sin 270°) =$$
$$= 0{,}5K_{рк\Sigma 2} - 0{,}5K_{рк\Sigma 3};$$
$$K_{к\Sigma 3} = K'_{рк\Sigma 2K} + T'_{\Sigma 2K} + K'_{рк\Sigma 3K} + T'_{\Sigma 3K} =$$
$$= -0{,}5(K_{рк\Sigma 2}\cos 90° + T_{\Sigma 2}\sin 90° + K_{рк\Sigma 3}\cos 270° + T_{\Sigma 3}\sin 270°) =$$
$$= -0{,}5T_{\Sigma 2} + 0{,}5T_{\Sigma 3};$$
$$K_{рк\Sigma 2} = K_{\Sigma 2} + K_{R_\Sigma} = (K_{\Sigma 2} - 37{,}9)\ \text{кН};$$
$$K_{рк\Sigma 3} = K_{\Sigma 3} + K_{R_\Sigma} = (K_{\Sigma 3} - 37{,}9)\ \text{кН}.$$

В соответствии с порядком работы двигателя силы, действующие на 2-й кривошип, смещены относительно сил, действующих на 1-й кривошип, на 270° угла поворота коленчатого вала, а силы, действующие на 3-й кривошип,— на 450°.

Расчет сил $T_{к\Sigma 2}$, $K_{к\Sigma 2}$, $T_{к\Sigma 3}$, и $K_{к\Sigma 3}$ приведен в табл. 10.15, а полярные диаграммы $R_{к.ш\Sigma 2}$ и $R_{к.ш\Sigma 3}$, построенные геометрическим сложением соответствующих векторов $\bar{T}_{к\Sigma}$ и $\bar{K}_{к\Sigma}$, представлены на рис. 10.18 и 10.19. Масштаб диаграмм $M_p = 0{,}5$ кН в мм.

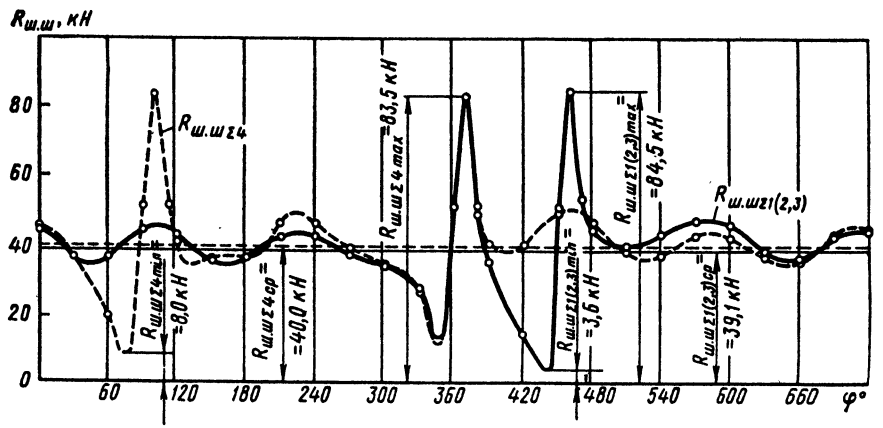


Рис. 10.17. Условные диаграммы нагрузки на шатунные шейки V-образного дизеля в прямоугольных координатах

Угол поворота коленчатого вала φ°	1-я коренная шейка $\overrightarrow{R}_{\text{кш }\Sigma 1} = -0{,}5\overrightarrow{R}_{\text{к}\Sigma 1}$	1-е колено				2-я коренная шейка			2-е колено		
		$\varphi_{\text{к}1}$, °	$\overrightarrow{R}_{\text{к}\Sigma 1} = \overrightarrow{R}_{\text{ш.ш}\Sigma 1} + \overrightarrow{K}_{R\text{к}1}$	$-0{,}5K_{p\text{к}\Sigma 1} = -0{,}5(K_{\Sigma 1} - 37{,}9)$	$-0{,}5T_{\Sigma 1}$	$T_{\text{к}\Sigma 2} = -0{,}5T_{\Sigma 1} + 0{,}5K_{p\text{к}\Sigma 2}$	$K_{\text{к}\Sigma 2} = -0{,}5K_{p\text{к}\Sigma 1} - 0{,}5T_{\Sigma 2}$	$\overrightarrow{R}_{\text{к.ш}\Sigma 2} = \overrightarrow{T}_{\text{к}\Sigma 2} + \overrightarrow{K}_{\text{к}\Sigma 2}$	$\varphi_{\text{к}2}$, °	$0{,}5K_{p\text{к}\Sigma 2} = 0{,}5(K_{\Sigma 2} - 37{,}9)$	$-0{,}5T_{\Sigma 2}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	30,60	0	61,2	+30,25	+2,65	+19,10	+22,65	29,7	450	+16,45	—7,60
10	29,50	10	59,0	+29,20	+3,60	+33,35	+10,10	35,0	460	+29,75	—19,10
20	27,85	20	55,7	+27,45	+3,45	+11,15	+5,80	12,8	470	+7,70	—21,65
30	26,60	30	53,2	+26,35	+2,35	—2,25	+4,05	4,7	480	—4,60	—22,30
60	26,65	60	53,3	+26,35	—2,35	—26,80	+14,90	30,5	510	—24,45	—11,45
90	30,60	90	61,2	+30,25	—2,65	—31,20	+22,65	38,5	540	—28,55	—7,60
100	31,05	100	62,1	+30,80	—0,70	—30,40	+24,50	39,0	550	—29,70	—6,30
110	30,80	110	61,6	+30,60	+0,60	—30,15	+25,60	39,5	560	—30,75	—5,00
120	29,75	120	59,5	+29,65	+0,75	—30,90	+25,90	40,1	570	—31,65	—3,75
150	26,15	150	52,3	+25,95	+0,20	—30,80	+27,05	40,8	600	—31,00	+1,10
180	26,60	180	53,2	+26,30	—2,65	—29,85	+28,95	41,5	630	—27,20	+2,65
190	27,50	190	55,0	+27,20	—3,00	—29,60	+29,15	41,4	640	—26,60	+1,95
200	27,90	200	55,8	+28,45	—2,80	—29,20	+29,45	41,3	650	—26,40	+1,00
210	29,65	210	59,3	+29,35	—1,75	—28,10	+29,30	41,0	660	—26,35	—0,05
240	29,80	240	59,6	+29,55	+2,10	—27,55	+28,80	40,0	690	—29,65	—0,75
270	27,00	270	54,0	+26,80	+3,70	—26,55	+29,45	39,5	720	—30,25	+2,65
300	25,45	300	50,9	+25,00	+3,35	—23,00	+27,35	35,5	30	—26,35	+2,35
330	21,30	330	42,6	+19,80	+7,40	—18,95	+17,45	25,7	60	—26,35	—2,35
360	17,65	360	35,3	—17,50	+3,70	—26,55	—20,15	30,9	90	—30,25	—2,65
370	33,35	370	66,7	—32,30	—9,50	—40,30	—33,00	52,0	100	—30,80	—0,70
380	18,30	380	36,6	—12,60	—13,70	—44,30	—12,00	45,7	110	—30,60	+0,60
390	15,20	390	30,4	—1,75	—15,10	—44,75	—1,00	44,5	120	—29,65	+0,75
420	14,25	420	28,5	+12,95	—5,45	—31,40	+13,15	33,8	150	—25,95	+0,20
450	17,85	450	35,7	—16,45	—7,60	—33,90	—19,10	38,8	180	—26,30	—2,65
460	35,00	460	70,0	—29,75	—19,70	—47,05	—32,75	57,2	190	—27,35	—3,00
470	22,90	470	45,8	—7,70	—21,65	—50,35	—10,30	51,2	200	—28,70	—2,60
480	22,85	480	45,7	+4,60	—22,30	—51,65	+2,85	51,5	210	—29,35	—1,75
510	27,20	510	54,4	+24,45	—11,45	—41,00	+26,55	48,5	240	—29,55	+2,10
540	29,70	540	59,4	+28,55	—7,60	—34,40	+32,25	47,0	270	—26,80	+3,70
570	32,05	570	64,1	+31,65	—3,75	—28,75	+35,00	45,2	300	—25,00	+3,35
600	31,25	600	62,5	+31,00	+1,10	—18,70	+38,40	42,5	330	—19,80	+7,40
630	27,50	630	55,0	+27,20	+2,65	+20,15	+30,90	36,9	360	+17,50	+3,70
640	26,85	640	53,7	+26,60	+1,95	+34,25	+17,10	38,5	370	+32,30	—9,50
650	26,50	650	53,0	+26,40	+1,00	+13,60	+12,70	18,8	380	+12,60	—13,70
660	26,55	660	53,1	+26,35	—0,05	+1,70	+11,25	11,5	390	+1,75	—15,10
690	29,85	690	59,7	+29,65	—0,75	—13,70	+24,20	27,9	420	—12,95	—5,45
720	30,60	720	61,2	+30,25	+2,65	+19,10	+22,65	29,7	450	+16,45	—7,60

Таблица 10.15

3-я коренная шейка			3-е колено			4-я коренная шейка	4-е колено		5-я коренная шейка
$T_{к\Sigma 3} = 0{,}5K_{рк\Sigma 2} - 0{,}5K_{рк\Sigma 3}$	$K_{к\Sigma 3} = -0{,}5T_{\Sigma 2} + 0{,}5T_{\Sigma 3}$	$\vec{R}_{к.ш\Sigma 3} = \vec{T}_{к\Sigma 3} + \vec{K}_{к\Sigma 3}$	$\varphi_{к3}$, °	$-0{,}5K_{рк\Sigma 3} = -0{,}5\,(K_{\Sigma 3} - 37{,}9)$	$0{,}5T_{\Sigma 3}$	$\vec{R}_{к\Sigma 3} = \vec{R}_{ш.ш\Sigma 3} + \vec{K}_{R к3}$	$\vec{R}_{к.ш\Sigma 4} = -0{,}5\,(\vec{R}_{к\Sigma 3} + \vec{R}_{к\Sigma 4})$	$\varphi_{к4}$, °	$\vec{R}_{к\Sigma 4} = \vec{R}_{ш.ш\Sigma 4} + \vec{K}_{R к4}$	$\vec{R}_{к.ш\Sigma 5} = -0{,}5\vec{R}_{к\Sigma 4}$
13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
+43,25	−11,30	44,8	270	+26,80	−3,70	54,0	43,0	540	55,2	27,60
+55,80	−22,70	60,2	280	+26,05	−3,60	53,0	43,0	550	57,0	28,50
+33,55	−25,15	42,0	290	+25,55	−3,50	52,0	43,0	560	59,0	29,50
+20,4	−25,65	32,6	300	+25,00	−3,35	50,9	43,0	570	60,0	30,00
−4,65	−18,85	19,3	330	+19,80	−7,40	42,6	41,3	600	59,0	29,50
−46,05	−11,30	47,5	360	−17,50	−3,70	35,3	36,0	630	53,4	26,70
−62,00	+3,20	62,1	370	−32,30	+9,50	66,7	37,4	640	51,4	25,70
−43,35	+8,70	44,2	380	−12,60	+13,70	36,6	18,0	650	51,0	25,00
−33,40	+11,35	35,2	390	−1,75	+15,10	30,4	13,1	660	52,5	26,25
−18,05	+6,55	19,3	420	+12,95	+5,45	28,5	28,3	690	60,3	30,15
−43,65	+10,25	44,8	450	−16,45	+7,60	35,7	29,9	720	61,9	30,95
−56,35	+21,65	60,1	460	−29,75	+19,70	70,0	35,5	10	59,0	29,50
−34,10	+22,65	41,0	470	−7,70	+21,65	45,8	14,1	20	56,5	28,25
−21,75	+22,25	31,0	480	+4,60	+22,30	45,7	3,5	30	52,4	26,20
−5,20	+10,70	11,9	510	+24,45	+11,45	54,4	19,8	60	34,5	17,25
−1,70	+10,25	10,3	540	+28,55	+7,60	59,4	40,1	90	35,3	17,65
+5,30	+6,10	9,5	570	+31,65	+3,75	64,1	52,1	120	40,8	20,40
+4,65	−3,45	5,8	600	+31,00	−1,10	62,5	50,0	150	50,7	25,35
−3,05	−5,30	6,0	630	+27,20	−2,65	55,0	46,5	180	57,8	28,90
−4,20	−2,65	5,0	640	+26,60	−1,95	53,7	45,5	190	60,5	30,25
−4,20	−0,40	4,0	650	+26,40	−1,00	53,0	44,5	200	62,0	31,00
−3,30	+0,80	3,2	660	+26,35	+0,05	53,1	43,5	210	63,7	31,85
+3,70	+0,95	3,9	690	+29,65	+0,75	59,7	42,0	240	63,1	31,55
+3,95	−5,30	6,5	720	+30,25	−2,65	61,2	40,6	270	56,0	28,00
+1,85	−6,60	7,0	10	+29,20	−3,60	59,0	39,5	280	54,5	27,25
−1,25	−6,05	6,5	20	+27,45	−3,45	55,7	38,0	290	53,2	26,60
−3,00	−4,10	5,0	30	+26,35	−2,35	53,2	36,4	300	51,5	25,75
−3,20	+4,45	5,4	60	+26,35	+2,35	53,3	26,1	330	42,0	21,00
+3,45	+6,35	7,3	90	+30,25	+2,65	61,2	34,4	360	35,3	17,65
+4,65	+2,60	5,5	120	+29,65	−0,75	59,5	48,4	390	37,3	18,65
+6,15	+7,20	9,5	150	+25,95	−0,20	52,3	46,0	420	54,0	27,00
+43,80	+6,35	44,4	180	+26,30	+2,65	53,2	44,8	450	65,5	32,75
+59,50	−6,50	59,8	190	+27,20	+3,00	55,0	44,4	460	67,0	33,50
+41,05	−10,90	42,4	200	+28,45	+2,80	55,8	43,2	470	66,8	33,40
+31,10	−13,35	33,8	210	+29,35	+1,75	59,3	43,3	480	63,8	31,90
+16,60	−7,55	15,8	240	+29,55	−2,10	59,6	42,9	510	55,9	27,95
+43,25	−11,30	44,8	270	+26,80	−3,70	54,0	43,0	540	55,2	27,60

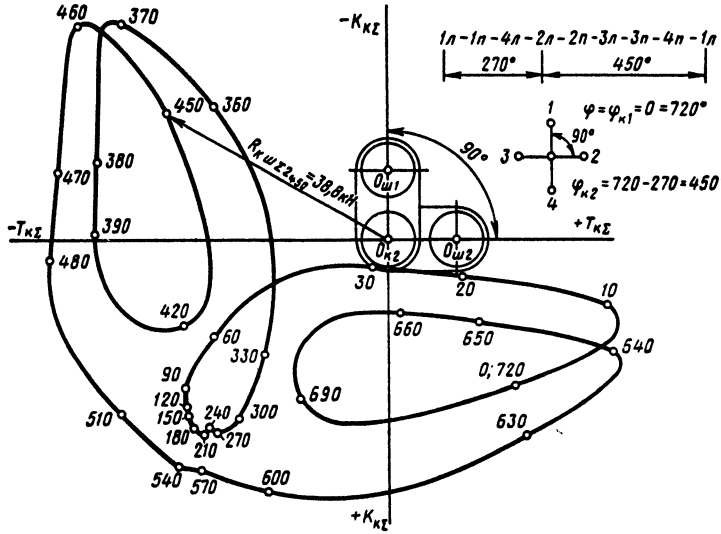


Рис. 10.18. Полярная диаграмма нагрузки на 2-ю коренную шейку дизеля

Сила, действующая на 4-ю коренную шейку:

$$\bar{R}_{к.ш\Sigma 4} = -0{,}5(\bar{R}_{к\Sigma 3} + \bar{R}_{к.\Sigma 4}).$$

Полярная диаграмма нагрузки на 4-ю коренную шейку (рис. 10.20) построена графическим сложением полярных диаграмм $R_{к\Sigma 3}$ и $R_{к.\Sigma 4}$, повернутых на 180°. Масштаб диаграммы $R_{к.ш\Sigma 4} - M_P = 0{,}25$ кН в мм.

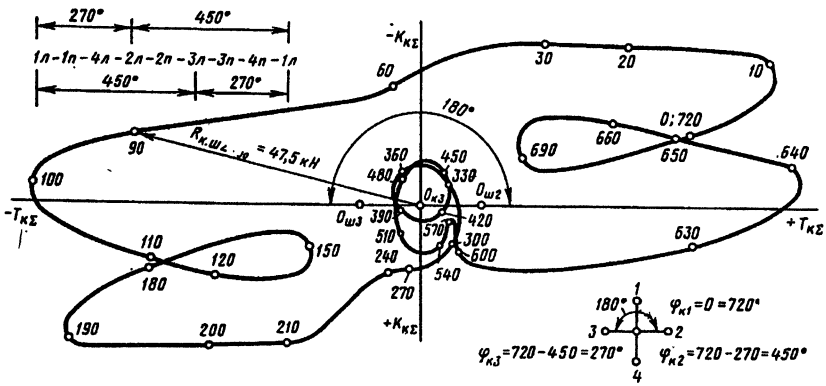


Рис. 10.19. Полярная диаграмма нагрузки на 3-ю коренную шейку дизеля

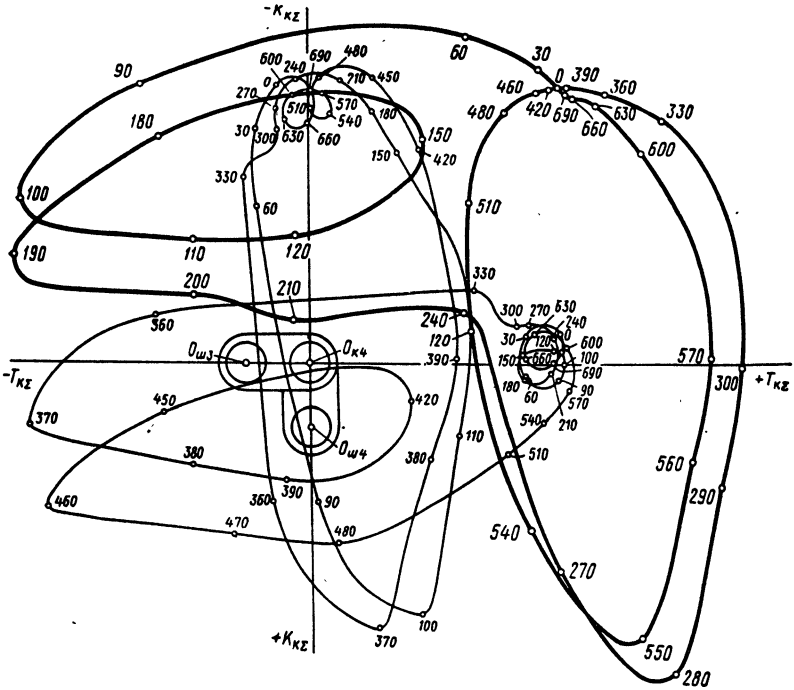


Рис. 10.20. Построение полярной диаграммы нагрузки на 4-ю коренную шейку дизеля

Диаграммы $R_{к.ш\Sigma 1}$, $R_{к.ш\Sigma 2}$, $R_{к.ш\Sigma 3}$, $R_{к.ш\Sigma 4}$ и $R_{к.ш\Sigma 5}$, перестроенные в прямоугольные координаты, представлены на рис. 10.21. Масштабы диаграмм $M_p = 1$ кН в мм и $M_\varphi = 3°$ в мм. По этим диаграммам определяют:

для 1-й коренной шейки

$$R_{к.ш\Sigma 1_{ср}} = F_1 M_R / OB = 6320 \cdot 1{,}0/240 = 26{,}3 \text{ кН};$$

$$R_{к.ш\Sigma 1_{max}} = 35{,}0 \text{ кН}; \; R_{к.ш\Sigma 1_{min}} = 2{,}6 \text{ кН};$$

для 2-й коренной шейки

$$R_{к.ш\Sigma 2_{ср}} = F_2 M_R / OB = 8860 \cdot 1{,}0/240 = 37{,}0 \text{ кН};$$

$$R_{к.ш\Sigma 2_{max}} = 57{,}2 \text{ кН}; \; R_{к.ш\Sigma 2_{min}} = 4{,}7 \text{ кН};$$

для 3-й коренной шейки

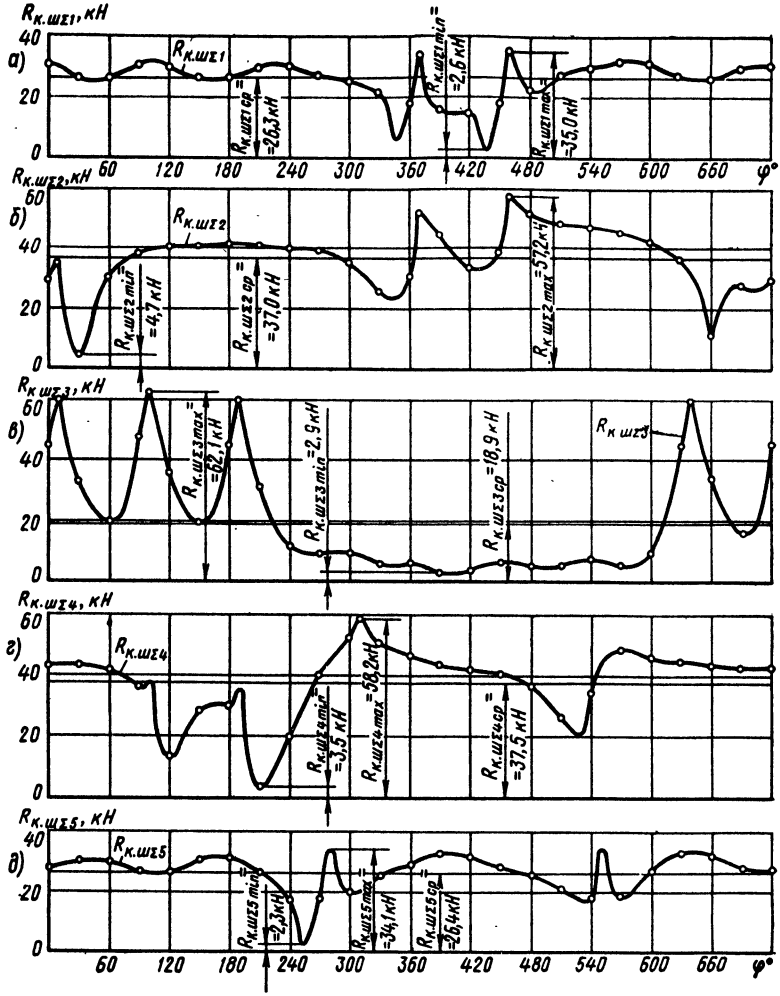


Рис. 10.21. Диаграммы нагрузки на шатунные шейки дизеля в прямоугольных координатах:

а — 1-я шейка.; *б* — 2-я шейка; *в* — 3-я шейка; *г* — 4-я шейка; *д* — 5-я шейка

$$R_{\text{к.ш}\Sigma 3_{\text{ср}}} = F_2 M_R / OB = 4540 \cdot 1{,}0/240 = 18{,}9 \text{ кН};$$

$$R_{\text{к.ш}\Sigma 2_{\max}} = 62{,}1 \text{ кН}; \; R_{\text{к.ш}\Sigma 3_{\min}} = 2{,}9 \text{ кН};$$

для 4-й коренной шейки

$$R_{\text{к.ш}\Sigma 4_{\text{ср}}} = F_4 M_R / OB = 9000 \cdot 1{,}0/240 = 37{,}5 \text{ кН};$$

$$R_{\text{к.ш}\Sigma 4_{\max}} = 58{,}2 \text{ кН}; \; R_{\text{к.ш}\Sigma 4_{\min}} = 3{,}5 \text{ кН};$$

для 5-й коренной шейки

$$R_{\text{к.ш}\Sigma 5_{\text{ср}}} = F_5 M_R / OB = 6340 \cdot 1{,}0/240 = 26{,}4 \text{ кН};$$

$$R_{\text{к.ш}\Sigma 5_{\max}} = 34{,}1 \text{ кН}; \; R_{\text{к.ш}\Sigma 5_{\min}} = 2{,}3 \text{ кН}.$$

Из сравнения диаграмм $R_{\text{к.ш}\Sigma 1}$, $R_{\text{к.ш}\Sigma 2}$, $R_{\text{к.ш}\Sigma 3}$, $R_{\text{к.ш}\Sigma 4}$ и $R_{\text{к.ш}\Sigma 5}$ видно, что максимально нагруженной является 4-я коренная шейка, а минимально нагруженной — 3-я шейка.

Уравновешивание

Центробежные силы инерции рассчитываемого двигателя полностью уравновешены: $\Sigma K_R = 0$.

Суммарный момент центробежных сил действует во вращающейся плоскости, составляющей с плоскостью первого кривошипа угол 18°26′ (см. рис. 10.15), величина его

$$\Sigma M_R = \sqrt{10}\,(m_{\text{к}} + 2m_{\text{ш.к}})\,R\omega^2 a.$$

Силы инерции первого порядка взаимно уравновешены: $\Sigma R_{jI} = 0$.

Суммарный момент сил инерции первого порядка действует в той же плоскости, где и равнодействующий момент центробежных сил (см. рис. 10.15), величина его

$$\Sigma M_{jI} = \sqrt{10}\, m_j R\omega^2 a.$$

Силы инерции второго порядка и их моменты полностью уравновешены: $\Sigma P_{jII} = 0$; $\Sigma M_{jII} = 0$.

Уравновешивание моментов ΣM_{jI} и ΣM_R осуществляется установкой двух противовесов на концах коленчатого вала в плоскости действия моментов, т. е. под углом 18°26′ (см. рис. 10.15).

Суммарные моменты ΣM_{jI} и ΣM_R действуют в одной плоскости, поэтому

$$\Sigma M_{jI}+\Sigma M_R=aR\omega^2\sqrt{10}\,(m_j+m_к+2m_{ш.к}).$$

Масса каждого противовеса определяется из условия равенства моментов

$$m_{прΣ}\rho\omega^2 b=\Sigma M_{jI}+\Sigma M_R.$$

Расстояние центра тяжести общего противовеса от оси коленчатого вала принимаем $\rho=125$ мм.

Расстояние между центрами тяжести общих противовесов — $b=720$ мм.

Расстояние между центрами шатунных шеек — $a=160$ мм.

Масса общего противовеса

$$m_{прΣ}=aR\sqrt{10}\,(m_j+m_к+2m_{ш.к})/(\rho b)=$$

$$=160\cdot 60\cdot\sqrt{10}\,(3{,}872+3{,}62+2\cdot 2{,}458)/(125\cdot 720)=4{,}185\text{ кг}.$$

Установка противовесов на концах коленчатого вала двигателя в целях уравновешивания суммарных моментов ΣM_{jI} и ΣM_R приводит к возникновению дополнительных центробежных сил инерции масс противовесов, передающих свое усилие на 1-ю и 5-ю коренные шейки вала.

Определение результирующих сил, действующих на 1 (5)-ю коренную шейку, осуществляется построением полярной диаграммы способом, аналогичным тому, который был принят при определении нагрузки на 2, 3 и 4-ю коренные шейки.

Равномерность крутящего момента и равномерность хода двигателя

Равномерность крутящего момента

$$\mu=(M_{кр.max}-M_{кр.min})/M_{кр.ср}=(2200-160)/1040=1{,}96.$$

Избыточная работа крутящего момента

$$L_{изб}=F'_м M_M M'_\varphi=1175\cdot 25\cdot 0{,}0174=511\text{ Дж},$$

где $F'_м$ — площадь над прямой среднего крутящего момента (см. рис. 10.11), мм^2; $M'_\varphi = 4\pi/(iOA) = 4 \cdot 3{,}14/(8 \cdot 90) = 0{,}0174$ рад в мм — масштаб угла поворота вала на диаграмме $M_{кр}$.

Равномерность хода двигателя принимаем $\delta = 0{,}01$.

Момент инерции движущихся масс двигателя, приведенных к оси коленчатого вала:

$$J_0 = L_{изб}/(\delta\omega^2) = 511/(0{,}01 \cdot 272{,}1^2) = 0{,}69 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Часть третья

РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ

Глава 11

ПРЕДПОСЫЛКИ К РАСЧЕТУ И РАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ

11.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Расчет деталей с целью определения напряжений и деформаций, возникающих при работе двигателя, производится по формулам сопротивления материалов и деталей машин. До настоящего времени большинство из используемых расчетных выражений дают лишь приближенные значения напряжений.

Несоответствие расчетных и фактических данных объясняется различными причинами, основными из которых являются: отсутствие действительной картины распределения напряжений в материале рассчитываемой детали; использование приближенных расчетных схем действия сил и места их приложения; наличие трудно учитываемых знакопеременных нагрузок и невозможность определения их действительных значений; трудность определения условий работы многих деталей двигателя и их термических напряжений; влияние не поддающихся точному расчету упругих колебаний; невозможность точного определения влияния состояния поверхности, качества обработки (механической и термической), размеров детали и т. д. на величину возникающих напряжений.

В связи с этим применяемые методы расчета позволяют получить напряжения и деформации, являющиеся лишь условными величинами и характеризующие только сравнительную напряженность рассчитываемой детали. Это положение становится все актуальнее в последние годы в связи с достижениями в области создания новых конструкционных материалов особо высокой прочности. В двигателестроении уже используются композиционные материалы, созданные на основе включения в основной материал деталей высокопрочных полимеров, пластмасс, керамики и т. п. Созданы и создаются конструкционные материалы с заранее заданными свойствами.

Основными нагрузками, действующими на детали двигателя, являются силы давления газов в цилиндре и силы инерции поступательно и вращательно движущихся масс, а также усилия от упругих колебаний и тепловых нагрузок.

Нагрузка от давления газов непрерывно изменяется в течение рабочего цикла и имеет максимальное значение лишь на сравнительно небольшом участке хода поршня. Нагрузка от инерционных сил имеет периодический характер изменения и в быстроходных двигателях иногда достигает значений, превышающих нагрузку от давления газов. Указанные нагрузки являются источниками различных упругих колебаний, представляющих опасность при явлениях резонанса.

Усилия от температурных нагрузок, возникающие в результате выделения теплоты при сгорании рабочей смеси и трения, снижают механическую прочность материалов и вызывают дополнительные напряжения в сопряженных деталях при их различном нагревании и различном линейном (или объемном) расширении.

11.2. РАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ

Величина и характер изменения основных нагрузок, воздействующих на детали двигателя, зависят от эксплуатационного режима работы двигателя. Обычно рассчитывают детали для режимов, на которых они работают в наиболее тяжелых условиях.

Для бензиновых двигателей (рис. 11.1, *а*) за основные расчетные принимают режимы:

1) максимального крутящего момента $M_{e\max}$ при частоте вращения n_M $(0{,}5 — 0{,}6)n_N$, когда давление газов в цилиндре достигает наибольшего значения $p_{z\max}$, а силы инерции сравнительно малы;

2) номинальной мощности N_{eN} при частоте вращения n_N, когда все расчеты деталей производятся от совместного действия газовых и инерционных нагрузок;

3) разностной частоты вращения $n_{\text{разн}}=(1{,}15 — 1{,}40)n_N$, когда силы инерции достигают наибольших значений, а давление газов незначительно или даже равно нулю*.

Для быстроходных дизелей (рис. 11.1, *б*) принимают расчетные режимы:

1) номинальной мощности N_{eN} при частоте вращения n_N, когда давление сгорания достигает максимального значения $p_{z\max}$, а детали рассчитывают от совместного действия газовых и инерционных нагрузок;

---

*При работе двигателя с ограничителем частоты вращения или с упорным винтом регулировки частоты вращения на холостом ходу.

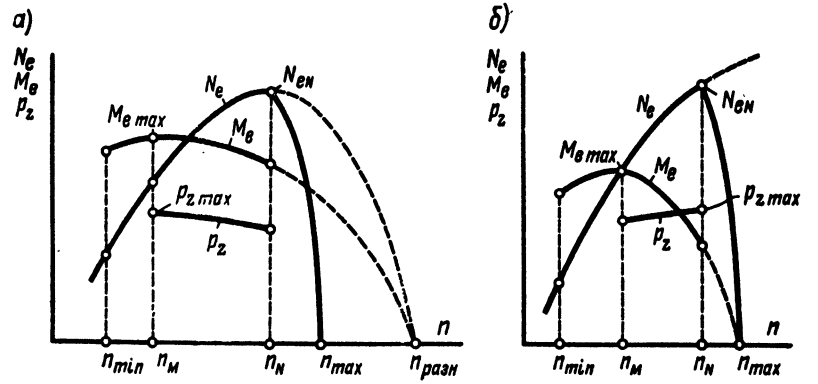


Рис. 11.1. К выбору расчетных режимов работы двигателя:

а — бензиновый двигатель; *б* — дизель с наддувом

2) максимальной частоты вращения при холостом ходе $n_{x.xmax}=(1{,}04\div1{,}07)n_N$, при котором силы инерции достигают наибольших значений*.

При расчетах деталей бензиновых двигателей максимальное давление газов p_{zmax} определяют или по тепловому расчету, проведенному для режима максимального крутящего момента, или приближенно принимают равным расчетному (без учета скругления индикаторной диаграммы) максимальному давлению p_z сгорания, полученному по тепловому расчету для режима номинальной мощности. Инерционными силами при расчетах на режиме максимального крутящего момента пренебрегают.

При расчетах на режиме номинальной мощности условно принимают, что максимальная газовая сила P_z действует совместно с максимальной инерционной силой в в.м.т. Величину максимальной газовой силы определяют по тепловому расчету для режима номинальной мощности с учетом скругления индикаторной диаграммы.

При расчетах на режиме разностной частоты вращения коленчатого вала давлением газов пренебрегают.

11.3. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ С УЧЕТОМ ПЕРЕМЕННОЙ НАГРУЗКИ

Практически все детали автомобильных и тракторных двигателей даже на установившихся режимах работают в условиях переменных нагрузок. Влияние не только максимальных величин нагрузок, но и характера их изменения по времени на работоспособность деталей автомобильных и тракторных двигателей значительно уве-

*При работе двигателя с регулятором.

личивается при повышении частоты вращения и степени сжатия. В связи с этим ряд ответственных деталей современных двигателей рассчитывают на статическую прочность от действия максимальной силы и на усталостную прочность от действия постоянно изменяющихся нагрузок.

Усталостная прочность деталей зависит от: характера изменения нагрузки, вызывающей симметричное, асимметричное или пульсирующее напряжение в рассчитываемой детали; пределов усталости σ_{-1}, σ_{-1p} и τ_{-1} (соответственно при изгибе, растяжении — сжатии и кручении) и текучести $\sigma_т$, и $\tau_т$ материала детали; от ее формы, размеров, механической и термической обработки, упрочнения поверхности детали.

В зависимости от характера изменения действующей нагрузки в детали возникают напряжения, которые изменяются по симметричному, асимметричному или пульсирующему циклам. Характеристиками каждого цикла являются: максимальное σ_{max} и минимальное σ_{min} напряжения, среднее напряжение σ_m, амплитуда цикла σ_a и коэффициент r асимметрии цикла. Соотношения между характеристиками для указанных циклов приведены в табл. 11.1.

При статических нагрузках за предельное напряжение принимают предел прочности $\sigma_в$ или предел текучести $\sigma_т$. Предел прочности используется при расчетах деталей, выполненных из хрупкого материала, а для пластичных материалов за опасное напряжение принимается предел текучести.

Таблица 11.1

Характеристики циклов	Циклы			
	симметричный	асимметричный		пульсирующий однозначный
		положительный знакопостоянный	знакопеременный	
Максимальное напряжение	$\sigma_{max}=-\sigma_{min}=$ $=\sigma_a>0$	$\sigma_{max}=\sigma_a+\sigma_m>0$	$\sigma_{max}=\sigma_a+\sigma_m>0$	$\sigma_{max}=\sigma_{a0}+\sigma_{m0}=$ $=2\sigma_{a0}=2\sigma_{m0}=>0$
Минимальное напряжение	$\sigma_{min}=-\sigma_{max}=$ $=-\sigma_a<0$	$\sigma_{min}=\sigma_m-\sigma_a>0$	$\sigma_{min}=\sigma_m-\sigma_a<0$	$\sigma_{min}=0$
Среднее напряжение	$\sigma_m=0$	$\sigma_m=\dfrac{\sigma_{max}+\sigma_{min}}{2}$	$\sigma_m=\dfrac{\sigma_{max}+\sigma_{min}}{2}$	$\sigma_{m0}=\dfrac{\sigma_{max}}{2}$
Амплитуда напряжения	$\sigma_a=\sigma_{max}=$ $=-\sigma_{min}$	$\sigma_a=\dfrac{\sigma_{max}-\sigma_{min}}{2}$	$\sigma_a=\dfrac{\sigma_{max}-\sigma_{min}}{2}$	$\sigma_{a0}=\dfrac{\sigma_{max}}{2}=\sigma_{m0}$
Коэффициент асимметрии	$r=\dfrac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}=-1$	$0<r<1$	$-1<r<0$	$r=\dfrac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}=0$

При переменных нагрузках за опасное напряжение принимается предел усталости σ_r (для симметричного цикла $\sigma_r=\sigma_{-1}$; для пульсирующего $\sigma_r=\sigma_0$) или предел текучести $\sigma_т$. При расчете деталей соответствующий предел зависит от асимметрии цикла напряжений.

При возникновении в детали нормальных или касательных напряжений, удовлетворяющих условию

$$\sigma_a/\sigma_m>(\beta_\sigma-\alpha_\sigma)/(1-\beta_\sigma) \text{ или } \tau_a/\tau_m>(\beta_\tau-\alpha_\tau)/(1-\beta_\tau), \qquad (11.1)$$

расчет производится по пределу усталости.

При возникновении в детали напряжений, удовлетворяющих условию

$$\sigma_a/\sigma_m<(\beta_\sigma-\alpha_\sigma)/(1-\beta_\sigma) \text{ или } \tau_a/\tau_m<(\beta_\tau-\alpha_\tau)/(1-\beta_\tau), \qquad (11.2)$$

расчет производится по пределу текучести. Здесь β_σ и β_τ — отношение предела усталости при изгибе или кручении к пределу текучести:

$$\beta_\sigma=\sigma_{-1}/\sigma_т \text{ и } \beta_\tau=\tau_{-1}/\tau_т; \qquad (11.3)$$

α_σ и α_τ — соответственно коэффициенты приведения асимметричного цикла к равноопасному симметричному при нормальных и касательных напряжениях.

Значения α_σ и α_τ для сталей с различными пределами прочности приведены в табл. 11.2. Для чугуна $\alpha_\sigma=(0{,}3-0{,}7)$; $\alpha_\tau=(0{,}5-0{,}7)$.

При отсутствии данных для решения уравнений (11.1) и (11.2) запас прочности детали определяют или по пределу усталости, или по пределу текучести. Из двух полученных значений прочность оценивают по меньшему коэффициенту.

Таблица 11.2

Предел прочности $\sigma_в$, МПа	Изгиб α_σ	Растяжение — сжатие α_σ	Кручение α_τ
350 — 450	0,06 — 0,10	0,06 — 0,08	0
450 — 600	0,08 — 0,13	0,07 — 0,10	0
600 — 800	0,12 — 0,18	0,09 — 0,14	0 — 0,08
800 — 1000	0,16 — 0,22	0,12 — 0,17	0,06 — 0,10
1000 — 1200	0,20 — 0,24	0,16 — 0,20	0,08 — 0,16
1200 — 1400	0,22 — 0,25	0,16 — 0,23	0,10 — 0,18
1400 — 1600	0,20 — 0,30	0,23 — 0,25	0,18 — 0,20

Для приближенной оценки пределов усталости при переменной нагрузке используют эмпирические зависимости:

для сталей $\sigma_{-1}=0{,}40\sigma_в$; $\sigma_{-1р}=0{,}28\sigma_в$; $\tau_{-1}=0{,}22\tau_в$; $\sigma_{-1р}=(0{,}7-0{,}8)\sigma_{-1}$; $\tau_{-1}=(0{,}4-0{,}7)\sigma_{-1}$;

Таблица 11.3

Марка стали	Механические свойства легированных сталей, МПа					
	$\sigma_в$	$\sigma_т$	σ_{-1}	$\sigma_{-1р}$	$\tau_т$	τ_{-1}
20Х	650—850	400—600	310—380	230	360	230
30Х	700—900	600—800	360	260	420	220
30ХМА	950	750	470	—	—	—
35Х	950	750	—	—	—	—
35ХМА	950	800	—	—	—	—
38ХА	950	800	—	—	—	—
40Х	750—1050	650—950	320—480	240—340	—	210—260
40ХН	1000—1450	800—1300	460—600	320—420	390	240
45Х	850—1050	700—950	400—500	—	—	—
50ХН	1100	850	550	—	—	—
12ХН3А	950—1400	700—1100	420—640	270—320	400	220—300
18ХН24А	1100	850	—	—	—	—
18ХНВА	1150—1400	850—1200	540—620	360—400	550	300—360
25ХНМА	1150	—	—	—	—	—
20ХН3А	950—1450	850—1100	430—650	310	—	240—310
25ХНВА	1100—1150	950—1050	460—540	310—360	—	280—310
30ХГСА	1100	850	510—540	500—530	—	220—245
37ХН3А	1150—1600	1000—1400	520—700	—	—	320—400
40ХНМА	1150—1700	850—1600	550—700	—	700	300—400

Таблица 11.4

Марка стали	Механические свойства легированных сталей, МПа					
	$\sigma_в$	$\sigma_т$	σ_{-1}	$\sigma_{-1р}$	$\tau_т$	τ_{-1}
10	320—420	180	160	120—150	140	80—120
15	350—450	200	170	120—160	140	85—130
20	400—500	240	170—220	120—160	160	100—130
20Г	480—580	480	250	180	170	90
25	430—550	240	190	—	—	—
30	480—600	280	200—270	170—210	170	110—140
35	520—650	300	220—300	170—220	190	130—180
35Г2	680—830	370	260	190	240	160
40	570—700	310—400	230—320	180—240	—	140—190
40Г	640—760	360	250	180	210	150
45	600—750	340	250—340	190—250	220	150—200
45Г2	700—920	420	310—400	210	260	180—220
50	630—800	350	270—350	200—260	—	160—210
50Г	650—850	370	290—360	—	—	—
60Г	670—870	340	250—320	210	250	170
65	750—1000	380	270—360	220—260	260	170—210
65Г	820—920	400	300	220	260	180

Таблица 11.5

Марка чугуна	$\sigma_в$	$\sigma_{вс}$	$\sigma_{ви}$	$\tau_в$	σ_{-1}	τ_{-1}	$\sigma_т$ (условный)
Механические свойства серых чугунов, МПа							
СЧ15-32	150	650	320	240	70	50	—
СЧ21-40	210	750	400	280	100	80	—
СЧ24-44	240	850	440	300	120	100	—
СЧ28-48	280	1000	480	350	140	110	—
СЧ32-52	320	1100	520	390	140	110	—
СЧ35-56	350	1200	560	400	150	115	—
СЧ38-60	380	1300	600	460	150	115	—
Механические свойства высокопрочных чугунов, МПа							
ВЧ45-0	450	—	700	—	—	—	350
ВЧ45-5	450	—	700	—	—	—	330
ВЧ40-10	400	—	700	—	—	—	300
ВЧ50-1,5	500	—	900	—	—	—	380
ВЧ60-2	600	—	1100	—	—	—	420
Механические свойства ковких чугунов, МПа							
КЧ30-6	300	—	490	—	—	—	190
КЧ33-8	330	—	530	—	—	—	210
КЧ35-10	350	—	570	—	—	—	220
КЧ37-12	370	—	580	—	—	—	230
КЧ45-6	450	—	700	—	—	—	280
КЧ50-4	50	—	800	—	—	—	320
КЧ60-3	60	—	950	—	—	—	380

для чугуна $\sigma_{-1}=(0{,}3-0{,}5)\sigma_в$; $\sigma_{-1р}=(0{,}6-0{,}7)\sigma_{-1}$; $\tau_{-1}=(0{,}7-0{,}9)\sigma_{-1}$; $\tau_т=(0{,}2-0{,}6)\sigma_в$;

для цветных металлов $\sigma_{-1}=(0{,}24-0{,}50)\sigma_в$.

Основные механические характеристики для сталей и чугуна приведены в табл. 11.3, 11.4 и 11.5.

Запас прочности без учета формы, размеров и обработки поверхности деталей определяется из выражений:

при расчете по пределу усталости

$$n_\sigma=\sigma_{-1}/(\sigma_a+\alpha_\sigma\sigma_m), \tag{11.4}$$

$$n_\tau=\tau_{-1}/(\tau_a+\alpha_\tau\tau_m); \tag{11.5}$$

при расчете по пределу текучести

$$n_{т\sigma}=\sigma_т/(\sigma_a+\sigma_m), \tag{11.6}$$

$$n_{т\tau}=\tau_т/(\tau_a+\tau_m). \tag{11.7}$$

Влияние на усталостную прочность детали ее формы, размеров и качества обработки поверхности учитывают следующими величинами:

1) коэффициентами концентрации напряжений: теоретическим $\alpha_{k\sigma}$ и эффективным k_σ (k_τ), учитывающими местное повышение напряжений в связи с изменением формы детали (отверстия, выточки, галтели, резьбы и т. п.);

2) масштабным коэффициентом $\varepsilon_м$, учитывающим влияние абсолютных размеров тела на предел усталости;

3) коэффициентом поверхностной чувствительности $\varepsilon_п$, учитывающим влияние состояния поверхности детали на предел прочности.

Теоретическим коэффициентом концентрации напряжений называют отношение наибольшего местного напряжения к номинальному при статической нагрузке без учета эффекта концентрации

$$\alpha_{k\sigma} = \sigma_{max}/\sigma_{ном}. \qquad (11.8)$$

Значения $\alpha_{k\sigma}$ для ряда наиболее распространенных концентраторов приведены в табл. 11.6.

Влияние на предел прочности не только геометрии концентратора, но и материала образца учитывают эффективным коэффициентом концентрации напряжений k_σ. При переменных напряжениях

$$k_\sigma = \sigma_{-1}/\sigma^{к}_{-1}, \qquad (11.9)$$

где σ_{-1} и $\sigma^{к}_{-1}$ — предел усталости гладкого образца соответственно при симметричном цикле и с концентратором.

Таблица 11.6

Вид концентратора напряжений	$\alpha_{k\sigma}$
Полукруглая выточка при отношении радиуса к диаметру стержня:	
0,1	2,0
0,5	1,6
1,0	1,2
2,0	1,1
Галтель при отношении радиуса галтели к диаметру стержня:	
0,0625	1,75
0,125	1,50
0,25	1,20
0,5	1,10
Переход под прямым углом	2,0
Острая V-образная выточка (резьба)	3,0—4,5
Отверстия при отношении диаметра отверстия к диаметру стержня от 0,1 до 0,33	2,0—3,0
Риски от резца на поверхности изделия	1,2—1,4

Связь между коэффициентами $\alpha_{k\sigma}$ и k_σ выражается следующей приближенной зависимостью:

$$k_\sigma = 1 + q(\alpha_{k\sigma} - 1), \qquad (11.10)$$

где q — коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений (изменяется в пределах $0 \leqslant q \leqslant 1$).

Величина q зависит в основном от свойств материала:

Для серого чугуна	0
Для высокопрочных и ковких чугунов	0,2—0,4
Для конструкционных сталей	0,6—0,8
Для высокопрочных легированных сталей	≈1

Кроме того, коэффициент q можно определить по соответствующим графикам, приведенным на рис. 11.2.

При отсутствии в рассчитываемой детали резких переходов и при качественной обработке поверхностей единственным фактором, вызывающим концентрации напряжений, является качество внутренней структуры материала. В этом случае эффективный коэффициент концентрации

$$k_\sigma = 1{,}2 + 1{,}8 \cdot 10^{-4}(\sigma_в - 400), \qquad (11.11)$$

где $\sigma_в$ — предел прочности, МПа.

Связь между коэффициентами k_σ и k_τ можно выразить по опытным данным зависимостью

$$k_\tau = (0{,}4 - 0{,}6)k_\sigma. \qquad (11.12)$$

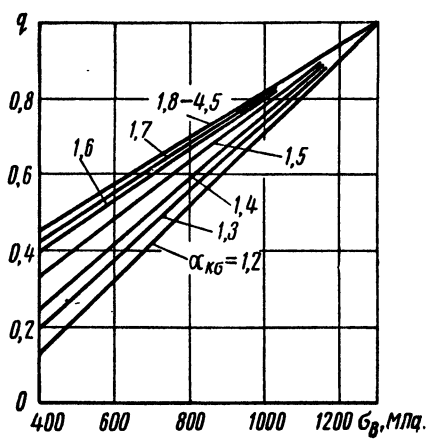


Рис. 11.2. Коэффициент чувствительности сталей к концентрации напряжений

При проектировании деталей двигателя следует свести к минимуму влияние местных напряжений, чтобы увеличить усталостную прочность. Это достигается увеличением радиусов закругления во внутренних углах детали, расположением отверстий в зонах пониженных напряжений и т. д.

Масштабным коэффициентом $\varepsilon_м$ называют отношение предела усталости образца с диаметром d к пределу усталости стандартного образца ($d_{ст} = 10$ мм). Значения коэффициента $\varepsilon_м$ для конструкционных сталей и высокопрочных чугунов приведены в табл. 11.7.

Таблица 11.7

Масштабные коэффициенты	Размеры детали, мм							
	10*	10—15	15—20	20—30	30—40	40—50	50—100	100—200
$\varepsilon_{M\sigma}$	1	1—0,95	0,95—0,90	0,90—0,85	0,85—0,80	0,80—0,75	0,75—0,65	0,65—0,55
$\varepsilon_{M\tau}$	1	1—0,94	0,94—0,88	0,88—0,83	0,83—0,78	0,78—0,72	0,72—0,60	0,60—0,50

* Для деталей размером меньше 10 мм значения $\varepsilon_{M\sigma}$ и $\varepsilon_{M\tau}$ могут достигать 1,1 — 1,2 ($\varepsilon_{M\sigma}$ — это ε_M при растяжении — сжатии и изгибе, $\varepsilon_{M\tau}$ — это ε_M при кручении).

Коэффициентом поверхностной чувствительности $\varepsilon_п$ называют отношение предела усталости образца с заданным состоянием поверхности к пределу усталости такого же образца, но с полированной поверхностью. Значения коэффициента $\varepsilon_{п\sigma} \approx \varepsilon_{п\tau}$ для различных состояний поверхности приведены в табл. 11.8.

Таблица 11.8

Вид обработки или поверхностного упрочнения	$\varepsilon_{п\sigma} \approx \varepsilon_{п\tau}$	Вид обработки или поверхностного упрочнения	$\varepsilon_{п\sigma} \approx \varepsilon_{п\tau}$
Полирование без поверхностного упрочнения	1	Обдувка дробью	1,1 — 2,0
Шлифование без поверхностного упрочнения	0,97 — 0,85	Обкатка роликом	1,1 — 2,2
Чистовое обтачивание без поверхностного упрочнения	0,94 — 0,80	Цементация	1,2 — 2,5
Грубое обтачивание без поверхностного упрочнения	0,88 — 0,60	Закалка	1,2 — 2,8
Без обработки и без поверхностного упрочнения	0,76 — 0,50	Азотирование	1,2 — 3,0

Примечание. При поверхностном упрочнении детали вид предварительной механической обработки не влияет на величины $\varepsilon_{п\sigma}$ и $\varepsilon_{п\tau}$. С увеличением коэффициента концентраций напряжений k_σ и с уменьшением размеров детали значения $\varepsilon_{п\sigma}$ и $\varepsilon_{п\tau}$ увеличиваются.

Для повышения усталостной прочности рекомендуется высокая чистота поверхности, особенно вблизи концентраторов. Ответственные детали, работающие в тяжелых условиях циклических напряжений, обычно шлифуют и полируют, а в ряде случаев производят механическое или термическое упрочнение.

С учетом влияния концентрации напряжений, размера и качества обработки поверхности детали максимальное напряжение цикла (МПа)

$$\sigma_{max} = \sigma_a k_\sigma / (\varepsilon_M \varepsilon_п) + \sigma_m \qquad (11.13)$$

или

$$\tau_{max} = \tau_a k_\tau / (\varepsilon_M \varepsilon_п) + \tau_m, \qquad (11.14)$$

а запасы прочности:

при расчете по пределу усталости

$$n_\sigma = \sigma_{-1}/(\sigma_{ak} + \alpha_\sigma \sigma_m), \tag{11.15}$$

$$n_\tau = \tau_{-1}/(\tau_{ak} + \alpha_\tau \tau_m); \tag{11.16}$$

при расчете по пределу текучести

$$n_{T\sigma} = \sigma_T/(\sigma_{ak} + \sigma_m), \tag{11.17}$$

$$n_{T\tau} = \tau_T/(\tau_{ak} + \tau_m), \tag{11.18}$$

где $\sigma_{ak} = \sigma_a k_\sigma/(\varepsilon_M \varepsilon_\Pi)$ и $\tau_{ak} = \tau_a k_\tau/(\varepsilon_M \varepsilon_\Pi)$.

При сложном напряженном состоянии общий запас прочности детали при совместном действии на нее касательных и нормальных напряжений

$$n = n_\sigma n_\tau / \sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}, \tag{11.19}$$

где n_σ и n_τ — частные коэффициенты запаса прочности.

Для определения минимального общего запаса прочности следует в формулу (11.19) подставить минимальные значения n_σ и n_τ. Влияние температуры на усталостную прочность сказывается в том, что с ее повышением предел усталости обычно падает у гладких образцов и у образцов с концентраторами.

Величина допускаемого запаса прочности зависит от качества материала, вида деформаций, условий работы, конструкции, характера действующих нагрузок и других факторов. От правильного установления допускаемого напряжения зависит прочность и безопасность проектируемой конструкции, количество затрачиваемого материала.

Глава 12

РАСЧЕТ ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ

12.1. ПОРШЕНЬ

Наиболее напряженным элементом поршневой группы является поршень (рис. 12.1), воспринимающий высокие газовые, инерционные и тепловые нагрузки. Его основными функциями являются уплотнение внутрицилиндрового пространства и передача газовых сил давления с наименьшими потерями кривошипно-шатунному механизму. Поршень представляет собой достаточно сложную деталь как в отношении самой конструкции, так и в отношении технологии и подбора материала при его изготовлении.

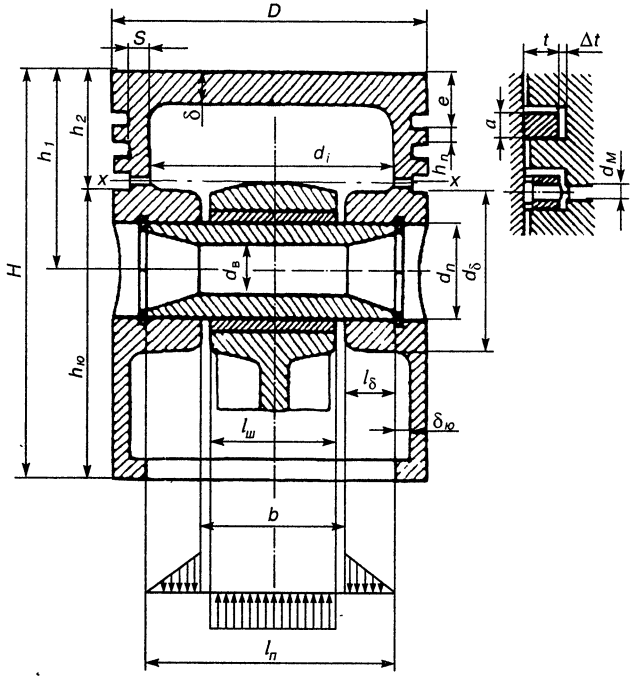


Рис. 12.1. Схема поршня

Основными тенденциями совершенствования поршней современных двигателей является снижение их массогабаритных параметров, повышение прочности и износостойкости, а также снижение коэффициента линейного расширения, что очень важно для получения минимального теплового зазора между поршнем и цилиндром без заклинивания.

Поршни автотракторных двигателей изготавливаются в основном из алюминиевых сплавов и реже из чугуна. В качестве алюминиевых сплавов использовались эвтектические сплавы алюминия с кремнием, содержание которого в сплаве не превышало 12 — 13%. Однако постоянно растущий уровень форсирования двигателей, особенно двигателей с турбонаддувом и дизелей, требовал перехода на более термопрочные материалы для изготовления поршней. В настоящее время новые двигатели имеют поршни, изготовленные из заэвтектических сплавов алюминия с кремнием, содержание которого достигает 18 и более процентов. Для улучшения физико-механических свойств заэвтектических сплавов применяется их легирование никелем, магнием, медью, хромом и специальные технологии литья или горячей штамповки.

Чугунные поршни по сравнению с алюминиевыми обладают более высокими показателями твердости, износостойкости и жаропо-

рочности, а также одинаковым коэффициентом линейного расширения с материалом гильзы цилиндра. Однако большая плотность чугунного поршня не позволяет его использовать для высокооборотных двигателей. В настоящее время все серийно выпускаемые двигатели легковых автомобилей имеют поршни из алюминиевых сплавов.

Дальнейшее совершенствование поршней предусматривает широкое использование для их изготовления композиционных материалов. Основу этих материалов составляют легкие и не очень прочные материалы (например, алюминий), которые «насыщаются» высокопрочными полимерными, керамическими или металлическими волокнами. Эти волокна не только жестко связывают молекулы основного материала, но и воспринимают значительную нагрузку как механическую, так и тепловую. Перспективным является армирование элементов поршня керамическими волокнами из оксида алюминия Al_2O_3 и диоксида кремния SiO_2, что способствует высокой термической стабильности поршня.

Основные конструктивные соотношения размеров элементов поршня (см. рис. 12.1) приведены в табл. 12.1. Величину верхней части поршня h_1 выбирают, исходя из обеспечения одинакового давления опорной поверхности поршня по высоте цилиндра и прочности бобышек, ослабленных отверстиями для пропуска масла. Высота головки поршня $h_г$, включающая огневой пояс e, устанавливается исходя из обеспечения нормального температурного режима ее элементов — толщины днища поршня и размещения компрессионных и маслосъемного колец. Высота юбки $h_ю$ определяется величиной необходимого теплового зазора между юбкой поршня и цилиндром. Чем меньше этот зазор, тем короче можно сделать юбку поршня, снизив ее массу.

При работе двигателя температура потока горящей 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. Распределение средней температуры при работающем двигателе по высоте поршня показано на рис. 12.2, *а*. С учетом такого распределения температуры профиль поршня по высоте выполняется одной из следующих форм: ступенчатой (рис. 12.2, *б*), конической или лекальной.

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

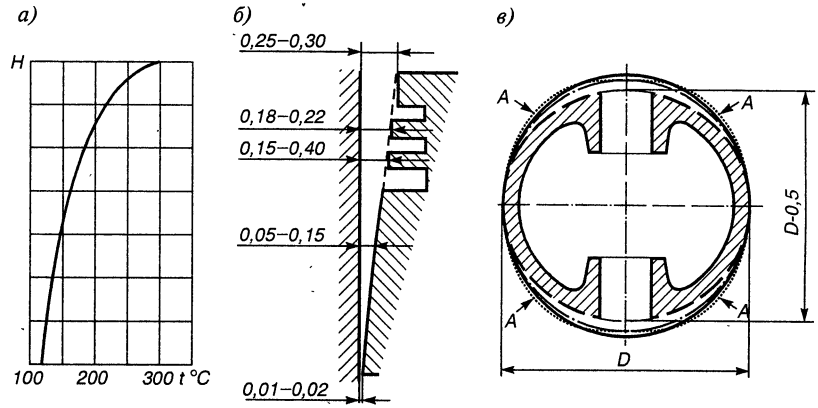


Рис. 12.2. Изменение температуры по высоте поршня и зазоров между поршнем и зеркалом цилиндра в разных сечениях:

а — изменение температуры по высоте поршня; *б* — изменение зазоров между поршнем и зеркалом цилиндра; *в* — изменение площади поперечного сечения поршня; — — окружность цилиндра; — — — — профиль холодного поршня; .-.-.- — рабочий режим; ..... — перегрев; *А* — места заклинивания юбки поршня в цилиндре при перегреве

больше и становится овальным (рис. 12.2, *в*). Оптимальная форма поршня для вновь проектируемого двигателя подбирается в результате кропотливых и длительных экспериментов.

Наиболее общими конструктивными и технологическими направлениями при разработке поршней современных двигателей является:

— уменьшение расстояния от днища поршня до оси бобышек в целях снижения высоты и массы двигателя;

— уменьшение высоты юбки поршня и снижение веса за счет вырезов в наименее нагруженных местах (Х-образные поршни);

— нанесение на днище и верхнюю канавку поршня износо- и термостойкого покрытия, преобразующего поверхностный слой алюминия в керамику Al_2O_3;

— снижение теплового расширения поршня за счет заливки в его тело стальных терморегулирующих вставок;

— покрытие юбки поршня тонким (0,003 — 0,005 мм) слоем олова, свинца или оловянно-свинцового сплава в целях быстрой приработки, а также уменьшения трения и снижения износа;

— уменьшение внешнего и внутреннего диаметров пальцев;

— переход на плавающие пальцы малой длины с фиксацией шатуна от осевых перемещений в бобышках поршня;

— снижение высоты колец;

— применение специальных конструктивных и технологических элементов, улучшающих смазку и уменьшающих износ пары: поршень — цилиндр.

Таблица 12.1

Наименование элементов поршня	Бензиновые двигатели	Дизели
Толщина днища поршня, δ/D	0,05—0,09	0,12—0,20
Высота поршня, H/D	0,08—1,20	1,00—1,50
Высота огневого (жарового) пояса, e/D	0,06—0,09	0,11—0,20
Толщина первой кольцевой перемычки, $h_п/D$	0,03—0,05	0,04—0,06
Высота верхней части поршня, h_1/D	0,45—0,75	0,60—1,00
Высота юбки поршня, $h_ю/D$	0,60—0,75	0,60—0,70
Внутренний диаметр поршня, d_i	$d_i=D-2(s+t)+\Delta t$	
Толщина стенки головки поршня, S/D	0,05—0,10	0,05—0,10
Толщина стенки юбки поршня, $\delta_ю$, мм	1,50—4,50	2,00—5,00
Радиальная толщина кольца, t/D:		
компрессионного	0,035—0,045	0,040—0,045
маслосъемного	0,030—0,043	0,038—0,043
Радиальный зазор кольца в канавке поршня, Δt, мм:		
компрессионного	0,70—0,95	0,70—0,95
маслосъемного	0,90—1,10	0,90—1,10
Высота кольца, a, мм	1,50—4,00	3,00—5,00
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, $n_м$	6—12	6—12
Диаметр масляного канала, $d_м/a$	0,3—0,5	0,3—0,5
Диаметр бобышки, $d_б/D$	0,3—0,5	0,3—0,5
Расстояние между торцами бобышек, b/D	0,3—0,5	0,3—0,5
Наружный диаметр поршневого пальца, $d_п/D$	0,22—0,28	0,30—0,38
Внутренний диаметр поршневого пальца, $d_в/d_п$	0,65—0,75	0,50—0,70
Длина пальца, $l_п/D$:		
закрепленного	0,85—0,90	0,85—0,90
плавающего	0,78—0,88	0,80—0,85
Длина головки шатуна, $l_ш/D$:		
при закрепленном пальце	0,28—0,32	0,28—0,32
при плавающем пальце	0,33—0,45	0,33—0,45

Поверочный расчет элементов поршня осуществляется без учета переменных нагрузок, величина которых учитывается при установлении соответствующих допускаемых напряжений. Рассчитывают

днище, стенку головки, верхнюю кольцевую перемычку, опорную поверхность и юбку поршня.

Днище поршня рассчитывается на изгиб от действия максимальных газовых усилий $p_{z\max}$ как равномерно нагруженная круглая плита, свободно опирающаяся на цилиндр. Для бензиновых двигателей наибольшее давление газов достигается при работе на режиме максимального крутящего момента. Для дизелей максимальное давление газов обычно достигается при работе на режиме максимальной мощности.

Напряжение изгиба (МПа) в днище поршня

$$\sigma_{из} = M_{из}/W_{из} = p_{z\max}(r_i/\delta)^2, \qquad (12.1)$$

где $M_{из} = (1/3)p_{z\max}r_i^3$ — изгибающий момент, МН·м; $W_{из} = (1/3)r_i\delta^2$ — момент сопротивления изгибу плоского днища, м^3; $p_{z\max} = p_z$ — максимальное давление сгорания, МПа; $r_i = [D/2 - (s + t + \Delta t)]$ — внутренний радиус днища, м.

При отсутствии у днища ребер жесткости допустимые значения напряжений $[\sigma_{из}]$ (МПа) лежат в пределах:

Для поршней из алюминиевых сплавов	20—25
Для чугунных поршней	40—50

При наличии ребер жесткости $[\sigma_{из}]$ возрастают:

Для алюминиевых поршней	до 50—150
Для чугунных	80—200

Кроме напряжений от давления газов в днище поршня возникают тепловые напряжения из-за разности температур внутренней и наружной поверхностей. Тепловые напряжения (МПа) охлаждаемых чугунных поршней

$$\sigma_{теп} = \alpha E q \delta/(200\lambda_{теп}), \qquad (12.2)$$

где $\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$ — коэффициент линейного расширения чугуна, 1/град; $E = (1{,}0 \div 1{,}2)10^5$ — модуль упругости чугуна, МПа; q — удельная тепловая нагрузка, Вт/м^2; δ — толщина днища, см; $\lambda_{теп} = 58$ — коэффициент теплопроводности чугуна, Вт/(м·К).

Для четырехтактных двигателей приближенно

$$q = 11{,}63\,(6000 + 26n)p_i, \qquad (12.3)$$

где n — частота вращения, мин$^{-1}$ (для бензиновых двигателей $n = n_м$, а для дизелей $n = n_N$); p_i — среднее индикаторное давление, МПа (для бензиновых двигателей при $n_м$, а для дизелей при n_N).

Суммарное напряжение (МПа) в охлаждаемом чугунном днище

$$\sigma_{\Sigma}=\sigma_{из}+\alpha_{теп}=p_{z\max}(r_i/\delta)^2+\alpha Eq\delta/200\lambda_{теп}. \quad (12.4)$$

Из уравнения (12.4) следует, что с уменьшением толщины днища поршня тепловые напряжения уменьшаются, а напряжения от газовых сил увеличиваются. Допустимые суммарные напряжения в чугунных днищах автомобильных и тракторных двигателей находятся в пределах $[\sigma_{\Sigma}]=150$ — 250 МПа.

Тепловые напряжения охлаждаемых алюминиевых поршней обычно определяются термометрированием при экспериментальных исследованиях. Головка поршня в сечении x — x (см. рис. 12.1), ослабленная отверстиями для отвода масла, проверяется на сжатие и разрыв.

Напряжение сжатия (МПа)

$$\sigma_{сж}=P_{z\max}/F_{x-x}, \quad (12.5)$$

где $P_{z\max}=P_z F_{п}$ — максимальная сила давления газов на днище поршня, МН; F_{x-x} — площадь сечения x — x, м^2:

$$F_{x-x}=(\pi/4)(d_к^2-d_i^2)-n'_M F'. \quad (12.6)$$

Здесь $d_к=D-2(t+\Delta t)$ — диаметр поршня по дну канавок, м^2; $F'=[(d_к-d_i)/2]d_м$ — площадь продольного диаметрального сечения масляного канала, м^2.

Допустимые напряжения на сжатие для поршней из алюминиевых сплавов $[\sigma_{сж}]=30$ — 40 МПа, а чугунных — $[\sigma_{сж}]=60$ — 80 МПа.

Напряжение разрыва (МПа) в сечении x — x

$$\sigma_{р}=P_j/F_{x-x}. \quad (12.7)$$

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс (МН) определяется для режима максимальной частоты вращения при холостом ходе двигателя

$$P_j=m_{x-x}R\omega^2_{х.х\,\max}(1+\lambda), \quad (12.8)$$

где m_{x-x} — масса головки поршня с кольцами, расположенная выше сечения x — x (см. рис. 12.1), определяемая по геометрическим размерам или $m_{x-x}\approx(0{,}4\div 0{,}6)m_{п}$, кг; $m_{п}$ — масса поршневой группы, кг; R — радиус кривошипа, м; $\omega_{х.х\,\max}=\pi n_{х.х\,\max}/30$ — максимальная угловая скорость холостого хода двигателя, рад/с; $\lambda=R/L_{ш}$ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Допустимые напряжения на разрыв для поршней из алюминиевых сплавов $[\sigma_{р}]=4$ — 10 МПа, а для чугунных — $[\sigma_{р}]=8$ — 20 МПа.

Толщина верхней кольцевой перемычки (см. рис. 12.1, $h_п$) форсированных двигателей с высокой степенью сжатия рассчитывается на срез и изгиб от действия максимальных газовых усилий p_{zmax}. Перемычка рассчитывается как кольцевая пластина, защемленная по окружности основания канавки диаметром $d_к = D - 2(t + \Delta t)$ и равномерно нагруженная по площади $F_{к.п} = \pi(D^2 - d_к^2)$ силой $P_к \approx \approx 0{,}9 p_{zmax} F_{к.п}$.

Напряжение среза кольцевой перемычки (МПа)

$$\tau = 0{,}0314 p_{zmax} D / h_п, \qquad (12.9)$$

где D и $h_п$ — диаметр цилиндра и толщина верхней кольцевой перемычки, мм.

Напряжение изгиба кольцевой перемычки

$$\sigma_{из} = 0{,}0045 p_{zmax} (D/h_п)^2. \qquad (12.10)$$

Сложное напряжение по третьей теории прочности

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau^2}. \qquad (12.11)$$

Допускаемые напряжения σ_Σ (МПа) в верхних кольцевых перемычках с учетом значительных температурных нагрузок находятся в пределах:

Для поршней из алюминиевых сплавов	30—40
Для чугунных поршней	60—80

Максимальные удельные давления (МПа) юбки поршня $h_ю$ и всей высоты H поршня на стенку цилиндра определяются соответственно из уравнений:

$$q_1 = N_{max}/(h_ю D); \qquad (12.12)$$

$$q_2 = N_{max}/(HD), \qquad (12.13)$$

где N_{max} — наибольшая нормальная сила, действующая на стенку цилиндра при работе двигателя на режиме максимальной мощности и определяемая по данным динамического расчета.

Для современных автомобильных и тракторных двигателей $q_1 = 0{,}3 — 1{,}0$ и $q_2 = 0{,}2 — 0{,}7$ МПа.

В целях предотвращения заклинивания поршней при работе двигателя размеры диаметров головки $D_г$ и юбки $D_ю$ поршня определяют, исходя из наличия необходимых монтажных зазоров $\Delta_г$ и $\Delta_ю$ между стенками цилиндра и поршня в холодном состоянии. По статистическим данным для алюминиевых поршней с неразрезными юбками $\Delta_г = (0{,}006 — 0{,}008)D$ и $\Delta_ю = (0{,}001 - 0{,}002)D$, а для

чугунных поршней $\Delta_г=(0{,}004-0{,}006)D$ и $\Delta_ю=(0{,}001-0{,}002)D$. Установив $\Delta_г$ и $\Delta_ю$, определяют $D_г=D-\Delta_г$ и $D_ю=D-\Delta_ю$.

Правильность установленных размеров $D_г$ и $D_ю$ проверяют по формулам

$$\Delta'_г=D[1+\alpha_п(T_ц-T_0)]-D_г[1+\alpha_п(T_г-T_0)] \qquad (12.14)$$

и

$$\Delta'_ю=D[1+\alpha_п(T_ц-T_0)]-D_ю[1+\alpha_п(T_ю-T_0)], \qquad (12.15)$$

где $\Delta'_г$ и $\Delta'_ю$ — диаметральные зазоры в горячем состоянии соответственно между стенкой цилиндра и головкой поршня и между стенкой цилиндра и юбкой поршня; мм; $\alpha_ц$ и $\alpha_п$ — коэффициенты линейного расширения материалов цилиндра и поршня. Для чугуна $\alpha_ц=\alpha_п=11\cdot10^6$ 1/К; для алюминиевых сплавов $\alpha_ц=\alpha_п=22\cdot10^6$ 1/К; $T_ц$, $T_г$ и $T_ю$ — соответственно температура стенок цилиндра, головки и юбки поршня в рабочем состоянии. При жидкостном охлаждении $T_ц=383$ — 388, $T_г=473$ — 723 и $T_ю=403$ — 473 К, а при воздушном $T_ц=443$ — 463, $T_г=573\div873$ и $T_ю=483$ — 613 К; $T_0=293$ К — начальная температура цилиндра и поршня.

При получении отрицательных значений $\Delta'_г$ или $\Delta'_ю$ (натяг) поршень непригоден к работе. В этом случае необходимо увеличить $\Delta_г$ или $\Delta_ю$ и соответственно уменьшить $D_г$ или $D_ю$ или предусмотреть разрез юбки поршня. При нормальной работе поршня $\Delta'_г=(0{,}002-0{,}0025)D$ и $\Delta'_ю=(0{,}0005-0{,}0015)D$.

Расчет поршня бензинового двигателя. На основании данных расчетов (теплового, скоростной характеристики и динамического) получили: диаметр цилиндра $D=78$ мм, ход поршня $S=78$ мм, действительное максимальное давление сгорания $p_д=6{,}195$ МПа при $n_м=3200$ об/мин, площадь поршня $F_п=47{,}76$ см^2, наибольшую нормальную силу $N_{max}=0{,}0044$ МН при $\varphi=370°$, массу поршневой группы $m_п=0{,}478$ кг, частоту вращения $n_{х.х\,max}=6000$ мин$^{-1}$ и $\lambda=0{,}285$.

В соответствии с существующими аналогичными двигателями и с учетом соотношений, приведенных в табл. 12.1, принимаем: толщину днища поршня $\delta=7{,}5$ мм, высоту поршня $H=88$ мм; высоту юбки поршня $h_ю=58$ мм, радиальную толщину кольца $t=3{,}5$ мм, радиальный зазор кольца в канавке поршня $\Delta t=0{,}8$ мм, толщину стенки головки поршня $s=5$ мм, величину верхней кольцевой перемычки $h_п=3{,}5$ мм, число и диаметр масляных каналов в поршне $n'_п=10$ и $d_м=1$ мм (см. рис. 12.1). Материал поршня — эвтектический алюминиевый сплав с содержанием кремния около 12%, $a_п=22\cdot10^{-6}$ 1/К; материал гильзы цилиндра — серый чугун, $a_ц=11\cdot10^{-6}$ 1/К.

Напряжение изгиба в днище поршня

$$\sigma_{из}=p_{z_д}(r_i/\delta)^2=6{,}195\,(29{,}7/7{,}5)^2=97{,}1\ \text{МПа},$$

где $r_i=D/2-(s+t+\Delta t)=78/2-(5+3{,}5+0{,}8)=29{,}7$ мм.

Днище поршня должно быть усилено ребрами жесткости. Кроме того, в целях повышения износо- и термостойкости поршня целесообразно осуществить твердое анодирование днища и огневого пояса, что уменьшит возможности перегрева и прогорания днища, а также пригорания верхнего компрессионного кольца.

Напряжение сжатия в сечении $x-x$

$$\sigma_{сж}=P_{z_д}/F_{x-x}=0{,}0296/0{,}00096=30{,}8\ \text{МПа},$$

где $P_{z_д}=p_{z_д}F_п=6{,}195\cdot 47{,}76\cdot 10^{-4}=0{,}0296$ МН; $F_{x-x}=(\pi/4)(d_к^2-d_i^2)-n'_м F'=[(3{,}14/4)(69{,}4^2-59{,}4^2)-10\cdot 5]\cdot 10^{-6}=0{,}00096$ м^2; $d_к=D-2(t+\Delta t)=78-2(3{,}5+0{,}8)=69{,}4$ мм; $F'=(d_к-d_i)d_м/2=(69{,}4-59{,}4)\cdot 1{,}2=5$ мм^2.

Напряжение разрыва в сечении $x-x$:

максимальная угловая скорость холостого хода

$$\omega_{х.х\,max}=\pi n_{х.х\,max}/30=3{,}14\cdot 6000/30=628\ \text{рад/с};$$

масса головки поршня с кольцами, расположенными выше сечения $x-x$:

$$m_{x-x}=0{,}5m_п=0{,}5\cdot 0{,}478=0{,}239\ \text{кг};$$

максимальная разрывающая сила

$$P_j=m_{x-x}R\omega^2_{х.х\,max}(1+\lambda)=0{,}239\cdot 0{,}039\cdot 628^2(1+0{,}285)\cdot 10^{-6}=$$
$$=0{,}0047\ \text{МН};$$

напряжение разрыва

$$\sigma_р=P_j/F_{x-x}=0{,}0047/0{,}00096=4{,}9\ \text{МПа}.$$

Напряжения в верхней кольцевой перемычке:

среза

$$\tau=0{,}0314p_{z_д}D/h_с=0{,}0314\cdot 6{,}195\cdot 78/3{,}5=4{,}34\ \text{МПа};$$

изгиба

$$\sigma_{из}=0{,}0045p_{z_д}(D/h_п)^2=0{,}0045\cdot 6{,}195\,(78/3{,}5)^2=$$
$$=13{,}88\ \text{МПа};$$

сложное

$$\sigma_\Sigma=\sqrt{\sigma^2_{из}+4\tau^2}=\sqrt{13{,}88^2+4\cdot 4{,}34^2}=16{,}4\ \text{МПа}.$$

Удельное давление поршня на стенку цилиндра:

$$q_1 = N_{max}/(h_{ю}D) = 0{,}0044/(0{,}058 \cdot 0{,}078) = 0{,}97 \text{ МПа};$$

$$q_2 = N_{max}/(HD) = 0{,}0044/(0{,}088 \cdot 0{,}078) = 0{,}64 \text{ МПа}.$$

Ускорение приработки юбки поршня, а также уменьшение трения и снижения износа пары — юбка поршня — стенка цилиндра — достигается покрытием юбки поршня тонким (0,003 — 0,005 мм) слоем олова, свинца или оловянно-свинцового сплава.

Гарантированная подвижность поршня в цилиндре достигается за счет установления диаметральных зазоров между цилиндром и поршнем при их неодинаковом расширении в верхнем сечении головки поршня $\Delta'_{г}$ и нижнем сечении юбки $\Delta'_{ю}$ (см. рис. 12.2).

Диаметры головки и юбки поршня с учетом монтажных зазоров:

$$D_{г} = D - \Delta_{г} = 78 - 0{,}55 = 77{,}45 \text{ мм};$$

$$D_{ю} = D - \Delta_{ю} = 78 - 0{,}156 = 77{,}844 \text{ мм},$$

где $\Delta_{г} = 0{,}007D = 0{,}007 \cdot 78 = 0{,}55$ мм; $\Delta_{ю} = 0{,}002D = 0{,}002 \cdot 78 = 0{,}156$ мм.

Диаметральные зазоры в горячем состоянии

$$\Delta'_{г} = D[1 + \alpha_{ц}(T_{ц} - T_0)] - D_{г}[1 + \alpha_{п}(T_{г} - T_0)] =$$

$$= 78[1 + 11 \cdot 10^{-6}(383 - 293)] - 77{,}45[1 + 22 \cdot 10^{-6}(593 -$$

$$- 293)] = 0{,}116 \text{ мм};$$

$$\Delta'_{ю} = D[1 + \alpha_{ц}(T_{ю} - T_0)] - D_{ю}[1 + \alpha_{п}(T_{ю} - T_0)] =$$

$$= 78[1 + 11 \cdot 10^{-6}(383 - 293)] - 77{,}844[1 + 22 \cdot 10^{-6}(413 - 293)] =$$

$$= 0{,}035 \text{ мм},$$

где $T_{ц} = 383$ К, $T_{г} = 593$ К, $T_{ю} = 413$ К приняты с учетом жидкостного охлаждения двигателя.

Расчет поршня дизеля. На основании данных расчетов (теплового; скоростной характеристики и динамического) диаметр цилиндра $D = 120$ мм, ход поршня $S = 120$ мм, максимальное давление сгорания $p_z = 11{,}307$ МПа при $n_N = 2600$ об/мин, площадь поршня $F_{п} = 113$ см^2, наибольшая нормальная сила $N_{max} = 0{,}00697$ МН при $\varphi = 390°$, масса поршневой группы $m_{п} = 2{,}94$ кг, частота вращения $n_{к.х\,max} = 2700$ мин$^{-1}$, $\lambda = 0{,}270$.

В соответствии с существующими аналогичными двигателями и с учетом соотношений, приведенных в табл. 12.1, принимаем: высоту поршня $H = 120$ мм, высоту юбки поршня $h_{ю} = 80$ мм, ради-

альную толщину кольца $t=5{,}2$ мм, радиальный зазор кольца в канавке поршня $\Delta t=0{,}8$ мм, толщину стенки головки поршня $s=12$ мм, толщину верхней кольцевой перемычки $h_{\text{п}}=6$ мм, число и диаметр масляных каналов в поршне $n'_{\text{м}}=10$ и $d_{\text{м}}=2$ мм (см. рис. 12.1). Материал поршня — алюминиевый сплав, $\alpha_{\text{п}}=22\cdot10^{-6}$ 1/К; материал гильзы цилиндра — серый чугун, $\alpha_{\text{п}}=11\cdot10^{-6}$ 1/К.

Напряжение сжатия в сечении $x-x$:

площадь сечения $x-x$

$$F_{x-x}=(\pi/4)(d_{\text{г}}^2-d_i^2)-n'_{\text{м}}F'=[(3{,}14/4)(108^2-84^2)-$$
$$-10\cdot20]\cdot10^{-6}=0{,}0034\ \text{м}^2,$$

где $d_{\text{г}}=D-2(t+\Delta t)=120-2(5{,}2+0{,}8)=108$ мм; $d_i=D-2(s+t+\Delta t)=120-2(12+5{,}2+0{,}8)=84$ мм; $F'=d_{\text{м}}(d_{\text{г}}-d_i)/2=2(108-88)/2=20$ мм^2;

максимальная сжимающая сила

$$P_{z\max}=p_zF_{\text{п}}=11{,}307\cdot113\cdot10^{-4}=0{,}128\ \text{МН};$$

напряжение сжатия

$$\sigma_{\text{сж}}=P_{z\max}/F_{x-x}=0{,}128/0{,}0034=37{,}6\ \text{МПа}.$$

Напряжение разрыва в сечении $x-x$:

максимальная угловая скорость холостого хода

$$\omega_{x.x\max}=\pi n_{x.x\max}/30=3{,}14\cdot2700/30=283\ \text{рад/с};$$

масса головки поршня с кольцами, расположенными выше сечения $x-x$:

$$m_{x-x}=0{,}6m_{\text{п}}=0{,}6\cdot2{,}94=1{,}764\ \text{кг};$$

максимальная разрывающая сила

$$P_j=m_{x-x}R\omega_{x.x\max}^2(1+\lambda)=1{,}764\cdot0{,}06\cdot283^2\cdot(1+0{,}27)\cdot10^{-6}=$$
$$=0{,}0108\ \text{МН};$$

напряжение разрыва

$$\sigma_{\text{р}}=P_j/F_{x-x}=0{,}0108/0{,}0034=3{,}18\ \text{МПа}.$$

Напряжения в верхней кольцевой перемычке:

среза

$$\tau=0{,}0314p_zD/h_{\text{п}}=0{,}0314\cdot11{,}307\cdot120/6=7{,}1\ \text{МПа};$$

изгиба

$$\sigma_{\text{из}}=0{,}0045p_z(D/h_{\text{п}})^2=0{,}0045\cdot11{,}307\,(120/6)^2=20{,}4\ \text{МПа};$$

сложное

$$\sigma_{\Sigma}=\sqrt{\sigma_{из}^2+4\tau^2}=\sqrt{20{,}4^2+4\cdot 7{,}1^2}=24{,}9 \text{ МПа}.$$

Удельные давления поршня на стенку цилиндра:

$$q_1=N_{max}/(h_{ю}D)=0{,}00697/(0{,}08\cdot 0{,}12)=0{,}73 \text{ МПа};$$
$$q_2=N_{max}/(HD)=0{,}00697/(0{,}12\cdot 0{,}12)=0{,}484 \text{ МПа}.$$

Гарантированная подвижность поршня в цилиндре достигается за счет установления оптимальных диаметральных зазоров между цилиндром и поршнем при различных тепловых нагрузках, возникающих в процессе работы дизеля.

Диаметры головки и юбки поршня:

$$D_{г}=D-\Delta_{г}=120-0{,}72=119{,}28 \text{ мм};$$
$$D_{ю}=D-\Delta_{ю}=120-0{,}24=119{,}76 \text{ мм},$$

где $\Delta_{г}=0{,}006D=0{,}006\cdot 120=0{,}72$ мм; $\Delta_{ю}=0{,}002D=0{,}002\cdot 120=$ $=0{,}24$ мм.

Диаметральные зазоры в горячем состоянии:

$$\Delta'_{г}=D[1+\alpha_{ц}(T_{ц}-T_0)]-D_{г}[1+\alpha_{п}(T_{г}-T_0)]=$$
$$=120[1+11\cdot 10^{-6}(388-293)]-119{,}28[1+$$
$$+22\cdot 10^{-6}(493-293)]=0{,}3 \text{ мм};$$
$$\Delta'_{ю}=D[1+\alpha_{ц}(T_{ц}-T_0)]-D_{ю}[1+\alpha_{п}(T_{ю}-T_0)]=$$
$$=120[1+11\cdot 10^{-6}(388-293)]-119{,}76[1+22\cdot 10^{-6}(428-293)]=$$
$$=0{,}0097 \text{ мм},$$

где $T_{ц}=388$, $T_{г}=493$ и $T_{ю}=428$ К приняты с учетом жидкостного охлаждения двигателя.

Зазор между юбкой и стенкой цилиндра не обеспечивает гарантийной подвижности поршня без заклинивания при возможном повышении тепловой нагрузки. Необходимо предусмотреть разрез на юбке поршня, обеспечивающий компенсацию недостаточной величины зазора.

12.2. ПОРШНЕВЫЕ КОЛЬЦА

Поршневые кольца работают в условиях высоких температур и значительных переменных нагрузок, выполняя три основные функции:

— герметизации надпоршневого пространства в целях максимально возможного использования тепловой энергии топлива;

— отвода избыточной доли теплоты от поршня в стенки цилиндра;

— «управление маслом», т. е. рационального распределения масляного слоя по зеркалу цилиндра и ограничения попадания масла в камеру сгорания.

Выполнение этих функций на современных двигателях обеспечивает комплект колец, как правило, состоящий из трех колец: двух компрессорных и одного маслосъемного.

Наиболее нагруженным, особенно в тепловом отношении, является первое (верхнее) компрессионное кольцо, температура которого достигает 200 — 250 °С. Обычно оно изготовляется из легированного высокопрочного чугуна с шаровидным графитом, имеющим предел прочности 1100 — 1400 МПа, легирующие добавки хрома, никеля, молибдена и других металлов способствуют повышению термостойкости компрессионных колец до 340 °С. Тем не менее для наиболее высокофорсированных дизелей и бензиновых двигателей применяются верхние компрессионные кольца, изготовленные из высокоуглеродистых сталей с пределом прочности 1400 — 1500 МПа и выше. В целях повышения износостойкости на компрессионные кольца в обязательном порядке наносятся специальные износостойкие покрытия. Чаще всего в качестве такого покрытия используется электролитическое хромирование слоем (0,10 — 0,15 мм) твердого хрома, или слоем еще более тугоплавкого и износостойкого молибдена. Известное в прошлом пористое хромирование, наносимое на прямую наружную поверхность кольца (рис. 12.3, *а*), используется редко. Более широкое распространение сейчас находит твердое хромирование с приданием наружной поверхности специального симметричного или несимметричного бочкообразного профиля (рис. 12.3, *б* и *в*).

Второе компрессионное кольцо практически является компрессионно-маслосъемным. Оно работает в более «мягких» условиях по давлению, температуре и смазке, чем первое компрессионное кольцо. Для его использования применяется серый легированный чугун с пластинчатым графитом как с износостойким покрытием, так и без специальных покрытий. Кроме уплотнения надпоршневого пространства второе кольцо обеспечивает «управление маслом», снимая его со стенок цилиндра при ходе поршня вниз и осуществляя

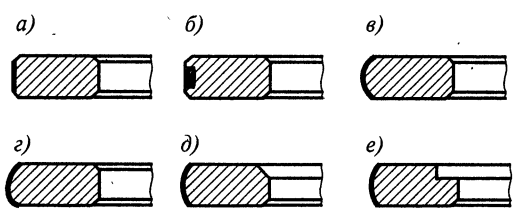


Рис. 12.3. Профили верхних компрессионных колец двигателей легковых автомобилей:

а — прямое с фисками и пористым хромированием; *б* — то же, но с молибденом в канавке на наружной поверхности; *в* — с симметричной бочкообразной наружной поверхностью; *г* — с несимметричной бочкообразной наружной поверхностью; *д* — с закручиванием с помощью угловой фаски; *е* — с закручиванием с помощью проточки на внутренней поверхности

пропуск некоторого количества масла при ходе поршня вверх. Эта функция определяет и специальные «скребковые» профили компрессионно-маслосъемных колец (рис. 12.4).

Третье кольцо — маслосъемное — обеспечивает съем масла с зеркала цилиндра и сброс его в картер через отверстия в канавке кольца. Наиболее важными качествами маслосъемных колец являются хорошая приспособляемость к форме цилиндра и высокое давление на стенки цилиндра, необходимые для эффективного съема масла. Специфические условия работы и функций маслосъемных колец определяют и соответствующие требования к их конструкции и материалу.

На современных двигателях применяются два основных типа колец: а) коробчатые кольца с расширителем в виде эспандерной или спиральной пружины; б) наборные кольца, состоящие из двух дисков и двухфункциональных расширителей (рис. 12.5). Коробчатые кольца изготовляются из серого легированного чугуна, способного длительное время работать в паре с чугунной гильзой цилиндра без специальных покрытий, хотя некоторые двигатели имеют маслосъемные кольца с хромированной наружной поверхностью. Изготовляются хромированные коробчатые маслосъемные кольца и методом проката из стальной калиброванной ленты.

Для изготовления элементов наборных колец также используется стальная калиброванная лента. Тонкие диски кольца (0,50 — 0,63 мм) изготовляются из углеродистой стальной ленты, наружная поверхность которых хромируется. Двухфункциональные расширители, обеспечивающие удержание дисков в канавке поршня на определенном расстоянии друг от друга и равномерное их прижатие к зеркалу цилиндра, изготовляются из нержавеющей хромоникелевой стальной ленты. В процессе изготовления лента нагартовывается и приобретает пружинные свойства, которые она практически не теряет в процессе эксплуатации.

Основными конструктивными параметрами поршневых колец являются: отношение диаметра цилиндра к радиальной толщине кольца D/t; отношение разности между величинами зазоров замка кольца в свободном и рабочем состояниях к толщине кольца A_0/t; высота кольца a. Значения конструктивных параметров поршневых колец бензиновых двигателей и дизелей представлены в табл. 12.1.

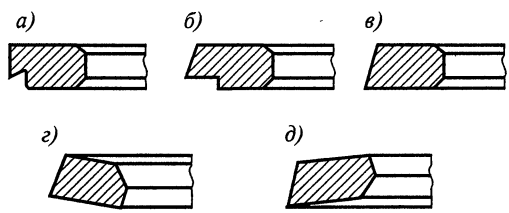


Рис. 12.4. Профили компрессионно-маслосъемных колец:

а — простое скребковое; *б* — скребковое минутное; *в* — минутное; *г* — прямого закручивания; *д* — обратного закручивания

Пользуясь данными табл. 12.1, следует учитывать, что современную тенденцию уменьшения га-

баритов и массы двигателя осуществляют прежде всего за счет высоты и массы поршня. У современных двигателей высота колец значительно уменьшена. Так, высота верхнего компрессионного кольца бензиновых двигателей составляет всего 1,2 — 1,5 мм, а дизелей — 2,5 — 3,0 мм. Наиболее распространены верхние кольца дизелей высотой 2,0 мм, а при малых диаметрах цилиндра высота первого кольца дизеля может быть 1,75 мм и даже 1,5 мм.

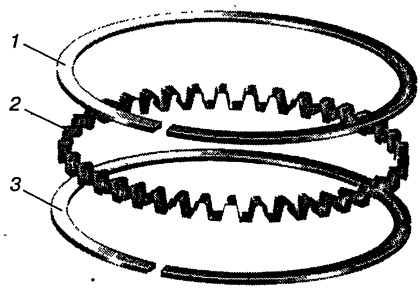


Рис. 12.5. Схема наборного маслосъемного кольца с двухфункциональным расширителем: *1* — диски; *2* — двухфункциональный расширитель

Средние кольца современных бензиновых двигателей имеют высоту 1,50 — 1,75 мм, а дизелей — 2,0 — 2,5 мм. Средние кольца, как правило, имеют увеличенную радиальную ширину.

Тенденция уменьшения высоты поршневых колец касается и высоты маслосъемных колец. За последние 8 — 10 лет высота колец снизилась с 2,8 — 4,75 мм до 2,0 — 2,5 мм у целого ряда двигателей выпуска последних лет.

Расчет колец заключается: а) в определении среднего давления кольца на стенку цилиндра, которое должно обеспечивать достаточную герметичность камеры сгорания и не должно резко увеличивать потери мощности двигателя на трение колец о стенки цилиндра; б) в построении эпюры давления кольца по окружности; в) в определении напряжений изгиба, возникающих в сечении, противоположном замку, при надевании кольца на поршень и в рабочем состоянии; г) в установлении монтажных зазоров в прямом замке кольца.

Среднее давление (МПа) кольца на стенку цилиндра

$$p_{ср} = 0{,}152E\frac{A_0/t}{(D/t-1)^3\,(D/t)}, \qquad (12.16)$$

где E — модуль упругости материала кольца (для серого чугуна $E=1\cdot10^5$ МПа, для легированного чугуна $E=1{,}2\cdot10^5$ МПа, для стали $E=(2-2{,}3)10^5$ МПа); A_0 — разность между величинами зазоров кольца в свободном и рабочем состояниях (см. табл. 12.1).

Допустимое среднее радиальное давление $p_{ср}$ (МПа):

Для компрессионных колец	0,11 — 0,37
Для маслосъемных колец	0,2 — 0,4

При снижении частоты вращения двигателя и увеличении диаметра цилиндра величина $p_{ср}$ должна иметь значение ближе к нижнему пределу. Для обеспечения хорошей приработки кольца и надежного

уплотнения давление p кольца на стенку цилиндра у замка должно быть повышенным. Практикой установлено, что это повышение должно составлять для колец бензиновых двигателей примерно $(1{,}4 - 2{,}0)p_{ср}$, а для дизелей — $(1{,}8 - 2{,}5)p_{ср}$. При этом эпюра давления кольца на стенки цилиндра может иметь грушевидную или каплевидную форму (рис. 12.6 и 12.7). Новое кольцо, изготовленное с заранее заданной эпюрой давления и установленное в цилиндр, не должно иметь просветов между своей наружной поверхностью и зеркалом цилиндра. Значительное повышение давления у замка способствует равномерному износу кольца по окружности.

Напряжения изгиба кольца (МПа), возникающие в сечении кольца, противоположном замку:

в рабочем состоянии

$$\sigma_{из1} = 2{,}61 p_{ср} (D/t - 1)^2; \qquad (12.17)$$

при надевании его на поршень

$$\sigma_{из2} = \frac{4E(1 - 0{,}114 A_0/t)}{m(D/t - 1{,}4)(D/t)}, \qquad (12.18)$$

где m — коэффициент, зависящий от способа надевания кольца (при расчете принимается $m = 1{,}57$). Допустимые напряжения при изгибе кольца $[\sigma_{ю}] = 220 - 450$ МПа. Нижний предел относится к двигателям с большим диаметром цилиндра. Обычно $\sigma_{из2} > \sigma_{из1}$ на 10 — 30%.

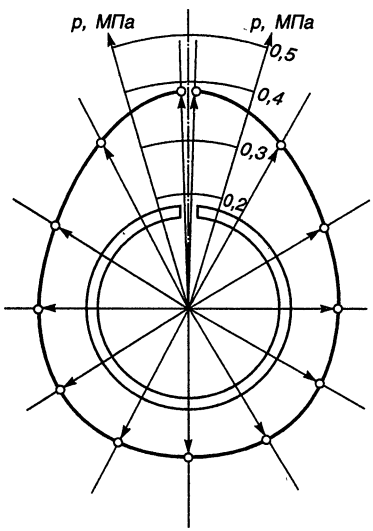


Рис. 12.6. Грушевидная эпюра давления компрессионного кольца бензинового двигателя на зеркало цилиндра

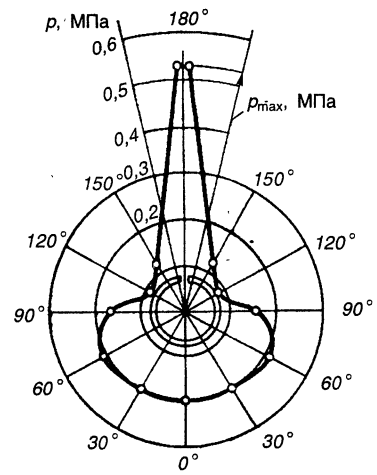


Рис. 12.7. Каплевидная эпюра давления компрессионного кольца дизеля на стенку цилиндра

Монтажный зазор (мм) в прямом замке поршневого кольца в холодном состоянии

$$\Delta_к = \Delta'_к + \pi D[\alpha_к(T_к - T_0) - \alpha_ц(T_ц - T_0)], \qquad (12.19)$$

где $\Delta'_к$ — минимально допустимый зазор в замке кольца во время работы двигателя ($\Delta'_к = 0{,}06 \div 0{,}10$ мм); $\alpha_к$ и $\alpha_ц$ — коэффициенты линейного расширения материала кольца и гильзы цилиндра; $T_к$, $T_ц$ и T_0 — соответственно температура кольца, стенок цилиндра в рабочем состоянии и начальная температура $T_0 = 293$ К; при жидкостном охлаждении $T_ц = 383 - 388$, $T_к = 473 - 573$ К; при воздушном $T_ц = 443 - 463$, $T_к = 523 - 723$ К.

Расчет поршневого кольца бензинового двигателя. Необходимые данные для расчета приведены в § 12.1. Материал кольца — серый легированный чугун, $E = 1{,}2 \cdot 10^5$ МПа.

Среднее давление кольца на стенку цилиндра

$$p_{ср} = 0{,}152E\frac{A_0/t}{(D/t-1)^3(D/t)} =$$

$$= 0{,}152 \cdot 1{,}2 \cdot 10^5 \frac{10{,}5/3{,}5}{(78/3{,}5-1)^3(78/3{,}5)} = 0{,}254 \text{ МПа},$$

где $A_0 = 3t = 3 \cdot 3{,}5 = 10{,}5$ мм.

Давление (МПа) кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности определяется по формуле

$$p = p_{ср}\mu_к, \qquad (12.20)$$

где $\mu_к$ — переменный коэффициент, определяемый изготовителем в соответствии с принятой формой эпюры давления кольца на зеркало цилиндра. Для бензиновых двигателей можно принять грушевидную форму эпюры давления кольца со следующими параметрами:

Угол ψ, определяющий положение текущего давления кольца, град	0	30	60	90	120	150	180
Коэффициент $\mu_к$	1,05	1,04	1,02	1,0	1,02	1,27	1,50
Давление p в соответствующей точке	0,267	0,264	0,259	0,254	0,259	0,323	0,381

По этим данным построена грушевидная эпюра давлений кольца на стенку цилиндра (рис. 12.6).

Напряжение изгиба кольца в рабочем состоянии

$$\sigma_{из1} = 2{,}61p_{ср}(D/t-1)^2 = 2{,}61 \cdot 0{,}254(78/3{,}5-1)^2 = 301 \text{ МПа}.$$

Напряжение изгиба при надевании кольца на поршень

$$\sigma_{из2}=\frac{4E(1-0{,}114A_0/t)}{m(D/t-1{,}4)(D/t)}=\frac{4\cdot 1{,}2\cdot 10^5(1-0{,}114\cdot 10{,}5/3{,}5)}{1{,}57(78/3{,}5-1{,}4)(78/3{,}5)}=452\text{ МПа}.$$

Монтажный зазор в замке поршневого кольца

$$\Delta_к=\Delta'_к+\pi D[\alpha_к(T_к-T_0)-\alpha_ц(T_ц-T_0)]=$$
$$=0{,}08+3{,}14\cdot 78[11\cdot 10^{-6}(493-293)-11\cdot 10^{-6}(383-293)]=$$
$$=0{,}352\text{ мм},$$

где $\Delta'_к=0{,}08$ мм, $T_ц=383$, $T_к=493$ и $T_0=293$ К.

Расчет поршневого кольца дизеля. Необходимые данные для расчета приведены в § 12.1. Материал кольца — серый чугун, $E=1\cdot 10^5$ МПа.

Среднее давление кольца на стенку цилиндра

$$p_{ср}=0{,}152E\frac{A_0/t}{(D/t-1)^3(D/t)}=0{,}152\cdot 1\cdot 10^5\frac{15{,}6/5{,}2}{(120/5{,}2-1)^3(120/5{,}2)}=$$
$$=0{,}186\text{ МПа},$$

где $A_0=3t=3\cdot 5{,}2=15{,}6$ мм.

Давление (МПа) кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности при каплевидной форме эпюры давления

$$p=p_{ср}\mu_к.$$

Результаты расчета p, а также $\mu_к$ для различных углов ψ приведены ниже:

ψ, град	0	30	60	90	120	150	180
$\mu_к$	1,05	1,05	1,14	0,90	0,45	0,67	2,85
p, МПа	0,195	0,195	0,212	0,167	0,0837	0,125	0,53

По этим данным построена каплевидная эпюра давлений кольца на стенку цилиндра (см. рис. 12.7).

Напряжение изгиба кольца в рабочем состоянии

$$\sigma_{из1}=2{,}61p_{ср}(D/t-1)^2=2{,}61\cdot 0{,}186(120/5{,}2-1)^2=235\text{ МПа}.$$

Напряжение изгиба при надевании кольца на поршень

$$\sigma_{из2}=\frac{4E(1-0{,}114A_0/t)}{m(D/t-1{,}4)(D/t)}=\frac{4\cdot 1\cdot 10^5(1-0{,}114\cdot 15{,}6/5{,}2)}{1{,}57(120/5{,}2-1{,}4)(120/5{,}2)}=337\text{ МПа}.$$

Монтажный зазор в замке поршневого кольца

$$\Delta_г = \Delta'_г + \pi D[\alpha_г(T_г - T_0) - \alpha_ц(T_ц - T_0)] = 0{,}08 +$$
$$+ 3{,}14 \cdot 120[11 \cdot 10^{-6}(498 - 293) - 11 \cdot 10^{-6}(388 - 293)] = 0{,}536 \text{ мм},$$

где $\Delta'_г = 0{,}08$ мм, $T_ц = 388$, $T_г = 498$ и $T_0 = 293$ К.

12.3. ПОРШНЕВОЙ ПАЛЕЦ

Во время работы двигателя поршневой палец подвергается воздействию переменных нагрузок, приводящих к возникновению напряжений изгиба, сдвига, смятия и овализации. В соответствии с указанными условиями работы к материалам, применяемым для изготовления пальцев, предъявляются требования высокой прочности и вязкости. Этим требованиям удовлетворяют цементированные малоуглеродистые и легированные никелем и хромом стали с твердой поверхностью и вязкой основой.

Основные конструктивные размеры поршневых пальцев (см. рис. 12.1) обычно принимаются по статистическим данным (см. табл. 12.1) или по данным прототипов с последующей проверкой расчетом. Большинство бензиновых двигателей имеют поршневые пальцы диаметром 20 — 23 мм с цилиндрическим внутренним отверстием. Пальцы диаметром 17 — 19 мм имеют двигатели малого рабочего объема. В современных высокофорсированных двигателях наблюдается тенденция увеличения толщины стенок пальцев и уменьшения их длины, особенно при использовании способа фиксации шатуна от осевого перемещения в бобышках поршня. Поршневые пальцы дизелей имеют диаметр в основном в пределах 24 — 30 мм, но в 1,5 — 2 раза более толстые стенки в целях обеспечения их жесткости и прочности. Основные типы поршневых пальцев представлены на рис. 12.8.

Расчет поршневого пальца включает определение удельных давлений пальца на втулку верхней головки шатуна и на бобышки, а также напряжений от изгиба, среза и овализации.

Максимальные напряжения в пальцах бензиновых двигателей возникают при работе на режиме максимального крутящего момента, а в пальцах дизелей — при работе на номинальном режиме.

Расчетная сила (МН), действующая на поршневой палец:

$$P = p_{z\max} F_п + k P_j. \qquad (12.21)$$

Для бензиновых двигателей: $p_{z\max}$ — максимальное давление газов на режиме максимального крутящего момента, МПа; $k = 0{,}76$ — $0{,}86$ — коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца; $P_j = -m_п \omega_M^2 R(1 + \lambda) \cdot 10^{-6}$ — сила инерции поршневой группы при $n = n_M$, МН;

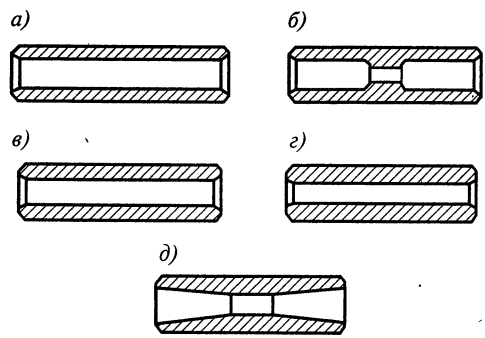


Рис. 12.8. Основные типы поршневых пальцев:

а — палец с цилиндрическим отверстием и относительно тонкими стенками для среднефорсированных двигателей; *б* — палец с увеличенной жесткостью в среднем сечении; *в* — короткий палец с толстыми стенками для высокофорсированных двигателей; *г* — палец для дизеля с толстыми стенками; *д* — палец «равного сопротивления изгибу» с коническими отверстиями

для дизелей: $p_{z\max}$ — максимальное давление газов на номинальном режиме, МПа; $k=0{,}68$ — $0{,}81$ — коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца; $P_j=-m_{\text{п}}\omega^2R(1+\lambda)\cdot10^{-6}$ — сила инерции поршневой группы при $n=n_M$, $n=n_N$, МН.

Удельное давление (МПа) пальца на втулку поршневой головки шатуна

$$q_{\text{ш}}=P/(d_{\text{п}}l_{\text{ш}}), \qquad (12.22)$$

где $d_{\text{п}}$ — наружный диаметр пальца, м; $l_{\text{ш}}$ — длина опорной поверхности пальца в головке шатуна, м.

Удельное давление плавающего пальца на бобышки

$$q_{\text{б}}=P/[d_{\text{п}}(l_{\text{п}}-b)], \qquad (12.23)$$

где $l_{\text{п}}$ — общая длина пальца, м; b — расстояние между торцами бобышек, м; $(l_{\text{п}}-b)$ — длина опорной поверхности пальца в бобышках, м.

Для современных автомобильных и тракторных двигателей $q_{\text{ш}}=20$ — 60 и $q_{\text{б}}=15$ — 50 МПа. Нижние пределы относятся к тракторным двигателям.

Напряжение изгиба пальца (МПа) при условии распределения нагрузки по длине пальца согласно эпюре, приведенной на рис. 12.9:

$$\sigma_{\text{из}}=P(l_{\text{п}}+2b-1{,}5l_{\text{ш}})/[1{,}2(l-\alpha^4)d_{\text{п}}^3], \qquad (12.24)$$

где $\alpha=d_{\text{в}}/d_{\text{п}}$ — отношение внутреннего диаметра пальца к наружному.

Для автомобильных и тракторных двигателей $[\sigma_{\text{из}}]=100$ — 250 МПа.

Касательные напряжения (МПа) от среза пальца в сечениях, расположенных между бобышками и головкой шатуна:

$$\tau=0{,}85P(1+\alpha+\alpha^2)/[(1-\alpha^4)d_{\text{п}}^2]. \qquad (12.25)$$

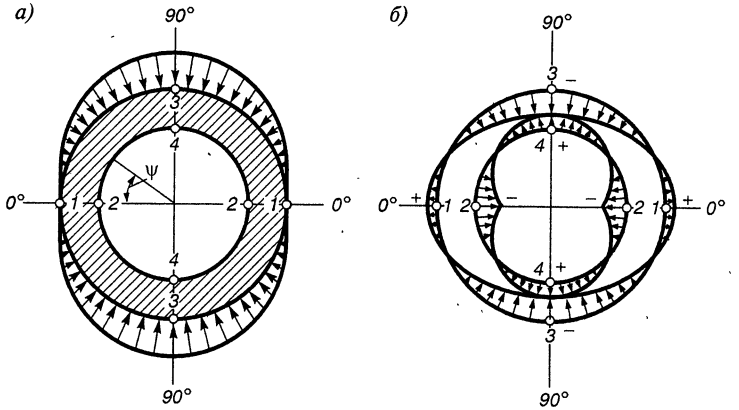


Рис. 12.9. Расчетная схема поршневого пальца:
а — распределение нагрузки; *б* — эпюры напряжений

Для автомобильных и тракторных двигателей $[\tau]=60-250$ МПа. Нижние пределы относятся к тракторным двигателям, а верхние — к пальцам, изготовленным из легированной стали.

Вследствие неравномерного распределения сил, приложенных к пальцу (принимается синусоидальное распределение нагрузки по поверхности пальца — рис. 12.9, *а*), при работе двигателя происходит деформация сечения пальца (овализация). Возникающие при этом напряжения имеют различные значения по длине пальца и его сечению.

Максимальная овализация пальца (наибольшее увеличение горизонтального диаметра $\Delta d_{\text{пmax}}$, мм) наблюдается в его средней, наиболее напряженной части:

$$\Delta d_{\text{пmax}}=\frac{1{,}35P}{El_{\text{п}}}\left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha}\right)^2[0{,}1-(\alpha-0{,}4)^3], \qquad (12.26)$$

где E — модуль упругости материала пальца (для стали $E_{\text{п}}=(2{,}0-2{,}3)10^5$ МПа).

Значение $\Delta d_{\text{пmax}}$ не должно быть больше 0,02 — 0,05 мм.

Напряжения, возникающие при овализации пальца на внешней и внутренней поверхностях (рис. 12.9, *б*), определяют для горизонтальной (точки *1* и *2* при $\varphi=0°$) и вертикальной (точки *3* и *4* при $\varphi=90°$) плоскостей по следующим формулам:

на внешней поверхнсти пальца в горизонтальной плоскости (точки *1*, $\psi=0$)

$$\sigma_{\alpha 0°}=\frac{15P}{l_{\text{п}}d_{\text{п}}}\left[0{,}19\frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2}-\frac{1}{1-\alpha}\right][0{,}1-(\alpha-0{,}4)^3]; \qquad (12.27)$$

на внешней поверхности пальца в вертикальной плоскости (точки *3*, $\psi=90°$)

$$\sigma_{\alpha 90°}=-\frac{15P}{l_{\text{п}}d_{\text{п}}}\left[0{,}174\frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2}+\frac{0{,}636}{1-\alpha}\right][0{,}1-(\alpha-0{,}4)^3]\ \text{МПа};\quad (12.28)$$

на внутренней поверхности пальца в горизонтальной плоскости (точки *2*, $\psi=0°$)

$$\sigma_{i0°}=-\frac{15P}{l_{\text{п}}d_{\text{п}}}\left[0{,}19\frac{(1+2\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2\alpha}+\frac{1}{1-\alpha}\right][0{,}1-(\alpha-0{,}4)^3]\ \text{МПа};\quad (12.29)$$

на внутренней поверхности пальца в вертикальной плоскости (точки *4*, $\psi=90°$)

$$\sigma_{i90°}=\frac{15P}{l_{\text{п}}d_{\text{п}}}\left[0{,}174\frac{(1+2\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2\alpha}-\frac{0{,}636}{1-\alpha}\right][0{,}1-(\alpha-0{,}4)^3]\ \text{МПа}.\quad (12.30)$$

Наибольшее напряжение овализации возникает на внутренней поверхности пальца в горизонтальной плоскости. Это напряжение, подсчитанное по формуле (12.29), не должно превышать 300 — 350 МПа.

Расчет поршневого пальца карбюраторного двигателя. Основные данные для расчета приведены в § 12.1. Кроме того, принимаем: действительное максимальное давление сгорания $p_{z\max}=p_{z_{\text{д}}}=6{,}195$ МПа при $n_{\text{м}}=3200$ мин$^{-1}$ (из расчета скоростной характеристики), наружный диаметр пальца $d_{\text{п}}=22$ мм, внутренний диаметр пальца $d_{\text{в}}=15$ мм, длину пальца $l_{\text{п}}=68$ мм, длину втулки шатуна $l_{\text{ш}}=28$ см, расстояние между торцами бобышек $b=32$ мм. Материал поршневого пальца — сталь 15Х, $E=2\cdot10^5$ МПа. Палец плавающего типа.

Расчетная сила, действующая на поршневой палец:

газовая

$$P_{z\max}=p_{z\max}F_{\text{п}}=6{,}195\cdot47{,}76\cdot10^{-4}=0{,}0296\ \text{МН};$$

инерционная

$$P_j=-m_{\text{п}}\omega_{\text{м}}^2R(1+\lambda)\cdot10^{-6}=-0{,}478\cdot335^2\cdot0{,}039\,(1+0{,}285)\,10^{-6}=$$
$$=-0{,}00269\ \text{МН},$$

где $\omega_{\text{м}}=\pi n_M/30=3{,}14\cdot3200/30=335$ рад/с;

расчетная

$$P=P_{z\max}+kP_j=0{,}0296-0{,}82\cdot0{,}00269=0{,}0274\ \text{МН}.$$

Удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна

$$q_{ш}=\frac{P}{d_{п}l_{ш}}=\frac{0{,}0274}{0{,}022\cdot 0{,}028}=44{,}5\ \text{МПа}.$$

Удельное давление пальца на бобышки

$$q_{б}=\frac{P}{d_{п}(l_{п}-b)}=\frac{0{,}0274}{0{,}022(0{,}068-0{,}032)}=34{,}6\ \text{МПа}.$$

Напряжение изгиба в среднем сечении пальца

$$\sigma_{из}=\frac{P(l_{п}+2b-1{,}5l_{ш})}{1{,}2(1-\alpha^4)d_{п}^3}=$$

$$=\frac{0{,}0274(0{,}068+2\cdot 0{,}032-1{,}5\cdot 0{,}028)}{1{,}2\cdot(1-0{,}682^4)\cdot 0{,}022^3}=246{,}1\ \text{МПа},$$

где $\alpha=d_{в}/d_{п}=15/22=0{,}682$.

Касательные напряжения среза в сечениях между бобышками и головкой шатуна

$$\tau=\frac{0{,}85P(1+\alpha+\alpha^2)}{(1-\alpha^4)d_{п}^2}=\frac{0{,}85\cdot 0{,}0274(1+0{,}682+0{,}682^2)}{(1-0{,}682^4)\cdot 0{,}0022^2}=132\ \text{МПа}.$$

Наибольшее увеличение горизонтального диаметра пальца при овализации

$$\Delta d_{п\,max}=\frac{1{,}35P}{El_{п}}\left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha}\right)^3[0{,}1-(\alpha-0{,}4)^3]=$$

$$=\frac{1{,}35\cdot 0{,}0274}{2\cdot 10^5\cdot 0{,}068}\left(\frac{1+0{,}682}{1-0{,}682}\right)^3[0{,}1-(0{,}682-0{,}4)^3]\cdot 10^3=$$

$$=0{,}0313\ \text{мм}.$$

Напряжения овализации на внешней поверхности пальца:
в горизонтальной плоскости (точки *1*, $\psi=0°$)

$$\sigma_{\alpha 0°}=\frac{15P}{l_{п}d_{п}}\left[0{,}19\frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2}-\frac{1}{1-\alpha}\right][0{,}1-(\alpha-0{,}4)^3]=$$

$$=\frac{1{,}5\cdot 0{,}0274}{0{,}068\cdot 0{,}022}\left[0{,}19\frac{(2+0{,}682)(1+0{,}682)}{(1-0{,}682)^2}-\frac{1}{1-0{,}682}\right]\times$$

$$\times[0{,}1-(0{,}682-0{,}4)^3]=114\ \text{МПа};$$

в вертикальной плоскости (точки *3*, $\psi=90°$)

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = -\frac{15P}{l_\text{п} d_\text{п}}\left[0{,}174\frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2}+\frac{0{,}636}{1-\alpha}\right][0{,}1-(\alpha-0{,}4)^3]=$$

$$=-\frac{15\cdot 0{,}0274}{0{,}068\cdot 0{,}022}\left[0{,}174\frac{(2+0{,}682)(1+0{,}682)}{(1-0{,}682)^2}+\right.$$

$$\left.+\frac{0{,}636}{1-0{,}682}\right][0{,}1-(0{,}682-0{,}4)^3]=-208{,}5\ \text{МПа}.$$

Напряжения овализации на внутренней поверхности пальца: в горизонтальной плоскости (точки *2*, $\psi=0^\circ$)

$$\sigma_{i0^\circ} = -\frac{15P}{l_\text{п} d_\text{п}}\left[0{,}19\frac{(1+2\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2\alpha}+\frac{1}{1-\alpha}\right][0{,}1-(\alpha-0{,}4)^3]=$$

$$=-\frac{15\cdot 0{,}0274}{0{,}068\cdot 0{,}022}\left[0{,}19\frac{(1+2\cdot 0{,}682)(1+0{,}682)}{(1-0{,}682)^2\cdot 0{,}682}+\right.$$

$$\left.+\frac{1}{1-0{,}682}\right][0{,}1-(0{,}682-0{,}4)^3]=-300\ \text{МПа};$$

в вертикальной плоскости (точки *4*, $\psi=90^\circ$)

$$\sigma_{i90^\circ} = \frac{15P}{l_\text{п} d_\text{п}}\left[0{,}174\frac{(1+2\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2\alpha}-\frac{0{,}636}{1-\alpha}\right][0{,}1-(\alpha-0{,}4)^3]=$$

$$=\frac{15\cdot 0{,}0274}{0{,}068\cdot 0{,}022}\left[0{,}174\frac{(1+2\cdot 0{,}682)(1+0{,}682)}{(1-0{,}682)^2\cdot 0{,}682}-\right.$$

$$\left.-\frac{0{,}636}{1-0{,}682}\right][0{,}1-(0{,}682-0{,}4)^3]=171\ \text{МПа}.$$

Расчет поршневого пальца дизеля. Основные данные для расчета приведены в § 12.1. Кроме того, принимаем: наружный диаметр пальца $d_\text{п}=45$ мм, внутренний диаметр пальца $d_\text{в}=27$ мм, длину пальца $l_\text{п}=100$ мм, длину втулки шатуна $l_\text{ш}=46$ мм, расстояние между торцами бобышек $b=51$ мм. Материал поршневого пальца — сталь 12ХН3А, $E=2{,}2\cdot 10^5$ МПа. Палец плавающего типа.

Расчетная сила, действующая на поршневой палец:

газовая

$$P_{z\max}=p_{z\max}F_\text{п}=11{,}307\cdot 113\cdot 10^{-4}=0{,}128\ \text{МН};$$

инерционная

$$P_j=-m_\text{п}\omega^2 R(1+\lambda)=-2{,}94\cdot 272^2\cdot 0{,}06(1+0{,}27)=-0{,}0166\ \text{МН},$$

где $\omega=\pi n_N/30=3{,}14\cdot 2600/30=272$ рад/с;

расчетная

$$P = P_{z\max} + kP_j = 0{,}128 - 0{,}72 \cdot 0{,}0166 = 0{,}116 \text{ МН}.$$

Удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна

$$q_ш = P/(d_п l_ш) = 0{,}116/(0{,}045 \cdot 0{,}046) = 56 \text{ МПа}.$$

Удельное давление пальца на бобышки

$$q_б = P/[d_п (l_п - b)] = 0{,}116/[0{,}045\,(0{,}1 - 0{,}051)] = 52{,}6 \text{ МПа}.$$

Напряжение изгиба в среднем сечении пальца

$$\sigma_{из} = \frac{P(l_п + 2b - 1{,}5 l_ш)}{1{,}2\,(1-\alpha)^4 d_п^3} = \frac{0{,}116\,(0{,}1 + 2 \cdot 0{,}051 - 1{,}5 - 0{,}046)}{1{,}2\,(1 - 0{,}6^4) \cdot 0{,}045^3} =$$

$$= 161 \text{ МПа},$$

где $\alpha = d_в/d_п = 27/45 = 0{,}6$.

Касательные напряжения среза в сечениях между бобышками и головкой шатуна

$$\tau = \frac{0{,}85P(1 + \alpha + \alpha^2)}{(1-\alpha^4) d_п^2} = \frac{0{,}85 \cdot 0{,}116\,(1 + 0{,}6 + 0{,}6^2)}{(1 - 0{,}6^4) \cdot 0{,}045^2} = 109 \text{ МПа}.$$

Наибольшее увеличение горизонтального диаметра пальца при овализации

$$\Delta d_{п\,\max} = \frac{1{,}35P}{E l_п} \left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha}\right)^3 [0{,}1 - (\alpha - 0{,}4)^3] =$$

$$= \frac{1{,}35 \cdot 0{,}116}{2{,}2 \cdot 10^5 \cdot 0{,}1} \left(\frac{1 + 0{,}6}{1 - 0{,}6}\right)^3 [0{,}1 - (0{,}6 - 0{,}4)^3]\, 10^3 = 0{,}042 \text{ мм}.$$

Напряжения овализации на внешней поверхности пальца:
в горизонтальной плоскости (точки *1*, $\psi = 0°$)

$$\sigma_{\alpha 0°} = \frac{15P}{l_п d_п} \left[0{,}19 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} - \frac{1}{1-\alpha}\right] [0{,}1 - (\alpha - 0{,}4)^3] =$$

$$= \frac{15 \cdot 0{,}116}{0{,}1 \cdot 0{,}045} \left[0{,}19 \frac{(2 + 0{,}6)(1 + 0{,}6)}{(1 - 0{,}6)^2} - \frac{1}{1 - 0{,}6}\right] [0{,}1 -$$

$$- (0{,}6 - 0{,}4)^3] = 87 \text{ МПа};$$

в вертикальной плоскости (точки *3*, $\psi = 90°$)

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = -\frac{15P}{l_\text{п} d_\text{п}}\left[0{,}174\frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2}+\frac{0{,}636}{1-\alpha}\right][0{,}1-(\alpha-0{,}4)^3] =$$

$$= -\frac{15\cdot 0{,}116}{0{,}1\cdot 0{,}045}\left[0{,}174\frac{(2+0{,}6)(1+0{,}6)}{(1-0{,}6)^2}+\frac{0{,}636}{1-0{,}6}\right]\times$$

$$\times[0{,}1-(0{,}6-0{,}4)^3] = -218 \text{ МПа}.$$

Напряжения овализации на внутренней поверхности пальца: в горизонтальной плоскости (точки *2*, $\psi = 0^\circ$)

$$\sigma_{i0^\circ} = -\frac{15P}{l_\text{п} d_\text{п}}\left[0{,}19\frac{(1+2\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2\alpha}+\frac{1}{1-\alpha}\right][0{,}1-(\alpha-0{,}4)^3] =$$

$$= -\frac{15\cdot 0{,}116}{0{,}1\cdot 0{,}045}\left[0{,}19\frac{(1+2\cdot 0{,}6)(1+0{,}6)}{(1-0{,}6)^2\cdot 0{,}6}+\right.$$

$$\left.+\frac{1}{1-0{,}6}\right][0{,}1-(0{,}6-0{,}4)^3] = -337 \text{ МПа};$$

в вертикальной плоскости (точки *4*, $\psi = 90^\circ$)

$$\sigma_{i90^\circ} = \frac{15P}{l_\text{п} d_\text{п}}\left[0{,}174\frac{(1+2\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2\alpha}-\frac{0{,}636}{1-\alpha}\right][0{,}1-(\alpha-0{,}4)^3] =$$

$$= \frac{15\cdot 0{,}116}{0{,}1\cdot 0{,}045}\left[0{,}174\frac{(1+2\cdot 0{,}6)(1+0{,}6)}{(1-0{,}6)^2\cdot 0{,}6}-\right.$$

$$\left.-\frac{0{,}636}{1-0{,}6}\right][0{,}1-(0{,}6-0{,}4)^3] = 170{,}5 \text{ МПа}.$$

Глава 13

РАСЧЕТ ШАТУННОЙ ГРУППЫ

13.1. ПОРШНЕВАЯ ГОЛОВКА

Конструкция шатунов, применяемых в автомобильных и тракторных двигателях, разнообразна и зависит в основном от типа двигателя и расположения цилиндров. Расчетными элементами шатунной группы являются поршневая и кривошипная головки, стержень шатуна и шатунные болты. На рис. 13.1 приведена расчетная схема шатуна.

При работе двигателя шатун подвергается воздействию знакопеременных газовых и инерционных сил, а в отдельных случаях эти силы создают ударные нагрузки. Поэтому шатуны изготовляют из марганцовистых, хромистых, хромоникелевых сталей с содержанием углерода 0,30 — 0,45%. Механические характеристики сталей приведены в табл. 11.3 и 11.4. Для повышения усталостной прочности при достаточной вязкости и пластичности стальные шатуны подвергают в процессе штамповки промежуточной термообработке, а после штамповки — полированию, обдувке дробью, нормализации, закалке и отпуску.

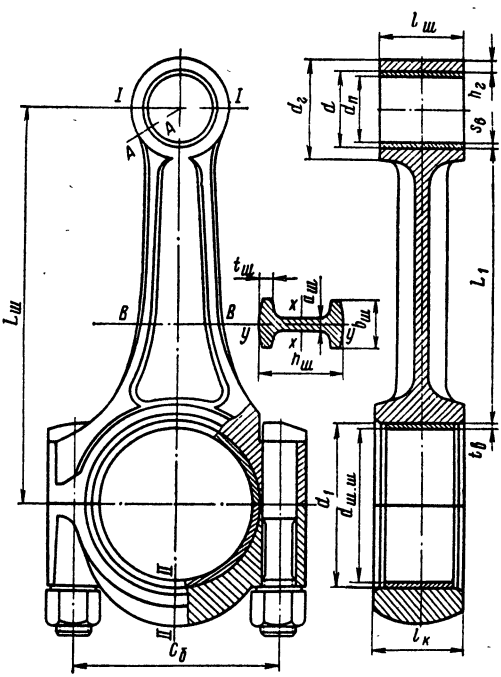


Рис. 13.1. Расчетная схема шатунной группы

Хорошие перспективы имеются для изготовления шатунов из композиционных материалов (рис. 13.2). Основой таких шатунов служат металлические вкладыши *1* с антифрикционным покрытием или керамика, обмотанные предварительно натянутым, очень прочным волокном *2* и залитые полимерным материалом — матрицей *3*. Соединение разъемной нижней головки шатуна осуществляется с помощью хомутов *4* и стяжных болтов *5*, не нарушающих структуры материала шатуна и нижней крышки.

Значения основных конструктивных параметров поршневой головки шатуна приведены в табл. 13.1.

Поршневая головка шатуна (см. рис. 13.1) рассчитывается на:

а) усталостную прочность в сечении *I* — *I* от действия инерционных сил (без учета запрессованной втулки), достигающих максимальных значений при работе дизеля на режиме максимальной частоты вращения холостого хода, а при работе бензинового двигателя на режиме разносной частоты вращения вала, равной $\simeq 1{,}38\, n_N$;

б) напряжения, возникающие в головке от воздействия на нее запрессованной втулки;

в) усталостную прочность в сечении *A* — *A* (место перехода головки шатуна в стержень — заделка головки) от действия

суммарных (газовых и инерционных) сил и запрессованной втулки. Расчет в этом случае производится для того режима работы двигателя, при котором амплитуда изменения суммарных сил максимальна.

Таблица 13.1

Величина	Бензиновые двигатели	Дизели
Внутренний диаметр поршневой головки d:		
без втулки	$d \approx d_п$	$d \approx d_п$
с втулкой	$(1{,}10-1{,}25)d_п$	$(1{,}10-1{,}25)d_п$
Наружный диаметр головки $d_г$	$(1{,}25-1{,}65)d_п$	$(1{,}3-1{,}7)d_п$
Длина поршневой головки шатуна $l_ш$:		
с закрепленным пальцем	$(0{,}28-0{,}32)D$	$(0{,}28-0{,}32)D$
с плавающим пальцем	$(0{,}33-0{,}45)D$	$(0{,}33-0{,}45)D$
Минимальная радиальная толщина стенки головки $h_г$	$(0{,}16-0{,}27)d_п$	$(0{,}16-0{,}27)d_п$
Радиальная толщина стенки втулки $s_в$	$(0{,}055-0{,}085)d_п$	$(0{,}070-0{,}085)d_п$

Сечение $I-I$ поршневой головки нагружается на режиме $n=n_{х.х}$ переменной силой инерции масс поршневой группы $m_п$ и верхней части головки $m_{в.г}$ (выше сечения $I-I$)

$$P_j = -(m_п + m_{в.г})\omega^2_{х.хmax} R(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi). \qquad (13.1)$$

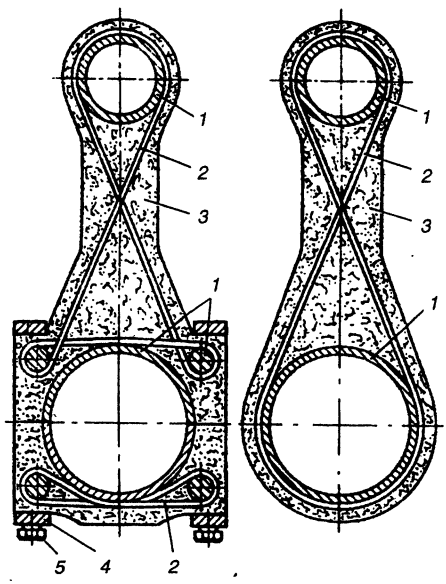


Рис. 13.2. Схемы шатунов из композиционных материалов:

1 — металлические вкладыши; *2* — силовое волокно; *3* — полимерный материал — матрица; *4* — хомуты под шатунные болты; *5* — шатунные болты

Величина $m_{в.г}$ определяется по геометрическим размерам верхней части головки и удельной массе материала шатуна или ориентировочно принимается в пределах 6 — 9% массы шатуна.

Сила P_j создает в сечении $I-I$ максимальное $\sigma_{max} = (m_п + m_{в.г})\omega^2_{х.хmax} R(1+\lambda)/(2h_г l_ш)$ и минимальное $\sigma_{min} = 0$ напряжения, так как при $P_j > 0$ сила инерции направлена к оси коленчатого вала и не нагружает сечение $I-I$. Следовательно, напряжения в сечении $I-I$ изменяются по закону пульсирующего цикла.

Запас прочности определяется по формулам, приведенным в § 11.3, и составляет для автомобильных и тракторных двигателей 2,5 — 5.

Напряжения в поршневой головке шатуна, возникающие от запрессовки в нее втулки и от различия коэффициентов расширения материалов втулки и головки, характеризуются суммарным натягом (мм)

$$\Delta_{\Sigma}=\Delta+\Delta_t, \tag{13.2}$$

где Δ — натяг посадки бронзовой втулки (при расчете принимается наибольшая величина в соответствии с применяемой посадкой), мм; Δt — температурный натяг, мм:

$$\Delta_t=d(\alpha_в-\alpha_т)\Delta T. \tag{13.3}$$

Здесь d — внутренний диаметр головки, мм; $\alpha_в=1{,}8\cdot10^{-5}$ 1/К — термический коэффициент расширения бронзовой втулки; $\alpha_в=1{,}0\cdot10^{-5}$1/К — термический коэффициент расширения стальной головки; ΔT — 100 — 200 К — средняя температура подогрева головки и втулки при работе двигателя.

Удельное давление (МПа) от суммарного натяга на поверхности соприкосновения втулки с головкой

$$p=\frac{\Delta_{\Sigma}}{d\left[\dfrac{(d_т^2+d^2)/(d_т^2-d^2)+\mu}{E_ш}+\dfrac{(d^2+d_п^2)/(d^2-d_п^2)-\mu}{E_в}\right]}, \tag{13.4}$$

где $d_т$, d и $d_п$ — соответственно наружный и внутренний диаметры головки и внутренний диаметр втулки, мм; $\mu=0{,}3$ — коэффициент Пуассона; $E_ш=2{,}2\cdot10^5$ — модуль упругости стального шатуна, МПа; $E_в=1{,}15\cdot10^5$ — модуль упругости бронзовой втулки, МПа.

Напряжения от суммарного натяга на внешней и внутренней поверхностях поршневой головки определяются по формуле Ляме:

$$\sigma'_d=p\frac{2d^2}{d_т^2-d^2}; \tag{13.5}$$

$$\sigma'_i=p\frac{d_т^2+d^2}{d_т^2-d^2}. \tag{13.6}$$

Значения σ'_a и σ'_i могут достигать 100 — 150 МПа. Следует отметить, что для плавающей втулки напряжения от суммарного натяга равны нулю.

Сечение $A-A$ поршневой головки на режиме $n=n_M$ или $n=n_N$ нагружается переменными суммарными силами $P=P_г+P_j$ и постоянной силой от действия запрессованной втулки.

Суммарная сила, растягивающая головку, достигает максимального значения при положении поршня в в.м.т. во время начала впуска. Эта сила определяется без учета незначительной в этот момент величины газовых сил

$$P_{jп}=-m_п R\omega^2(1+\lambda), \tag{13.7}$$

где $m_п$ — масса поршневой группы, кг; ω — угловая скорость ($\omega=\pi n_M/30$ рад/с при расчете на режиме $n=n_N$ и $\omega=\pi n_M/30$ рад/с — на режиме $n=n_M$).

На основании экспериментальных и расчетных данных принимают, что радиальное давление от силы $P_{jп}$ распределяется равномерно по внутренней поверхности верхней половины головки (рис. 13.3, *а*).

В соответствии с расчетной схемой (рис. 13.3, *а*) принимается, что нижняя часть головки, опирающаяся на стержень большой жесткости, не деформируется, а действие отброшенной правой части головки заменяется нормальной силой N_{j0} (Н) и изгибающим моментом M_{j0} (Н·м).

$$N_{j0}=-P_{jп}(0{,}572-0{,}008\varphi_{ш.з}); \tag{13.8}$$

$$M_{j0}=-P_{jп}r_{ср}(0{,}00033\varphi_{ш.в}-0{,}0297), \tag{13.9}$$

где $\varphi_{ш.з}$ — угол заделки, град; $r_{ср}=(d_г+d)/4$ — средний радиус поршневой головки, м.

На участке *1*, лежащем в интервале изменения угла $\varphi_ш$ от 0 до 90°:

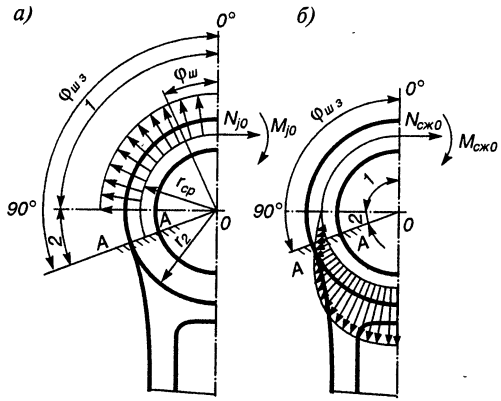


Рис. 13.3. Распределение нагрузок на поршневую головку шатуна:

а — при растяжении; *б* — при сжатии

$$N_{j1}=N_{j0}\cos\varphi_ш-0{,}5P_{jп}(1-\cos\varphi_ш); \tag{13.10}$$

$$M_{j1}=M_{j0}+N_{j0}r_{ср}(1-\cos\varphi_ш)+0{,}5P_{jп}r_{ср}(1-\cos\varphi_ш). \tag{13.11}$$

На участке *2*, лежащем в интервале изменения угла $\varphi_ш$ от 90° до угла заделки $\varphi_{ш.з}$:

$$N_{j2}=N_{j0}\cos\varphi_{ш}-0{,}5P_{jш}(\sin\varphi_{ш}-\cos\varphi_{ш}); \quad (13.12)$$

$$M_{j2}=M_{j0}+N_{j0}r_{ср}(1-\cos\varphi_{ш})+0{,}5P_{jш}r_{ср}(\sin\varphi_{ш}-\cos\varphi_{ш}). \quad (13.13)$$

Для опасного сечения A — A при $\varphi_{ш}=\varphi_{ш.з}$ значения нормальной силы и изгибающего момента подсчитывают по формулам (13.12) и (13.13).

По значениям $N_{j\varphi ш.з}$ и $M_{j\varphi ш.з}$ определяют напряжения в головке на внешнем и на внутреннем волокнах.

Без учета запрессованной втулки напряжения (МПа) в сечении A — A головки шатуна:

на внешнем волокне

$$\sigma_{aj}=\left[2M_{j\varphi ш.з}\frac{6r_{ср}+h_{т}}{h_{т}(2r_{ср}+h_{т})}+N_{j\varphi ш.з}\right]\frac{10^{-6}}{l_{ш}h_{т}}; \quad (13.14)$$

на внутреннем волокне

$$\sigma_{ij}=\left[-2M_{j\varphi ш.з}\frac{6r_{ср}+h_{т}}{h_{т}(2r_{ср}-h_{т})}+N_{j\varphi ш.з}\right]\frac{10^{-6}}{l_{ш}h_{т}}, \quad (13.15)$$

где $h_{т}=(d_{т}-d)/2$ — толщина стенки головки, м; $l_{ш}$ — длина поршневой головки, м.

При наличии запрессованной втулки в головке шатуна происходит их совместная деформация. Вследствие этого на головку передается не вся нормальная сила $N_{j\varphi ш.з}$, а ее часть, пропорциональная коэффициенту K. Влиянием втулки на уменьшение изгибающего момента $M_{j\varphi ш.з}$ пренебрегают.

Коэффициент

$$K=E_{ш}F_{т}/(E_{ш}E_{т}+E_{в}F_{в}), \quad (13.16)$$

где $F_{т}=(d_{т}-d)l_{ш}$ и $F_{в}=(d-d_{п})l_{ш}$ — соответственно площадь сечения стенок головки и втулки.

С учетом коэффициента K напряжения

$$\sigma_{aj}=\left[2M_{j\varphi ш.з}\frac{6r_{ср}+h_{т}}{h_{т}(r_{ср}+h_{т})}+KN_{j\varphi ш.з}\right]\frac{10^{-6}}{l_{ш}h_{т}}; \quad (13.17)$$

$$\sigma_{ij}=\left[-2M_{j\varphi ш.з}\frac{6r_{ср}+h_{т}}{h_{т}(2r_{ср}-h_{т})}+KN_{j\varphi ш.з}\right]\frac{10^{-6}}{l_{ш}h_{т}}. \quad (13.18)$$

Суммарная сила (Н), сжимающая головку, достигает максимального значения после в.м.т. (10 — 20° угла поворота кривошипа) в начале расширения

$$P_{сж} = (p_{z_д} - p_0)F_п + P_{jп} = (p_{z_д} - p_0)F_п - $$
$$- m_п R\omega^2 (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi), \qquad (13.19)$$

где $p_{z_д}$ — максимальное давление сгорания, определяемое по скругленной индикаторной диаграмме; $P_{jп}$ — сила инерции массы поршневой группы при значении φ, соответствующем значению угла кривошипа $p_{z_д}$.

Пренебрегая смещением максимальной газовой силы относительно в.м.т., находим приближенно

$$P_{сж} = (p_{z_д} - p_0)F_п - m_п R\omega^2 (1 + \lambda). \qquad (13.20)$$

Радиальное давление от сжимающей силы $P_{сж}$ на внутреннюю поверхность нижней половины головки принимается косинусоидальным, как показано на расчетной схеме (рис. 13.3, *б*).

Для любого сечения на участках *1* и *2*

$$N_{сж1} = P_{сж} \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} \cos\varphi_ш; \qquad (13.21)$$

$$M_{сж1} = P_{сж} r_{ср} \left[\frac{M_{сж0}}{P_{сж} r_{ср}} + \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} (1 - \cos\varphi_ш) \right]; \qquad (13.22)$$

$$N_{сж2} = P_{сж} \left[\frac{N_{сж0}}{P_{сж}} + \left(\frac{\sin\varphi_ш}{2} - \frac{\varphi_ш}{\pi} \sin\varphi_ш - \frac{1}{\pi} \cos\varphi_ш \right) \right]; \qquad (13.23)$$

$$M_{сж2} = P_{сж} r_{ср} \left[\frac{M_{сж0}}{P_{сж} r_{ср}} + \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} (1 - \cos\varphi_ш) - \right.$$
$$\left. - \left(\frac{\sin\varphi_ш}{2} - \frac{\varphi_ш}{\pi} \sin\varphi_ш - \frac{1}{\pi} \cos\varphi_ш \right) \right]. \qquad (13.24)$$

В уравнениях (13.23) и (13.24) значения угла $\varphi_ш$ в отношении $\varphi_ш/\pi$ подставляют в радианах, а значения $N_{сж0}/P_{сж}$ и $M_{сж0}/(P_{сж} r_{ср})$ в зависимости от угла $\varphi_{ш.з}$ заделки определяют по табл. 13.2.

Таблица 13.2

Параметры	Угол заделки $\varphi_{ш.з}$, град						
	100	105	110	115	120	125	130
$N_{сж0}/P_{сж}$	0,0001	0,0005	0,0009	0,0018	0,0030	0,0060	0,0085
$M_{сж0}/(P_{сж} r_{ср})$	0	0,00010	0,00025	0,00060	0,00110	0,00180	0,00300

Таблица 13.3

$f(\varphi_{ш.з})$	Угол заделки $\varphi_{ш.з}$, град						
	100	105	110	115	120	125	130
$\cos\varphi_{ш.з}$	−0,1736	−0,2588	−0,3420	−0,4226	−0,5000	−0,5736	−0,6428
$1-\cos\varphi_{ш.з}$	1,1736	1,2588	1,3420	1,4226	1,5000	1,5736	1,6428
$\sin\varphi_{ш.з}-\cos\varphi_{ш.з}$	1,1584	1,2247	1,2817	1,3289	1,3660	1,3928	1,4088
$\frac{\sin\varphi_{ш.з}}{2}-\frac{\varphi_{ш.з}}{2}\times$ $\times\sin\varphi_{ш.з}-$ $-\frac{1}{\pi}\cos\varphi_{ш.з}$	0,0011	0,0020	0,0047	0,0086	0,0130	0,0235	0,0304

Для облегчения вычисления изгибающего момента и нормальной силы в табл. 13.3 приведены значения тригонометрических зависимостей в функции угла $\varphi_ш$.

Значения нормальной силы $N_{сж\varphi_{ш.з}}$ и изгибающего момента $M_{сж\varphi_{ш.з}}$ для опасного сечения $A-A$ ($\varphi_ш=\varphi_{ш.з}$) определяются по формулам (13.23) и (13.24).

Напряжения от суммарной сжимающей силы в сечении $A-A$:

на внешнем волокне

$$\sigma_{асж}=\left[=M_{сж\varphi_{ш.з}}\frac{6r_{ср}+h_т}{h_т(2r_{ср}+h_т)}+KN_{сж\varphi_{ш.з}}\right]\frac{1\cdot10^{-6}}{l_ш h_v}; \qquad (13.25)$$

на внутреннем волокне

$$\sigma_{iсж}=\left[-2M_{сж\varphi_{ш.з}}\frac{6r_{ср}+h_т}{h_v(2r_{ср}-h_т)}+KN_{сж\varphi_{ш.з}}\right]\frac{1\cdot10^{-6}}{l_ш h_v}, \qquad (13.26)$$

где K — коэффициент, учитывающий наличие запрессованной бронзовой втулки [см. формулу (13.16)].

Запас прочности поршневой головки шатуна в сечении $A-A$ определяется по уравнениям, приведенным в § 11.3. Суммарные напряжения, вызываемые в этом сечении газовыми и инерционными силами и запрессованной втулкой, изменяются по асимметричному циклу, а минимальным запасом прочности обладает наружное волокно, для которого

$$\sigma_{max}=\sigma'_a+\sigma_{aj}; \qquad (13.27)$$

$$\sigma_{min}=\sigma'_a+\sigma_{асж}. \qquad (13.28)$$

Запас прочности поршневых головок изменяется в пределах 2,5 — 5,0. Повышение запаса прочности и снижение напряжений

внешнего волокна достигаются за счет уменьшения угла заделки до $\varphi_{ш.з}=90°$ и увеличения радиуса дуги сопряжения головки со стержнем.

Расчет поршневой головки шатуна карбюраторного двигателя. Из теплового и динамического расчетов имеем давление сгорания $p_{z_д}=5{,}502$ МПа на режиме $n=n_N=5600$ мин$^{-1}$ при $\varphi=370°$, массу поршневой группы $m_п=0{,}478$ кг; массу шатунной группы $m_ш=0{,}716$ кг; максимальную (разностную) частоту вращения при холостом ходе $n_{х.хmax}=6000$ мин$^{-1}$; ход поршня $S=78$ мм; площадь поршня $F_п=47{,}76$ см^2; $\lambda=0{,}285$. Из расчета поршневой группы имеем диаметр поршневого пальца $d_п=22$ мм; длину поршневой головки шатуна $l_ш=28$ мм. По табл. 13.1 принимаем: наружный диаметр головки $d_г=30{,}4$ мм; внутренний диаметр головки $d=24{,}4$ мм; радиальную толщину стенки головки $h_г=(d_г-d)/2=(30{,}4-24{,}4)/2=3$ мм; радиальную толщину стенки втулки $s_в=(d-d_п)/2=(24{,}4-22)/2=1{,}2$ мм.

Материал шатуна — углеродистая сталь 45Г2; $E_ш=2{,}2\cdot10^5$ МПа, $\alpha_т=1\cdot10^{-5}$ 1/К. Материал втулки — бронза; $E_в=1{,}15\cdot10^5$ МПа, $\alpha_в=1{,}8\cdot10^{-5}$ 1/К.

По табл. 11.2 и 11.4 для углеродистой стали 45Г2:

предел прочности $\sigma_т=800$ МПа;

пределы усталости при изгибе $\sigma_{-1}=350$ МПа и растяжении — сжатии $\sigma_{-1р}=210$ МПа;

предел текучести $\sigma_т=420$ МПа;

коэффициенты приведения цикла при изгибе $\alpha_\sigma=0{,}17$ и растяжении — сжатии $\alpha_\sigma=0{,}12$.

По формулам (11.1) — (11.3) определяем:

при изгибе

$$\beta_\sigma=\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_т}=\frac{350}{420}=0{,}833 \text{ и } \frac{\beta_\sigma-\alpha_\sigma}{1-\beta_\sigma}=\frac{0{,}833-0{,}17}{1-0{,}833}=3{,}97;$$

при растяжении — сжатии

$$\beta_\sigma=\frac{\sigma_{-1р}}{\sigma_т}=\frac{210}{420}=0{,}5 \text{ и } \frac{\beta_\sigma-\alpha_\sigma}{1-\beta_\sigma}=\frac{0{,}5-0{,}12}{1-0{,}5}=0{,}76.$$

Расчет сечения $I-I$ (см. рис. 13.1):

максимальное напряжение пульсирующего цикла

$$\sigma_{max}=\frac{(m_п+m_{в.г})\omega^2_{х.х\,max}R(1+\lambda)}{2\cdot h_г l_ш}=$$

$$=\frac{(0{,}478+0{,}043)\cdot628^2\cdot0{,}039\,(1+0{,}285)\cdot10^{-6}}{2\cdot0{,}003\cdot0{,}028}=60{,}91 \text{ МПа},$$

где $m_{в.г}=0{,}06m_ш=0{,}06\cdot 0{,}716=0{,}043$ кг — масса части головки выше сечения $I-I$;

$$\omega_{х.хmax}=\pi n_{х.хmax}/30=3{,}14\cdot 6000/30=628 \text{ рад/с};$$

среднее напряжение и амплитуда напряжений

$$\sigma_{m_0}=\sigma_{a_0}=\sigma_{max}/2=60{,}91/2=30{,}455 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{ak_0}=\sigma_{a_0}k_\sigma/(\varepsilon_м\varepsilon_п)=30{,}455\cdot 1{,}272/(0{,}86\cdot 0{,}9)=50 \text{ МПа},$$

где $k_\sigma=1{,}2+1{,}8\cdot 10^{-4}(\sigma_в-400)=1{,}2+1{,}8\cdot 10^{-4}(800-400)=1{,}272$ — эффективный коэффициент концентрации напряжений (головка не имеет резких переходов и концентрация напряжения в основном зависит от качественной структуры материала); $\varepsilon_м=0{,}86$ — масштабный коэффициент, определяется по табл. 11.7 (максимальный размер для сечения $I-I$ составляет 28 мм); $\varepsilon_п=0{,}9$ — коэффициент поверхностной чувствительности, определяется по табл. 11.8 (чистовое обтачивание внутренней поверхности головки);

$$\text{так как } \sigma_{ak_0}/\sigma_{m_0}=50/30{,}455=1{,}64>(\beta_\sigma-\alpha_\sigma)/(1-\beta_\sigma)=0{,}76,$$

то запас прочности в сечении $I-I$ определяется по пределу усталости:

$$n_\sigma=\sigma_{-1p}/(\sigma_{ak_0}+\alpha_\sigma\sigma_{m_0})=210/(50+0{,}12\cdot 30{,}455)=3{,}9.$$

Напряжения от запрессованной втулки:
суммарный натяг

$$\Delta_\Sigma=\Delta+\Delta_t=0{,}04+0{,}0215=0{,}0615 \text{ мм},$$

где $\Delta=0{,}04$ мм — натяг посадки бронзовой втулки; $\Delta t=d(\alpha_в-\alpha_г)\Delta T=24{,}4(1{,}8\cdot 10^{-5}-1{,}0\cdot 10^{-5})\cdot 110=0{,}0215$ мм — температурный натяг; $\Delta T=110$ К — средний подогрев головки и втулки;

удельное давление на поверхности соприкосновения втулки с головкой

$$p=\frac{\Delta_\Sigma}{d\left[\dfrac{(d_г^2+d^2)/(d_г^2-d^2)+\mu}{E_ш}+\dfrac{(d^2+d_п^2)/(d^2-d_п^2)-\mu}{E_в}\right]}=$$

$$=\frac{0{,}0615}{24{,}4\left[\dfrac{(30{,}4^2+24{,}4^2)/(30{,}4^2-24{,}4^2)+0{,}3}{2{,}2\cdot 10^5}+\dfrac{(24{,}4^2+22^2)/(24{,}4^2-22^2)-0{,}3}{1{,}15\cdot 10^5}\right]}=$$

$$=24{,}2 \text{ МПа},$$

где $\mu=0{,}3$ — коэффициент Пуассона;

напряжение от суммарного натяга на внутренней поверхности головки

$$\sigma_i' = p(d_г^2 + d^2)/(d_г^2 - d^2) =$$

$$= 24{,}2\,(30{,}4^2 + 24{,}4^2)/(30{,}4^2 - 24{,}4^2) = 111{,}8 \text{ МПа};$$

напряжение от суммарного натяга на внешней поверхности головки

$$\sigma_a' = p2d^2\,(d_г^2 - d^2) = 24{,}2 \cdot 2 \cdot 24{,}4^2/(30{,}4^2 - 24{,}4^2) = 87{,}6 \text{ МПа}.$$

Расчет сечения $A - A$ (см. рис. 13.1 и 13.3) на изгиб:
максимальная сила, растягивающая головку на режиме $n = n_N$

$$P_{jN} = -m_ш R\omega^2 (1 + \lambda) = -0{,}478 \cdot 0{,}039 \cdot 586^2 (1 + 0{,}285) =$$

$$= -8230 \text{ Н},$$

где $\omega = \pi n_N/30 = 3{,}14 \cdot 5600/30 = 586$ рад/с;
нормальная сила и изгибающий момент в сечении $0 - 0$:

$$N_{j0} = -P_{jш}(0{,}572 - 0{,}0008\varphi_{ш.з}) = -(-8230)(0{,}572 -$$

$$-0{,}0008 \cdot 105) = 4016 \text{ Н};$$

$$M_{j0} = -P_{jш} r_{ср}(0{,}00033\varphi_{ш.з} - 0{,}0297) = -(-8230) \times$$

$$\times 0{,}0137\,(0{,}00033 \cdot 105 - 0{,}0297) = 0{,}56 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $\varphi_{ш.з} = 105°$ — угол заделки; $r_{ср} = (d_г + d)/4 = (30{,}4 + 24{,}4)/4 = 13{,}7$ мм — средний радиус головки;
нормальная сила и изгибающий момент в расчетном сечении от растягивающей силы:

$$N_{j\varphi_{ш.з}} = N_{j0}\cos\varphi_{ш.з} - 0{,}5P_{jN}(\sin\varphi_{ш.з} - \cos\varphi_{ш.з}) =$$

$$= 4016\cos 105° - 0{,}5 \cdot (-8230)(\sin 105° - \cos 105°) = 4000 \text{ Н};$$

$$M_{j\varphi_{ш.з}} = M_{j0} + N_{j0} r_{ср}(1 - \cos\varphi_{ш.з}) + 0{,}5P_{jN} r_{ср} \times$$

$$\times (\sin\varphi_{ш.з} - \cos\varphi_{ш.з}) = 0{,}56 + 4016 \cdot 0{,}0137\,(1 - \cos 105°) +$$

$$+ 0{,}5\,(-8230) \cdot 0{,}0137\,(\sin 105° - \cos 105°) = 0{,}75 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

напряжение на внешнем волокне от растягивающей силы

$$\sigma_{aj} = \left[2M_{j\varphi_{ш.з}} \frac{6r_{ср} + h_г}{h_г(2r_{ср} + h_г)} + KN_{j\varphi_{ш.з}}\right] \frac{10^{-6}}{l_ш h_г} =$$

$$=2\cdot 0{,}75\left[\frac{6\cdot 0{,}0137+0{,}003}{0{,}003\,(2\cdot 0{,}0137+0{,}003)}+0{,}827\cdot 4000\right]\frac{10^{-6}}{0{,}028\cdot 0{,}003}=$$

$$=56{,}2\ \text{МПа},$$

где $K=E_{ш}F_{г}/(E_{ш}F_{г}+E_{в}F_{в})=2{,}2\cdot 10^{5}\cdot 168/(2{,}2\cdot 10^{5}\cdot 168+1{,}15\cdot 10^{5}\times$ $\times 67{,}2)=0{,}827$; $F_{г}=(d_{г}-d)l_{ш}=(30{,}4-24{,}4)\cdot 28=168$ мм^2; $F_{в}=$ $=(d-d_{п})l_{ш}=(24{,}4-22)\cdot 28=67{,}2$ мм^2;

суммарная сила, сжимающая головку:

$$P_{сж}=(p_{z_д}-p_0)F_{п}-m_{п}R\omega^2(\cos\varphi+\lambda\cos 2\varphi)=$$

$$=(5{,}502-0{,}1)\cdot 0{,}004776\cdot 10^{6}-0{,}478\cdot 0{,}039\cdot 586^2(\cos 370^\circ+$$

$$+0{,}285\cos 740^\circ)=17\,780\ \text{Н};$$

нормальная сила и изгибающий момент в расчетном сечении от сжимающей силы:

$$N_{сж}\varphi_{ш.з}=P_{сж}\left[\frac{N_{сж0}}{P_{сж}}+\left(\frac{\sin\varphi_{ш.з}}{2}-\frac{\varphi_{ш.з}}{\pi}\sin\varphi_{ш.з}-\right.\right.$$

$$\left.\left.-\frac{1}{\pi}\cos\varphi_{ш.з}\right)\right]=17\,780\,(0{,}0005+0{,}002)=44{,}5\ \text{Н};$$

$$M_{сж\varphi_{ш.з}}=P_{сж}r_{ср}\left[\frac{M_{сж0}}{P_{сж}r_{ср}}+\frac{N_{сж0}}{P_{сж}}(1-\cos\varphi_{ш.з})-\right.$$

$$\left.-\left(\frac{\sin\varphi_{ш.з}}{2}-\frac{\varphi_{ш.з}}{\pi}\sin\varphi_{ш.з}-\frac{1}{\pi}\cos\varphi_{ш.з}\right)\right]=17\,780\cdot 0{,}0137\times$$

$$\times(0{,}0001+0{,}0005\cdot 1{,}2588-0{,}002)=-0{,}31\ \text{Н}\cdot\text{м},$$

где $N_{сж0}/P_{сж}=0{,}0005$ и $M_{сж0}/(P_{сж}r_{ср})=0{,}0001$ определены по табл. 13.2, а

$$f(\varphi_{ш.з})=\frac{\sin\varphi_{ш.з}}{2}-\frac{\varphi_{ш.з}}{\pi}\sin\varphi_{ш.з}-\frac{1}{\pi}\cos\varphi_{ш.з}=$$

$$=0{,}002\ \text{и}\ f(\varphi_{ш.з})=1-\cos\varphi_{ш.з}=1{,}2588$$

определено с помощью табл. 13.3;

напряжение на внешнем волокне от сжимающей силы:

$$\sigma_{асж}=\left[2M_{сж\varphi_{ш.з}}\frac{6r_{ср}+h_{г}}{h_{г}(2r_{ср}+h_{г})}+KN_{сж\varphi_{ш.з}}\right]\frac{10^{-6}}{l_{ш}h_{г}}=$$

$$= \left[2(-0,3) \frac{6 \cdot 0,0137 + 0,003}{0,003\,(2 \cdot 0,0137 + 0,003)} + 0,827 \cdot 44,5 \right] \times$$

$$\times \frac{10^{-6}}{0,028 \cdot 0,003} = -6,45 \text{ МПа};$$

максимальное и минимальное напряжения асимметричного цикла:

$$\sigma_{max} = \sigma'_a + \sigma_{aj} = 87,6 + 56,2 = 143,8 \text{ МПа};$$
$$\sigma_{min} = \sigma'_a + \sigma_{a\,сж} = 87,6 - 6,45 = 81,15 \text{ МПа};$$

среднее напряжение и амплитуды напряжения:

$$\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2 = (143,8 + 81,15)/2 = 112,48 \text{ МПа};$$
$$\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2 = (143,8 - 81,15)/2 = 31,33 \text{ МПа};$$
$$\sigma_{ak} = \sigma_a k_\sigma / (\varepsilon_м \varepsilon_п) = 31,33 \cdot 1,272/(0,86 \cdot 0,9) = 51,5 \text{ МПа}.$$

Так как $\sigma_{ak}/\sigma_m = 51,5/112,48 = 0,458 < (\beta_\sigma - \alpha_\sigma)/(1 - \beta_\sigma) = 3,97$, то запас прочности в сечении $A - A$ определяется по пределу текучести:

$$n_{T\sigma} = \sigma_т/(\sigma_{ak} + \sigma_m) = 420/(51,5 + 112,48) = 2,56.$$

Расчет поршневой головки шатуна дизеля. Из теплового и динамического расчетов имеем: максимальное давление сгорания $p_{z_д} = 11,307$ МПа на режиме $n_N = 2600$ мин$^{-1}$ при $\varphi = 370°$; массу поршневой группы $m_п = 2,94$ кг; массу шатунной группы $m_ш = 3,39$ кг; максимальную частоту вращения при холостом ходе $n_{х.хmax} = 2700$ мин$^{-1}$; ход поршня $S = 120$ мм; площадь поршня $F_п = 113$ см^2; $\lambda = 0,270$. Из расчета поршневой группы имеем: диаметр поршневого пальца $d_п = 45$ мм; длину поршневой головки шатуна $l_ш = 46$ мм. По табл. 13.1 принимаем: наружный диаметр головки $d_т = 64$ мм; внутренний диаметр головки $d = 50$ мм; радиальную толщину стенки головки $h_т = (d_т - d)/2 = (64 - 50)/2 = 7$ мм; радиальную толщину стенки втулки $s_в = (d - d_п)/2 = (50 - 45)/2 = 2,5$ мм. Материал шатуна — сталь 40Х; $E_ш = 2,2 \cdot 10^5$ МПа; $\alpha_т = 1 \cdot 10^{-5}$ 1/К. Материал втулки — бронза; $E_в = 1,15 \cdot 10^5$ МПа; $\alpha_в = 1,8 \cdot 10^{-5}$ 1/К.

По табл. 11.2 и 11.3 для стали 40Х: предел прочности $\sigma_в = 980$ МПа; пределы усталости при изгибе $\sigma_{-1} = 350$ МПа и растяжении — сжатии $\sigma_{-1р} = 300$ МПа; предел текучести $\sigma_т = 800$ МПа; коэффициенты приведения цикла при изгибе $\alpha_\sigma = 0,21$ и при растяжении — сжатии $\alpha_\sigma = 0,17$.

По формулам (11.1) — (11.3):

при изгибе

$$\beta_\sigma = \sigma_{-1}/\sigma_т = 350/800 = 0,438 \text{ и } (\beta_\sigma - \alpha_\sigma)/(1 - \beta_\sigma) =$$

$$=(0{,}438-0{,}21)/(1-0{,}438)=0{,}406;$$

при растяжении — сжатии

$$\beta_\sigma=\sigma_{-1р}/\sigma_т=300/800=0{,}375 \text{ и } (\beta_\sigma-\alpha_\sigma)/(1-\beta_\sigma)=$$

$$=(0{,}375-0{,}17)/(1-0{,}375)=0{,}328.$$

Расчет сечения $I-I$ (см. рис. 13.1):
максимальное напряжение пульсирующего цикла

$$\sigma_{max}=\frac{(m_ш+m_{в.г})\omega^2_{х.хmax}R(1+\lambda)\cdot 10^{-6}}{2h_г l_ш}=$$

$$=\frac{(2{,}94+0{,}27)\cdot 283^2\cdot 0{,}06\cdot(1+0{,}27)\cdot 10^{-6}}{2\cdot 0{,}007\cdot 0{,}046}=30{,}3 \text{ МПа},$$

где $m_{в.г}=0{,}08m_ш=0{,}08\cdot 3{,}39=0{,}27$ кг — масса части головки выше сечения $I-I$:

$$\omega_{х.хmax}=\pi n_{х.хmax}/30=3{,}14\cdot 2700/30=283 \text{ рад/с};$$

среднее напряжение и амплитуда напряжений

$$\sigma_{m0}=\sigma_{a0}=\sigma_{max}/2=30{,}3/2=15{,}15 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{ak0}=\sigma_{a0}k_\sigma/(\varepsilon_м\varepsilon_ш)=15{,}15\cdot 1{,}3/(0{,}77\cdot 0{,}72)=35{,}5 \text{ МПа},$$

где $k_\sigma=1{,}2+1{,}8\cdot 10^{-4}(\sigma_в-400)=1{,}2+1{,}8\cdot 10^{-4}(980-400)=1{,}3$ — эффективный коэффициент концентрации напряжений (головка не имеет резких переходов); $\varepsilon_м=0{,}77$ — масштабный коэффициент, определяется по табл. 11.7 (максимальный размер для сечения $I-I$ составляет 46 мм); $\varepsilon_ш=0{,}72$ — коэффициент поверхностной чувствительности, определяется по табл. 11.8 (грубое обтачивание);

так как $\sigma_{ak0}/\sigma_{m0}=35{,}5/15{,}15=2{,}34>(\beta_\sigma-\alpha_\sigma)/(1-\beta_\sigma)=0{,}328$, то запас прочности в сечении $I-I$ определяется по пределу усталости

$$n_\sigma=\sigma_{-1р}/(\sigma_{ak0}+\alpha_\sigma\sigma_{m0})=300/(35{,}5+0{,}7\cdot 15{,}15)=7{,}9.$$

Напряжения от запрессованной втулки:
суммарный натяг

$$\Delta_\Sigma=\Delta+\Delta_t=0{,}04+0{,}044=0{,}084 \text{ мм},$$

где $\Delta=0{,}04$ мм — натяг посадки бронзовой втулки; $\Delta t=d(\alpha_в-\alpha_т)\Delta T=$ $=50(1{,}8\cdot 10^{-5}-1{,}0\cdot 10^{-5})110=0{,}044$ мм; $\Delta T=110$ К — средняя температура подогрева головки и втулки;

удельное давление на поверхности соприкосновения втулки с головкой

$$p=\frac{\Delta_\Sigma}{d\left[\dfrac{(d_т^2+d^2)/(d_т^2-d^2)+\mu}{E_ш}+\dfrac{(d^2+d_п^2)/(d^2-d_п^2)-\mu}{E_в}\right]}=$$

$$=\frac{0{,}084}{50\left[\dfrac{(64^2+50^2)/(64^2-50^2)+0{,}3}{2{,}2\cdot10^5}+\dfrac{(50^2+45^2)/(50^2-45^2)-0{,}3}{1{,}15\cdot10^5}\right]}=$$

$$=16{,}73\text{ МПа},$$

где $\mu=0{,}3$ — коэффициент Пуассона;

напряжение от суммарного натяга на внешней поверхности головки

$$\sigma'_a=p2d^2/(d_т^2-d^2)=16{,}73\cdot2\cdot50^2/(64^2-50^2)=52{,}4\text{ МПа};$$

напряжение от суммарного натяга на внутренней поверхности головки

$$\sigma'_i=p\,(d_т^2+d^2)/(d_т^2-d^2)=16{,}73\cdot(64^2+50^2)/(64^2-50^2)=$$

$$=69{,}1\text{ МПа}.$$

Расчет сечения A — A (см. рис. 13.1, 13.3) на изгиб:

максимальная сила, растягивающая головку на режиме $n=n_N$:

$$P_{jп}=-m_п R\omega^2(1+\lambda)=-2{,}94\cdot0{,}06\cdot272^2(1+0{,}27)=-16\,580\text{ Н},$$

где $\omega=\pi n_N/30=3{,}14\cdot2600/30=272$ рад/с;

нормальная сила и изгибающий момент в сечении 0 — 0:

$$N_{j0}=-P_{jп}(0{,}572-0{,}0008\varphi_{ш.з})=$$

$$=-(-16\,580)(0{,}572-0{,}0008\cdot110)=8025\text{ Н};$$

$$M_{j0}=-P_{jp}r_{ср}(0{,}00033\varphi_{ш.з}-0{,}0297)=-(-16\,580)\times$$

$$\times0{,}0285(0{,}00033\cdot110-0{,}0297)=3{,}12\text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $\varphi_{ш.з}=110°$ — угол заделки;

$$r_{ср}=(d_т+d)/4=(64+50)/4=28{,}5\text{ мм};$$

нормальная сила и изгибающий момент в расчетном сечении от растягивающей силы:

$$N_{j\varphi_{ш.з}}=N_{j0}\cos\varphi_{ш.з}-0{,}5P_{jп}(\sin\varphi_{ш.з}-\cos\varphi_{ш.з})=$$

$$=8025\cos110°-0{,}5(-16\,580)(\sin110°-\cos110°)=7880\text{ Н};$$

$$M_{j\varphi_{ш.э}} = M_{j0} + N_{j0} r_{ср} (1 - \cos\varphi_{ш.э}) + 0{,}5 P_{jш} r_{ср} \times$$
$$\times (\sin\varphi_{ш.э} - \cos\varphi_{ш.э}) = 3{,}12 + 8025 \cdot 0{,}0285 (1 - \cos 110°) +$$
$$+ 0{,}5 (-16\,580) \cdot 0{,}0285 (\sin 110° - \cos 110°) = 7{,}12 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

напряжение на внешнем волокне от растягивающей силы

$$\sigma_{aj} = \left[2 M_{j\varphi_{ш.э}} \frac{6 r_{ср} + h_г}{h_г (2 r_{ср} + h_г)} + K N_{j\varphi_{ш.э}} \right] \frac{10^{-6}}{l_ш h_г} =$$

$$= \left[2 \cdot 7{,}12 \frac{6 \cdot 0{,}0285 + 0{,}007}{0{,}007 (2 \cdot 0{,}0285 + 0{,}007)} + 0{,}842 \cdot 7880 \right] \frac{10^{-6}}{0{,}046 \cdot 0{,}007} =$$

$$= 38{,}2 \text{ МПа},$$

где $K = E_ш F_г / (E_ш F_г + E_в F_в) = 2{,}2 \cdot 10^5 \cdot 644 / (2{,}2 \times 10^5 \cdot 644 + 1{,}15 \cdot 10^5 \cdot 230) = 0{,}842$;

$$F_г = (d_г - d) l_ш = (64 - 50) 46 = 644 \text{ мм}^2,$$
$$F_в = (d - d_п) l_ш = (50 - 45) 46 = 230 \text{ мм}^2;$$

суммарная сила, сжимающая головку:

$$P_{сж} = (p_{zд} - p_0) F_п - m_ш R \omega^2 (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi) =$$
$$= (11{,}307 - 0{,}1)\, 0{,}0113 \cdot 10^6 - 2{,}94 \cdot 0{,}06 \cdot 272^2 (\cos 370° +$$
$$+ 0{,}27 \cos 740°) = 110470 \text{ Н};$$

нормальная сила и изгибающий момент в расчетном сечении от сжимающей силы:

$$N_{сж\varphi_{ш.э}} = P_{сж} \left[\frac{N_{сж0}}{P_{сж}} + \left(\frac{\sin\varphi_{ш.э}}{2} - \frac{\varphi_{ш.э}}{\pi} \sin\varphi_{ш.э} - \right.\right.$$
$$\left.\left. - \frac{1}{\pi} \cos\varphi_{ш.э} \right) \right] = 110\,470 (0{,}0009 + 0{,}0047) = 619 \text{ Н};$$

$$M_{сж\varphi_{ш.э}} = P_{сж} r_{ср} \left[\frac{M_{сж0}}{P_{сж} r_{ср}} + \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} (1 - \cos\varphi_{ш.э}) - \right.$$
$$\left. - \left(\frac{\sin\varphi_{ш.э}}{2} - \frac{\varphi_{ш.э}}{\pi} \sin\varphi_{щ.э} - \frac{1}{\pi} \cos\varphi_{ш.э} \right) \right] =$$

$$= 110470 \cdot 0{,}0285 (0{,}00025 + 0{,}0009 \cdot 1{,}342 - 0{,}0047) = -10{,}2 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $N_{сж0}/P_{сж} = 0{,}0009$ и $M_{сж0}/(P_{сж} r_{ср}) = 0{,}00025$ определяют по табл. 13.2, а $f(\varphi_{ш.э}) = \frac{\sin\varphi_{ш.э}}{2} - \frac{\varphi_{ш.э}}{\pi} \sin\varphi_{ш.э} - \frac{1}{\pi} \cos\varphi_{ш.э} = 0{,}0047$ и $f(\varphi_{ш.э}) = 1 - \cos\varphi_{ш.э} = 1{,}342$ — по табл. 13.3;

напряжение на внешнем волокне от сжимающей силы

$$\sigma_{a\,сж}=\left[2M_{сж\varphi_{ш.э}}\frac{6r_{ср}+h_т}{h_т(2r_{ср}+h_т)}+KN_{сж\varphi_{ш.э}}\right]\times$$

$$\times\frac{10^{-6}}{l_ш h_т}=\left[2(-10{,}2)\cdot\frac{6\cdot 0{,}0285+0{,}007}{0{,}007(2\cdot 0{,}0285+0{,}007)}+0{,}842\cdot 619\right]\times$$

$$\times\frac{10^{-6}}{0{,}046\cdot 0{,}007}=-23{,}5\ \text{МПа};$$

максимальное и минимальное напряжения асимметричного цикла:

$$\sigma_{max}=\sigma'_a+\sigma_{aj}=52{,}4+38{,}2=90{,}6\ \text{МПа};$$

$$\sigma_{min}=\sigma'_a+\sigma_{a\,сж}=52{,}4-23{,}5=28{,}9\ \text{МПа};$$

среднее напряжение и амплитуда напряжений:

$$\sigma_m=(\sigma_{max}+\sigma_{min})/2=(90{,}6+28{,}9)/2=59{,}75\ \text{МПа};$$

$$\sigma_a=(\sigma_{max}-\sigma_{min})/2=(90{,}6-28{,}9)/2=30{,}85\ \text{МПа};$$

$$\sigma_{ak}=\sigma_a k_\sigma/(\varepsilon_м\varepsilon_ш)=30{,}85\cdot 1{,}3/(0{,}77\cdot 0{,}72)=72{,}3\ \text{МПа}.$$

Так как $\sigma_{ak}/\sigma_m=72{,}3/59{,}75=1{,}21>(\beta_\sigma-\alpha_\sigma)/(1-\beta_\sigma)=0{,}406$, то запас прочности в сечении $A-A$ определяется по пределу усталости

$$n_\sigma=\sigma_{-1}/(\sigma_{ak}+\alpha_\sigma\sigma_m)=350/(72{,}3+0{,}21\cdot 59{,}75)=4{,}12.$$

13.2. КРИВОШИПНАЯ ГОЛОВКА

Основные конструктивные размеры кривошипной головки шатуна приведены в табл. 13.4.

Таблица 13.4

Размеры кривошипной головки	Пределы изменения	Размеры кривошипной головки	Пределы изменения
Диаметр шатунной шейки $d_{ш.ш}$	$(0{,}56-0{,}75)D$	Расстояние между шатунными болтами $C_б$	$(1{,}30-1{,}75)d_{ш.ш}$
Толщина стенки вкладыша $t_в$:			
тонкостенного	$(0{,}03-0{,}05)d_{ш.ш}$	Длина кривошипной головки $l_к$	$(0{,}45-0{,}95)d_{ш.ш}$
толстостенного	$0{,}1d_{ш.ш}$		

Точный расчет кривошипной головки весьма затруднен вследствие невозможности полного учета влияния конструктивных факторов. Приближенный расчет кривошипной головки шатуна сводится к определению напряжения изгиба в среднем сечении *II — II* крышки головки от инерционных сил P_{jp} (МН), имеющих максимальное значение в начале впуска ($\varphi=0°$) при работе дизеля, оснащенного регулятором частоты вращения коленчатого вала на режиме максимальной частоты вращения холостого хода:

$$P_{jp}=-\omega^2_{\text{х.х max}}R[(m_{\text{п}}+m_{\text{ш.п}})(1+\lambda)+(m_{\text{ш.х}}-m_{\text{кр}})]\cdot 10^{-6}, \quad (13.29)$$

где $m_{\text{п}}$ — масса поршневой группы кг; $m_{\text{ш.п}}$ и $m_{\text{ш.х}}$ — соответственно массы шатунной группы, совершающие возвратно-поступательное и вращательное движения, кг; $m_{\text{кр}}\approx(0{,}20\div 0{,}28)m_{\text{ш}}$ — масса крышки кривошипной головки, кг; $m_{\text{ш}}$ — масса шатунной группы, кг.

Напряжение изгиба крышки (МПа) с учетом совместной деформации вкладышей

$$\sigma_{\text{из}}=P_{jp}\left[\frac{0{,}023C_{\text{б}}}{(1+J_{\text{в}}/J)W_{\text{из}}}+\frac{0{,}4}{F_{\text{г}}}\right], \quad (13.30)$$

где $C_{\text{б}}$ — расстояние между шатунными болтами, м; $J_{\text{в}}=l_{\text{к}}t_{\text{в}}^3$ и $J=l_{\text{к}}(0{,}5C_{\text{б}}-r_1)^3$ — момент инерции расчетного сечения соответственно вкладыша и крышки, м^4; $W_{\text{из}}=l_{\text{к}}(0{,}5C_{\text{б}}-r_1)^2/6$ — момент сопротивления расчетного сечения крышки без учета ребер жесткости, м^3; $r_1=0{,}5(d_{\text{ш.ш}}+2t_{\text{в}})$ — внутренний радиус кривошипной головки, м; $d_{\text{ш.ш}}$ — диаметр шатунной шейки, м; $t_{\text{в}}$ — толщина стенки вкладыша, м; $F_{\text{в}}=l_{\text{к}}\cdot 0{,}5(C_{\text{б}}-d_{\text{ш.ш}})$ — суммарная площадь крышки и вкладыша в расчетном сечении, м^2.

Значение $\sigma_{\text{из}}$ изменяется в пределах 100 — 300 МПа.

Расчет кривошипной головки шатуна карбюраторного двигателя. Из динамического расчета и расчета поршневой головки шатуна имеем: радиус кривошипа $R=0{,}039$ м; массу поршневой группы $m_{\text{п}}=0{,}478$ кг; массу шатунной группы $m_{\text{ш}}=m_{\text{ш.п}}+m_{\text{ш.х}}=0{,}197+0{,}519=0{,}716$ кг; угловую частоту вращения $\omega_{\text{х.х max}}=628$ рад/с; $\lambda=0{,}285$. По табл. 13.4 принимаем: диаметр шатунной шейки $d_{\text{ш.ш}}=48$ мм; толщину стенки вкладыша $t_{\text{в}}=2$ мм; расстояние между шатунными болтами $C_{\text{б}}=62$ мм; длину кривошипной головки $l_{\text{к}}=26$ мм.

Максимальная сила инерции

$$P_{jp}=-\omega^2_{\text{х.х max}}R[(m_{\text{п}}+m_{\text{ш.п}})(1+\lambda)+(m_{\text{ш.х}}-m_{\text{кр}})]\cdot 10^{-6}=$$

$$=-(628)^2\cdot 0{,}039[(0{,}478+0{,}197)(1+0{,}285)+$$

$$+(0{,}519-0{,}179)]\cdot 10^{-6}=-0{,}0186 \text{ МН},$$

где $m_{кр}=0{,}25\cdot m_{ш}=0{,}25\cdot 0{,}716=0{,}179$ кг.

Момент сопротивления расчетного сечения

$$W_{из}=l_{к}(0{,}5c_{б}-r_{1})^{2}/6=0{,}026(0{,}5\cdot 0{,}062-0{,}026)^{2}/6=$$
$$=1{,}08\cdot 10^{-7} \text{ м}^{3},$$

где $r_1=0{,}5\,(d_{ш.ш}+2t_{в})=0{,}5\,(48+2\cdot 2)=26$ мм — внутренний радиус кривошипной головки шатуна.

Моменты инерции вкладыша и крышки:

$$J_{в}=l_{к}t_{в}^{3}=26\cdot 2^{3}\cdot 10^{-12}=208\cdot 10^{-12} \text{ м}^{4};$$
$$J=l_{к}(0{,}5c_{б}-r_{1})^{3}\cdot 10^{-12}=26\,(0{,}5\cdot 62-26)^{3}\cdot 10^{-12}=$$
$$=3250\cdot 10^{-12} \text{ м}^{4}.$$

Напряжение изгиба крышки и вкладыша

$$\sigma_{из}=P_{jp}\left[\frac{0{,}023c_{б}}{(1+J_{в}/J)W_{из}}+\frac{0{,}4}{F_{г}}\right]=$$

$$=0{,}0186\left[\frac{0{,}023\cdot 0{,}062}{(1+208\cdot 10^{-12}/3250\cdot 10^{-12})\,1{,}08\cdot 10^{-7}}+\frac{0{,}4}{0{,}000182}\right]=273 \text{ МПа},$$

где $F_{г}=l_{к}\,0{,}5\,(c_{б}-d_{ш.ш})=26\cdot 0{,}5\,(62-48)\cdot 10^{-6}=0{,}000182$ м^2.

Расчет кривошипной головки шатуна дизеля. Из динамического расчета и расчета поршневой головки шатуна имеем: радиус кривошипа $R=0{,}06$ м; массу поршневой группы $m_{п}=2{,}94$ кг; массу шатунной группы $m_{ш}=0{,}932+2{,}458=3{,}39$ кг; $\omega_{к.х\,max}=283$ рад/с; $\lambda=0{,}27$. По табл. 13.4 принимаем: диаметр шатунной шейки $d_{ш.ш}=80$ мм; толщина стенки вкладыша $t_{в}=3{,}0$ мм; расстояние между шатунными болтами $C_{б}=106$ мм; длина кривошипной головки $l_{к}=33$ мм.

Максимальная сила инерции

$$P_{jp}=-\omega_{к.х\,max}^{2}R[(m_{п}+m_{ш.п})(1+\lambda)+(m_{ш.х}-m_{кр})]\cdot 10^{-6}=$$
$$=-(283)^{2}\cdot 0{,}06[(2{,}49+0{,}932)(1+0{,}27)+(2{,}458-0{,}848)]\cdot 10^{-6}=$$
$$=-0{,}0286 \text{ МН},$$

где $m_{кр}=0{,}25m_{ш}=0{,}25\cdot 3{,}39=0{,}848$ кг.

Момент сопротивления расчетного сечения

$$W_{из}=l_{к}(0{,}5c_{б}-r_{1})^{2}/6=33(0{,}5\cdot 106-43)^{2}\cdot 10^{-6}/6=$$
$$=5{,}50\cdot 10^{-7} \text{ м}^{3},$$

где $r_1 = 0{,}5(d_{ш.ш} + 2t_в) = 0{,}5(80 + 2 \cdot 3) = 43$ мм — внутренний радиус кривошипной головки шатуна.

Моменты инерции вкладыша и крышки

$$J_в = l_к t_в^3 = 33 \cdot 3^3 \cdot 10^{-12} = 891 \cdot 10^{-12} \text{ м}^4;$$

$$J = l_к (0{,}5c_б - r_1)^3 = 33(0{,}5 \cdot 106 - 43)^3 \cdot 10^{-12} =$$

$$= 33\,000 \cdot 10^{-12} \text{ м}^4.$$

Напряжение изгиба крышки и вкладыша

$$\sigma_{из} = P_{jp}\left[\frac{0{,}023c_б}{(1 + J_в/J)W_{из}} + \frac{0{,}4}{F_г}\right] = 0{,}0286 \times$$

$$\times \left[\frac{0{,}023 \cdot 0{,}106}{(1 + 891 \cdot 10^{-12}/33\,000 \cdot 10^{-12}) \cdot 5{,}50 \cdot 10^{-7}} + \frac{0{,}4}{0{,}000429}\right] = 150 \text{ МПа},$$

где $F_г = l_к 0{,}5(c_б - d_{ш.ш}) = 33 \cdot 0{,}5(106 - 80) \cdot 10^{-6} = 0{,}000429$ м^2.

13.3. СТЕРЖЕНЬ ШАТУНА

Основными конструктивными параметрами стержня шатуна кроме длины $L_ш = R/\lambda$ являются размеры его среднего сечения $B — B$ (см. рис. 13.1). Значения этих параметров для отечественных автомобильных и тракторных двигателей приведены в табл. 13.5.

Таблица 13.5

Размеры сечения шатуна	Карбюраторные двигатели	Дизели
$h_{ш\ min}$	$(0{,}50-0{,}55)d_г$	$(0{,}50-0{,}55)d_г$
$h_ш$	$(1{,}2-1{,}4)h_{ш\ min}$	$(1{,}2-1{,}4)h_{ш.\ min}$
$b_ш$	$(0{,}50-0{,}60)l_ш$	$(0{,}55-0{,}75)l_ш$
$a_ш \approx t_ш$	(2,5 — 4,0)	(4,0 — 7,5)

Стержень шатуна рассчитывают на усталостную прочность в среднем сечении $B — B$ от действия знакопеременных суммарных сил (газовых и инерционных), возникающих при работе двигателя на режимах $n = n_N$ или $n = n_M$. Обычно расчет ведется для режима максимальной мощности. Запас прочности сечения определяется в плоскости качания шатуна и в перпендикулярной плоскости. Условием равнопрочности стержня шатуна в обеих плоскостях является $n_x = n_y$.

Сила, сжимающая шатун, достигает максимального значения в начале рабочего хода при $p_{z_д}$ и определяется по результатам динамического расчета или по формуле

$$P_{сж}=P_г+P_j=[F_п(p_{z_д}-p_0)-$$

$$-m_jR\omega^2(\cos\varphi+\lambda\cos 2\varphi)]\cdot 10^{-6}, \qquad (13.31)$$

где $m_j=m_п+0{,}275m_ш$ — масса возвратно движущихся частей кривошипно-шатунного механизма (условно предполагается, что среднее сечение B — B находится в центре тяжести шатуна).

Сила, растягивающая шатун, достигает максимального значения в начале впуска (в. в.м.т.) и также определяется по результатам динамического расчета или по формуле

$$P_р=P_г+P_j=[p_rF_п-m_jR\omega^2(1+\lambda)]\cdot 10^{-6}, \qquad (13.32)$$

где p_r — давление остаточных газов.

От сжимающей силы $P_{сж}$ в сечении B — B возникают максимальные напряжения сжатия и продольного изгиба (МПа):

в плоскости качания шатуна

$$\sigma_{max\ x}=K_xP_{сж}/F_{ср}, \qquad (13.33)$$

где $K_x=1+\dfrac{\sigma_e}{\pi^2E_ш}\dfrac{L_ш^2}{J_x}F_{ср}$ — коэффициент, учитывающий влияние продольного изгиба шатуна в плоскости качания шатуна; $\sigma_e=\sigma_в$ — предел упругости материала шатуна, МПа; $L_ш=R/\lambda$ — длина шатуна, м; $J_x=[b_ш h_ш^3-(b_ш-a_ш)(h_ш-2t_ш)^3]/12$ — момент инерции сечения B — B относительно оси x — x, перпендикулярной плоскости качания шатуна, м^4; $F_{ср}=h_ш b_ш-(b_ш-a_ш)(h_ш-2t_ш)$ — площадь среднего сечения шатуна, м^2;

в плоскости, перпендикулярной плоскости качания:

$$\sigma_{max\ y}=K_yP_{сж}/F_{ср}, \qquad (13.34)$$

где $K_y=1+\dfrac{\sigma_e}{\pi^2E_ш}\dfrac{L_1^2F_{ср}}{4J_y}$ — коэффициент, учитывающий влияние продольного изгиба шатуна в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна; $L_1=L_ш-(d+d_1)/2$ — длина стержня шатуна между поршневой и кривошипной головками, м; $J_y=[h_ш b^3{}_ш-(h_ш-2t_ш)(b_ш-a_ш)^3]/12$ — момент инерции сечения B — B относительно оси y — y, лежащей в плоскости качания шатуна, м^4.

Для современных автомобильных и тракторных двигателей напряжения $\sigma_{max\ x}$ и $\sigma_{max\ y}$ (МПа) не должны превышать:

Для углеродистых сталей	160—250
Для легированных сталей	200—350

Минимальное напряжение, возникающее в сечении $B-B$ от растягивающей силы $P_р$, определяется в плоскости качания шатуна и в перпендикулярной плоскости:

$$\sigma_{min}=P_р/F_{ср}. \qquad (13.35)$$

Запасы прочности стержня шатуна в плоскости качания n_x и в перпендикулярной плоскости n_y определяются по уравнениям, приведенным в § 11.3. При определении n_x и n_y принимается, что коэффициенты концентрации напряжений k_σ зависят только от материала шатуна. Для шатунов автомобильных и тракторных двигателей значения n_x и n_y не должны быть ниже 1,5.

Расчет стержня шатуна карбюраторного двигателя. Из динамического расчета имеем: $P_{сж}=P_г+P_j=14505$ Н$\approx 0{,}0145$ МН при $\varphi=370°$; $P_р=P_г+P_j=-11500$ Н$=-0{,}0115$ МН при $\varphi=0°$; $L_ш=$ $=136{,}8$ мм. По табл. 13.5 принимаем (см. рис. 13.1): $h_ш=23$ мм; $b_ш=16$ мм; $a_ш=3{,}2$ мм; $t_ш=3{,}4$ мм. Из расчетов поршневой и кривошипной головок шатуна: $d=24{,}4$ мм, $d_1=52$ мм; характеристики прочности материала шатуна (сталь 45Г2).

Площадь и моменты инерции расчетного сечения $B-B$:

$$F_{ср}=h_ш b_ш-(b_ш-a_ш)(h_ш-2t_ш)=$$
$$=23\cdot 16-(16-3{,}2)(23-2\cdot 3{,}4)=160{,}6 \text{ мм}^2=160{,}6\cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$
$$J_x=[b_ш h_ш^3-(b_ш-a_ш)(h_ш-2t_ш)^3]/12=$$
$$=[16\cdot 23^3-(16-3{,}2)(23-2\cdot 3{,}4)^3]/12=$$
$$=11687 \text{ мм}^4\approx 116{,}9\cdot 10^{-10} \text{ м}^4;$$
$$J_y=[h_ш b_ш^3-(h_ш-2t_ш)(b_ш-a_ш)^3]/12=$$
$$=[23\cdot 16^3-(23-2\cdot 3{,}4)(16-3{,}2)^3]/12=5020 \text{ мм}^4=502\cdot 10^{-11} \text{ м}^4.$$

Максимальное напряжение от сжимающей силы:
в плоскости качания шатуна

$$\sigma_{max\ x}=K_x P_{сж}/F_{ср}=1{,}095\cdot 0{,}0145/(160{,}0\cdot 10^{-6})=99 \text{ МПа},$$

где $K_x=1+\dfrac{\sigma_e}{\pi^2 E_ш}\dfrac{L_ш^2}{J_x}F_{ср}=1+\dfrac{800}{3{,}14^2\cdot 2{,}2\cdot 10^5}\dfrac{136{,}8^2}{11687}160{,}6=1{,}095$, $\sigma_e=\sigma_в=$ $=800$ МПа;

в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна:

$$\sigma_{max\ y}=K_y P_{сж}/F_{ср}=1{,}029\cdot 0{,}0145/(160{,}6\cdot 10^{-6})=93 \text{ МПа},$$

где $K_y=1+\dfrac{\sigma_e}{\pi^2 E_ш}\dfrac{L_1^2}{4J_y}F_{ср}=1+\dfrac{800}{3{,}14^2\cdot 2{,}2\cdot 10^5}\dfrac{98{,}6^2}{4\cdot 5020}160{,}6=1{,}029;$

$$L_1 = L_ш - (d + d_1)/2 = 136{,}8 - (24{,}4 + 52)/2 = 98{,}6 \text{ мм}.$$

Минимальное напряжение от растягивающей силы

$$\sigma_{min} = P_р/F_{ср} = -0{,}0115/160{,}6 \cdot 10^{-6} = -71{,}6 \text{ МПа}.$$

Средние напряжения и амплитуды цикла:

$$\sigma_{mx} = (\sigma_{max\ x} + \sigma_{min})/2 = (99 - 71{,}6)/2 = 13{,}7 \text{ МПа};$$
$$\sigma_{my} = (\sigma_{max\ y} + \sigma_{min})/2 = (93 - 71{,}6)/2 = 10{,}7 \text{ МПа};$$
$$\sigma_{ax} = (\sigma_{max\ x} - \sigma_{min})/2 = (99 + 71{,}6)/2 = 85{,}3 \text{ МПа};$$
$$\sigma_{ay} = (\sigma_{max\ y} - \sigma_{min})/2 = (93 + 71{,}6)/2 = 82{,}3 \text{ МПа};$$
$$\sigma_{akx} = \sigma_{ax} k_\sigma/(\varepsilon_м \varepsilon_п) = 85{,}3 \cdot 1{,}272/(0{,}88 \cdot 1{,}3) = 94{,}8 \text{ МПа};$$
$$\sigma_{aky} = \sigma_{ay} k_\sigma/(\varepsilon_м \varepsilon_п) = 82{,}3 \cdot 1{,}272/(0{,}88 \cdot 1{,}3) = 91{,}5 \text{ МПа},$$

где $k_\sigma = 1{,}2 + 1{,}8 \cdot 10^{-4}(\sigma_в - 400) = 1{,}2 + 1{,}8 \cdot 10^{-4}(800 - 400) = 1{,}272$; $\varepsilon_м = 0{,}88$ — определяется по табл. 11.7 (максимальный размер сечения стержня шатуна 23 мм); $\varepsilon_п = 1{,}3$ — определяется по табл. 11.8 с учетом поверхностного упрочнения стержня шатуна обдувкой дробью.

Так как $\frac{\sigma_{akx}}{\sigma_{mx}} = \frac{94{,}8}{13{,}7} > \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = 0{,}76$ (см. расчет поршневой головки шатуна карбюраторного двигателя) и $\sigma_{aky}/\sigma_{my} = 91{,}5/10{,}7 > 0{,}76$, то запасы прочности в сечении B — B определяются по пределу усталости:

$$n_{\sigma x} = \sigma_{-1р}/(\sigma_{akx} + \alpha_\sigma \sigma_{mx}) = 210/(94{,}80 + 0{,}12 \cdot 13{,}7) = 2{,}18;$$
$$n_{\sigma y} = \sigma_{-1р}/(\sigma_{aky} + \alpha_\sigma \sigma_{my}) = 210/(91{,}5 + 0{,}12 \cdot 10{,}7) = 2{,}26.$$

Расчет стержня шатуна дизеля. Из динамического расчета имеем: $P_{сж} = P_г + P_j = 105{,}6$ кН $= 0{,}1056$ МН при $\varphi = 370°$; $P_p = P_г + P_j = -21{,}14$ кН $= -0{,}02114$ МН при $\varphi = 0°$; длина шатуна $L_ш = 222$ мм. По табл. 13.5 принимаем (см. рис. 13.1): $h_ш = 40$ мм; $b_ш = 30$ мм; $a_ш = 7$ мм; $t_ш = 7$ мм. Из расчетов поршневой и кривошипной головок: $d = 50$ мм; $d_1 = 86$ мм; характеристика прочности материала шатуна (сталь 40Х).

Площадь и моменты инерции расчетного сечения B — B

$$F_{ср} = h_ш b_ш - (b_ш - a_ш)(h_ш - 2t_ш) = 40 \cdot 30 - (30 - 7)(40 - 2 \cdot 7) =$$
$$= 602 \text{ мм}^2 = 60{,}2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2;$$
$$J_x = [b_ш h_ш^3 - (b_ш - a_ш)(h_ш - 2t_ш)^3]/12 =$$
$$= [30 \cdot 40^3 - (30 - 7)(40 - 2 \cdot 7)^3]/12 = 123\,800 \text{ мм}^4 \approx 124 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4;$$

$$J_y=[h_ш b_ш^3-(h_ш-2t_ш)(b_ш-a_ш)^3]/12=$$

$$=[40\cdot 30^3-(40-2\cdot 7)(30-7)^3]/12=63\,700\ мм^4=63{,}7\cdot 10^{-9}\ м^4.$$

Максимальные напряжения от сжимающей силы:
в плоскости качания шатуна

$$\sigma_{max\ x}=K_x P_{сж}/F_{ср}=1{,}108\cdot 0{,}1056/(60{,}2\cdot 10^{-5})=194\ МПа,$$

где $K_x=1+\dfrac{\sigma_e}{\pi^2 E_ш}\dfrac{L_ш^2}{J_x}F_{ср}=1+\dfrac{980}{3{,}14^2\cdot 2{,}2\cdot 10^5}\dfrac{222^2}{123\,800}\cdot 602=1{,}108;$ $\sigma_e=\sigma_в=$
$=980$ МПа;
в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна:

$$\sigma_{max\ y}=K_y P_{сж}/F_{ср}=1{,}025\cdot 0{,}1056/(60{,}2\cdot 10^{-5})=180\ МПа,$$

где $K_y=1+\dfrac{\sigma_e}{\pi^2 E_ш}\dfrac{L_1^2}{4J_y}F_{ср}=1+\dfrac{980}{3{,}14^2\cdot 2{,}2\cdot 10^5}\dfrac{154^2}{4\cdot 63\,700}\cdot 602=1{,}025;$

$$L_1=L_ш-(d+d_1)/2=222-(50+86)/2=154\ мм.$$

Минимальное напряжение от растягивающей силы

$$\sigma_{min}=P_р/F_{ср}=-0{,}02114/(60{,}2\cdot 10^{-5})=-35\ МПа.$$

Средние напряжения и амплитуды цикла:

$$\sigma_{mx}=(\sigma_{max\ x}+\sigma_{min})/2=(194-35)/2=79{,}5\ МПа;$$
$$\sigma_{my}=(\sigma_{max\ y}+\sigma_{min})/2=(180-35)/2=72{,}5\ МПа;$$
$$\sigma_{ax}=(\sigma_{max\ x}-\sigma_{min})/2=(194+35)/2=114{,}5\ МПа;$$
$$\sigma_{ay}=(\sigma_{max\ y}-\sigma_{min})/2=(180+35)/2=107{,}5\ МПа;$$
$$\sigma_{akx}=\sigma_{ax}k_\sigma/(\varepsilon_м\varepsilon_п)=114{,}5\cdot 1{,}3/(0{,}8\cdot 1{,}3)=143\ МПа;$$
$$\sigma_{aky}=\sigma_{ay}k_\sigma/(\varepsilon_м\varepsilon_п)=107{,}5\cdot 1{,}3/(0{,}8\cdot 1{,}3)=134\ МПа,$$

где $k_\sigma=1{,}2+1{,}8\cdot 10^{-4}(\sigma_в-400)=1{,}2+1{,}8\cdot 10^{-4}(980-400)=1{,}3$; $\varepsilon_м=$
$=0{,}8$ определяется по табл. 11.7 (максимальный размер сечения стержня шатуна 40 мм); $\varepsilon_п=1{,}3$ определяется по табл. 11.8 с учетом поверхностного упрочнения стержня шатуна обдувкой дробью.

Так как $\dfrac{\sigma_{akx}}{\sigma_{mx}}=\dfrac{143}{79{,}5}=1{,}8>\dfrac{\beta_\sigma-\alpha_\sigma}{1-\beta_\sigma}=0{,}328$ (см. расчет поршневой головки шатуна дизеля) и $\sigma_{aky}/\sigma_{my}=134/72{,}5>0{,}328$, то запасы прочности в сечении B — B определяются по пределу усталости:

$$n_{\sigma x}=\sigma_{-1p}/(\sigma_{ax}+\alpha_\sigma\sigma_{mx})=300/(143+0{,}17\cdot 79{,}5)=1{,}92;$$
$$n_{\sigma y}=\sigma_{-1p}/(\sigma_{ay}+\alpha_\sigma\sigma_{my})=300/(134+0{,}17\cdot 72{,}5)=2{,}05.$$

13.4. ШАТУННЫЕ БОЛТЫ

В четырехтактных двигателях болты, стягивающие половинки кривошипной головки шатуна, подвергаются растяжению от действия сил инерции поступательно движущихся масс поршня и шатуна и вращающихся масс, расположенных над плоскостью разъема кривошипной головки. Величину этих сил инерции определяют по формуле (13.29). Кроме того, болты испытывают растяжение от предварительной затяжки.

Шатунные болты должны обладать высокой механической прочностью и надежностью. Изготовляют их из стали 35Х, 40Х, 35ХМА, 37ХНЗА. При больших напряжениях затяжки болты изготовляют из легированной стали с более высокими пределами текучести — 18ХНВА, 20ХНЗА, 40ХН, 40ХНМА.

При работе двигателя силы инерции P_{jp} стремятся разорвать болты. В связи с этим они должны быть затянуты настолько, чтобы не была нарушена плотность соединения при действии этой силы.

Сила предварительной затяжки (МН)

$$P_{пр}=(2-3)P_{jp}/i_б, \qquad (13.36)$$

где $i_б$ — число шатунных болтов.

Суммарная сила, растягивающая болт:

$$P_б=P_{пр}+\chi P_{jp}/i_б, \qquad (13.37)$$

где χ — коэффициент основной нагрузки резьбового соединения:

$$\chi=K_ш/(K_б+K_ш), \qquad (13.38)$$

где $K_ш$ — податливость стягиваемых частей шатуна; $K_б$ — податливость болта.

По опытным данным коэффициент χ изменяется в предлах 0,15 — 0,25. С уменьшением диаметра шатунного болта значение χ, как правило, также уменьшается.

Максимальные и минимальные напряжения, возникающие в болте, определяют в сечении по внутреннему диаметру резьбы:

$$\sigma_{max}=4P_б/(\pi d_в^2), \qquad (13.39)$$

$$\sigma_{min}=4P_{пр}/(\pi d_в^2), \qquad (13.40)$$

где $d_в=d-1{,}4t$ — внутренний диаметр резьбы болта, мм; d — номинальный диаметр болта, мм; t — шаг резьбы, мм.

Запасы прочности болта определяют по уравнениям, приведенным в § 11.3; коэффициент концентрации напряжения k_σ — по формуле (11.10) с учетом вида концентратора и свойств материала. Для шатунных болтов значения запаса прочности не должны быть ниже 2.

Расчет шатунного болта карбюраторного двигателя. Из расчета кривошипной головки шатуна имеем: максимальную силу инерции, разрывающую кривошипную головку и шатунные болты: $P_{jp}=0{,}0186$ МН. Принимаем: номинальный диаметр болта $d=10$ мм; шаг резьбы $t=1$ мм; число болтов $i_б=2$. Материал — сталь 40Х.

По табл. 11.2 и 11.3 для легированной стали 40Х определяем:

пределы прочности $\sigma_в=980$ МПа; текучести $\sigma_т=800$ МПа и усталости при растяжении — сжатии $\sigma_{-1р}=300$ МПа; коэффициент приведения цикла при растяжении — сжатии $\alpha_\sigma=0{,}17$.

По формулам (11.1) — (11.3):

$$\beta_\sigma=\sigma_{-1р}/\sigma_т=300/800=0{,}375;\ (\beta_\sigma-\alpha_\sigma)/(1-\beta_\sigma)=$$
$$=(0{,}375-0{,}17)/(1-0{,}375)=0{,}328.$$

Сила предварительной затяжки

$$P_{пр}=(2\div 3)P_{jp}/i_б=2\cdot 0{,}0186/2=0{,}0186\text{ МН}.$$

Суммарная сила, растягивающая болт:

$$P_б=P_{пр}+\chi P_{jp}/i_б=0{,}0186+0{,}2\cdot 0{,}0186/2=0{,}0205\text{ МН},$$

где $\chi=0{,}2$.

Максимальные и минимальные напряжения, возникающие в болте:

$$\sigma_{max}=4P_б/(\pi d_в^2)=4\cdot 0{,}0205/(3{,}14\cdot 0{,}0086)^2=353\text{ МПа};$$
$$\sigma_{min}=4P_{пр}/(\pi d_в^2)=4\cdot 0{,}0186/(3{,}14\cdot 0{,}0086^2)=320\text{ МПа};$$

где $d_в=d-1{,}4t=10-1{,}4\cdot 1{,}0=8{,}6$ мм $=0{,}0086$ м.

Среднее напряжение и амплитуды цикла

$$\sigma_m=(\sigma_{max}+\sigma_{min})/2=(353+320)/2=337\text{ МПа};$$
$$\sigma_a=(\sigma_{max}-\sigma_{min})/2=(353-320)/2=17\text{ МПа};$$
$$\sigma_{ak}=\sigma_a k_\sigma/(\varepsilon_м\varepsilon_п)=17\cdot 2{,}6/(1{,}0\cdot 1{,}1)=40{,}2\text{ МПа},$$

где $k_\sigma=1+q(\alpha_{к\sigma}-1)=1+0{,}80(3-1)=2{,}6$; $\alpha_{к\sigma}=3{,}0$ — определяется по табл. 11.6; $q=0{,}80$ — определяется по рис. 11.2 при $\sigma_в=980$ МПа и $\sigma_{к\sigma}=3{,}0$; $\varepsilon_м=1{,}0$ — определяется по табл. 11.8 (обкатка роликом).

Так как $\frac{\sigma_{ak}}{\sigma_m}=\frac{40{,}2}{337}=0{,}119<\frac{\beta_\sigma-\alpha_\sigma}{1-\beta_\sigma}=0{,}328$, то запас прочности болта определяется по пределу текучести:

$$n_{T\sigma}=\sigma_T/(\sigma_{ak}+\sigma_m)=800/(40{,}2+337)=2{,}12.$$

Расчет шатунного болта дизеля. Из расчета кривошипной головки шатуна имеем: максимальную силу инерции, разрывающую кривошипную головку и шатунные болты, $P_{jp}=0{,}0286$ МН. Принимаем: номинальный диаметр болта $d=14$ мм; шаг резьбы $t=1{,}5$ мм; количество болтов $i_б=2$. Материал — сталь 40ХН.

По табл. 11.2 и 11.3 для легированной стали 40ХН определяем:

пределы прочности $\sigma_в=1300$ МПа, текучести $\sigma_T=1150$ МПа и усталости при растяжении — сжатии $\sigma_{-1p}=380$ МПа;

коэффициент приведения цикла при растяжении — сжатии $\alpha_\sigma=0{,}2$.

По формулам (11.1) — (11.3) определяем

$$\beta_\sigma=\sigma_{-1p}/\sigma_T=380/1150=0{,}33;\ (\beta_\sigma-\alpha_\sigma)/(1-\beta_\sigma)=$$
$$=(0{,}33-0{,}2)/(1-0{,}33)=0{,}194.$$

Сила предварительной затяжки

$$P_{пр}=(2\div 3)P_{jp}/i_б=2{,}5\cdot 0{,}0286/2=0{,}03575\text{ МН}.$$

Суммарная сила, растягивающая болт:

$$P_б=P_{пр}+\chi P_{jp}/i_б=0{,}03575+0{,}2\cdot 0{,}0286/2=0{,}0386\text{ МН},$$

где $\chi=0{,}2$.

Максимальные и минимальные напряжения, возникающие в болте:

$$\sigma_{max}=4p_б/(\pi d_в^2)=4\cdot 0{,}0386/(3{,}14\cdot 0{,}0119^2)=347\text{ МПа};$$
$$\sigma_{min}=4P_{пр}/(\pi d_в^2)=4\cdot 0{,}03575/(3{,}14\cdot 0{,}0119^2)=322\text{ МПа},$$

где $d_в=d-1{,}4t=14-1{,}4\cdot 1{,}5=11{,}9$ мм $=0{,}0119$ м.

Среднее напряжение и амплитуды цикла:

$$\sigma_m=(\sigma_{max}+\sigma_{min})/2=(347+322)/2=334{,}5\text{ МПа};$$
$$\sigma_a=(\sigma_{max}-\sigma_{min})/2=(347-322)/2=12{,}5\text{ МПа};$$
$$\sigma_{ak}=\sigma_a k_\sigma/(\varepsilon_м\varepsilon_п)=12{,}5\cdot 4{,}2/(0{,}96\cdot 0{,}82)=66{,}7\text{ МПа},$$

где $k_\sigma=1+q(\alpha_{k\sigma}-1)=1+1(4{,}2-1)=4{,}2$; $\alpha_{k\sigma}=4{,}2$ определяется по табл. 11.6; $q=1$ определяется по рис. 11.2 при $\sigma_в=1300$ МПа

и $\alpha_{k\sigma}=4{,}2$; $\varepsilon_м=0{,}96$ определяется по табл. 11.8 при $d=14$ мм; $\varepsilon_п=0{,}82$ определяется по табл. 11.8 (грубое обтачивание).

Так как $\frac{\sigma_{ак}}{\sigma_m}=\frac{66{,}7}{334{,}5}=0{,}199>\frac{\beta_\sigma-\sigma_\sigma}{1-\beta_\sigma}=0{,}194$, то запас прочности болта определяется по пределу усталости

$$n_\sigma=\sigma_{-1р}/(\sigma_{ак}+\alpha_\sigma\sigma_m)=380/(66{,}7+0{,}2\cdot 334{,}5)=2{,}84.$$

Глава 14

РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

14.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Коленчатый вал — наиболее сложная в конструктивном отношении и наиболее напряженная деталь двигателя, воспринимающая периодические нагрузки от сил давления газов, сил инерции и их моментов. Действие этих сил и моментов приводит к возникновению в материале коленчатого вала значительных напряжений скручивания, изгиба и растяжения — сжатия. Кроме того, периодически изменяющиеся моменты вызывают крутильные колебания вала, которые создают дополнительные напряжения кручения.

Таким образом, из-за исключительно сложных и тяжелых условий работы коленчатого вала предъявляются высокие и разнообразные требования к механическим свойствам материалов, применяемых для их изготовления. Материал коленчатого вала должен обладать высокой прочностью и вязкостью, большой сопротивляемостью износу и усталостным напряжениям, сопротивлением действию ударных нагрузок и твердостью. Такими свойствами обладают правильно обработанные углеродистые и легированные стали, а также высококачественный чугун. Коленчатые валы отечественных автомобильных и тракторных двигателей изготовляют из сталей 45, 45Х, 40ХФА, 42ХМФА, 18Х2Н4ВА и др. Для изготовления коленчатых валов автомобильных бензиновых двигателей довольно широко используются литые валы из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом. Преимуществом чугунных валов является их меньшая стоимость и возможность снижения припусков на механическую обработку. Поверхности шеек чугунных валов в целях повышения их твердости и износостойкости обрабатываются токами высокой частоты, а стальные — подвергаются азотированию на глубину 0,5 — 0,8 мм.

Сложная форма коленчатого вала, многообразие действующих на него сил и моментов, характер изменения которых зависит от жесткости вала и его опор, а также ряд других причин не позволяют провести точный расчет коленчатого вала на прочность. В связи

с этим используют различные приближенные методы расчета, позволяющие получить условные напряжения и запасы прочности в отдельных элементах коленчатого вала. Общепринятой расчетной схемой коленчатого вала является схема разрезной двухопорной балки с одним (рис. 14.1, *а* и *б*) или двумя (рис. 14.1, *в* и *г*) пролетами между опорами. При расчете коленчатого вала принимается, что:

кривошип (один или два) свободно лежит на опорах;

опоры и точки приложения сил проходят через средние плоскости шеек;

весь пролет (один или два) между опорами представляет собой абсолютно жесткую балку.

Коленчатый вал обычно рассчитывают для номинального режима ($n=n_N$) с учетом одновременного действия следующих сил и моментов (рис. 14.1, *б*):

1) $K_{рк}=K+K_R=K+K_{Rш}+K_{Rк}$ — силы, действующие на колено вала по кривошипу, без учета противовесов, где (см. § 8.4 — 8.6) $K=P\cos(\varphi+\beta)/\cos\beta$ — суммарная сила, направленная по радиусу кривошипа; $K_R=-m_R R\omega^2$ — центробежная сила инерции вращающихся масс; $K_{Rш}=-m_{ш.к}R\omega^2$ — сила инерции вращающихся масс шатуна; $K_{Rк}=-m_к R\omega^2$ — сила инерции вращающихся масс кривошипа;

2) $Z_\Sigma=K_{рк}+2P_{пр}$ — суммарной силы, действующей в плоскости кривошипа, где $P_{пр}=m_{пр}\rho\omega^2$ — центробежная сила инерции противовеса, расположенного на продолжении щеки (см. гл. 10);

3) T — тангенциальной силы, действующей перпендикулярно плоскости кривошипа;

4) $Z'_\Sigma=K'_{рк}+P'_{пр}$ — реакции опоры от суммарных сил, действующих в плоскости кривошипа, где $K'_{рк}=-0{,}5K_{рк}$ и $P'_{пр}=-P_{пр}$;

5) $T'=-0{,}5T$ — реакции опоры от тангенциальной силы, действующей в плоскости, перпендикулярной кривошипу;

6) $M_{к.ш i}$ — набегающего крутящего момента, передаваемого расчетному колену со стороны передней части вала;

7) $M_{кр.д}=TR$ — крутящего момента, создаваемого тангенциальной силой;

8) $M_{к.ш(i+1)}=M_{к.ш i}+M_{кр.д}$ — сбегающего крутящего момента, передаваемого расчетным коленом следующему колену.

Основные конструктивные соотношения элементов коленчатого вала, необходимые для поверочного расчета, приведены в табл. 14.1.

Коленчатые валы двигателей являются прецизионными деталями. Все поверхности скольжения коленчатого вала должны иметь высокую чистоту, которая достигается суперфинишной обработкой — полированием после шлифования. Диаметры шеек вала и хвостовика обычно выдерживаются с точностью до 0,015

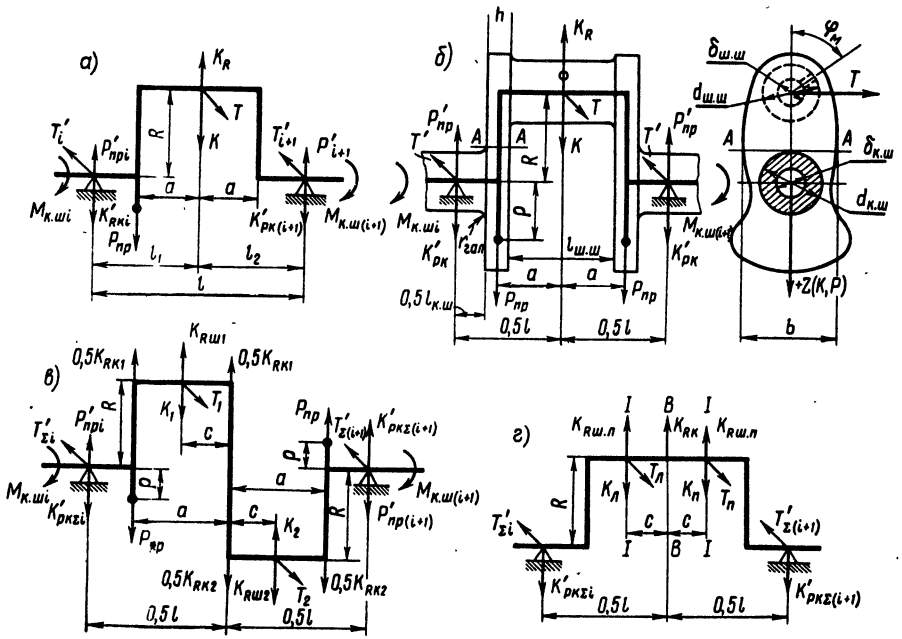


Рис. 14.1. Расчетные схемы коленчатого вала:

а, б — одно- и *в* — двухпролетного

мм, а взаимное биение коренных шеек не превышает 0,005 — 0,008 мм.

Диаметры шатунных шеек у большинства автомобильных двигателей легковых автомобилей лежат в пределах 40 — 55 мм, а коренных — 50 — 70 мм. Иногда диаметр задней коренной шейки, обычно у дизелей, имеющих массивные маховики, увеличивается на 3 — 5 мм, так как задняя опора нагружена значительно сильнее остальных шеек.

Размеры коренных и шатунных шеек выбирают с учетом получения необходимой прочности, жесткости вала и допустимых значений удельных давлений на подшипники. Сокращение длины шеек и увеличение их диаметра повышает жесткость вала и уменьшает габариты и массу двигателя. Перекрытие шеек ($d_{ш.ш}+d_{к.ш}>2R$) так же повышает жесткость вала и увеличивает прочность щек.

Радиус галтелей коленчатого вала во избежание возникновения больших концентраций напряжений не должен быть менее 2 — 3 мм, в практике расчетов его принимают в пределах 0,035 — 0,080 соответственно от диаметра коренной или шатунной шейки. Наибольшие концентрации напряжений возникают при расположении галтелей коренных и шатунных шеек в одной плоскости.

Согласно статистическим данным ширина щек коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей изменяется в преде-

лах $(1{,}0 — 1{,}25)D$ для бензиновых двигателей и $(1{,}05 — 1{,}30)D$ — для дизелей, а толщина щек — в пределах соответственно $(0{,}20 — 0{,}22)D$ и $(0{,}24 — 0{,}27)D$.

Таблица 14.1

Двигатели	l/D	$d_{ш.ш}/D$	$l_{ш.ш}/D$*	$d_{к.ш}/D$	$l_{к.ш}/D$**
Бензиновые: однорядные	1,20—1,28	0,60—0,70	0,45—0,65	0,60—0,80	0,45—0,60 0,74—0,84
V-образные с последовательным расположением шатунов на одной шейке	1,25—1,35	0,56—0,66	0,8—1,0	0,63—0,75	0,50—0,70 0,70—0,88
Дизели: однорядные	1,25—1,30	0,64—0,75	0,7—1,0	0,70—0,90	0,45—0,60 0,75—0,85
V-образные с последовательным расположением шатунов на одной шейке	1,47—1,55	0,65—0,72	0,8—1,0	0,70—0,75	0,50—0,65 0,65—0,86

* D — диаметр цилиндра двигателя; $l_{ш.ш}$ — полная длина шейки с учетом галтелей.

** Приведены данные для промежуточных (числитель) и крайних (или средних) (знаменатель) коренных шеек.

14.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УДЕЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ НА ПОВЕРХНОСТИ ШЕЕК

Величина удельного давления на рабочую поверхность шейки определяет условия работы подшипника и срок его службы. При работе подшипников стремятся не допускать выдавливания масляного слоя, разрушения антифрикционного материала и ускоренного износа шеек вала. Расчет шеек ведется от действия средних и максимальных результирующих всех сил, нагружающих шейки.

Максимальные ($R_{ш.ш.max}$ и $R_{к.ш.max}$) и средние ($R_{ш.ш.ср}$ и $R_{к.ш.ср}$) значения результирующих сил определяют из развернутых диаграмм нагрузки на шатунные и коренные шейки. Построение таких диаграмм было показано в § 8.6 и 8.7, а с учетом разгружающего действия противовесов — в § 9.1 и 9.2.

Среднее удельное давление (МПа):

на шатунную шейку

$$k_{ш.ш.ср} = R_{ш.ш.ср}/(d_{ш.ш} l'_{ш.ш}); \qquad (14.1)$$

на коренную шейку

$$k_{\text{к.ш. ср}} = R_{\text{к.ш. ср}}/(d_{\text{к.ш}} l'_{\text{к.ш}}), \text{ или } k_{\text{к.ш. ср}} = R^{\text{пр}}_{\text{к.ш. ср}}/(d_{\text{к.ш}} l'_{\text{к.ш}}), \qquad (14.2)$$

где $R_{\text{ш.ш. ср}}$, $R_{\text{к.ш. ср}}$ — соответственно результирующие силы, действующие на шатунную и коренную шейки, МН; $R^{\text{пр}}_{\text{к.ш. ср}}$ — результирующая сила, действующая на коренную шейку при наличии противовесов, МН; $d_{\text{ш.ш}}$, $d_{\text{к.ш}}$ — соответственно диаметр шатунной и коренной шеек, м; $l'_{\text{ш.ш}}$, $l'_{\text{к.ш}}$ — соответственно рабочая ширина шатунного и коренного вкладышей, м.

Величина среднего удельного давления достигает значений:

Для бензиновых двигателей	4—12 МПа
Для дизелей	6—16 МПа

Наибольшее давление на шейки определяется по аналогичным формулам от действия максимальных результирующих сил $R_{\text{ш.ш. max}}$, $R_{\text{к.ш. max}}$ или $R^{\text{пр}}_{\text{к.ш. max}}$. Значения максимальных удельных давлений на шейки k_{max} (МПа) изменяются в пределах:

Для рядных бензиновых двигателей	7—20
Для V-образных бензиновых двигателей	18—28
Для дизелей	20—42

14.3. РАСЧЕТ КОРЕННЫХ И ШАТУННЫХ ШЕЕК

Расчет коренных шеек. Коренные шейки рассчитывают только на кручение. Максимальные и минимальные значения скручивающих моментов определяют с помощью построения диаграмм (см. рис. 14.4) или составления таблиц (табл. 14.2) набегающих моментов, последовательно подходящих к отдельным коренным шейкам. Для составления таблиц используют данные динамического расчета.

Таблица 14.2

$\varphi°$	$M_{\text{к.ш2}}$	$M_{\text{к.ш3}}$	$M_{\text{к.ш}i}$	$M_{\text{к.ш}(i+1)}$
0				
10 (или 30)				
И т. д.				

Порядок определения набегающих моментов для рядного и V-образного двигателей показан на рис. 14.2, *а* и *б*.

Набегающие моменты и крутящие моменты отдельных цилиндров алгебраически суммируют с учетом порядка работы двигателя, начиная от первого цилиндра.

Максимальные и минимальные касательные напряжения (МПа) переменного цикла коренных шеек:

$$\tau_{max} = M_{к.ш\ i\ max} / W_{т к.\ ш}, \quad (14.3)$$

$$\tau_{min} = M_{к.ш\ i\ min} / W_{т к.\ ш}, \quad (14.4)$$

где $W_{т к.ш} = \frac{\pi}{16} d_{к.ш}^3 \left[1 - \left(\frac{\delta_{к.ш}}{d_{к.ш}}\right)^4\right]$ — момент сопротивления шейки кручению, м^3; $d_{к.ш}$ и $\delta_{к.ш}$ — соответственно наружный и внутренний диаметры коренной шейки, м.

По известным τ_{max} и τ_{min} определяют запас прочности коренной шейки по формулам, приведенным в § 11.3. Эффективный коэффициент концентрации напряжений при расчете принимают с учетом наличия в коренной шейке масляного отверстия. Для приближенных расчетов можно принять $k_\tau/(\varepsilon_{мт}\varepsilon_{пт}) = 2{,}5$.

Запасы прочности коренных шеек имеют значения:

Для бензиновых двигателей	3—5
Для дизелей без наддува	4—5
Для дизелей с наддувом	2—4
Для высокофорсированных двигателей	2,0—2,5

Расчет шатунных шеек. Шатунные шейки рассчитывают на кручение и изгиб. Скручивание шатунной шейки происходит под действием набегающего момента $M_{ш.ш i}$, а изгиб — под действием изгибающих моментов в плоскости кривошипа M_z и в перпендикулярной плоскости M_T. Так как максимальные значения скручивающего и изгибающих моментов не совпадают по времени, запасы прочности шейки от кручения и изгиба определяют независимо

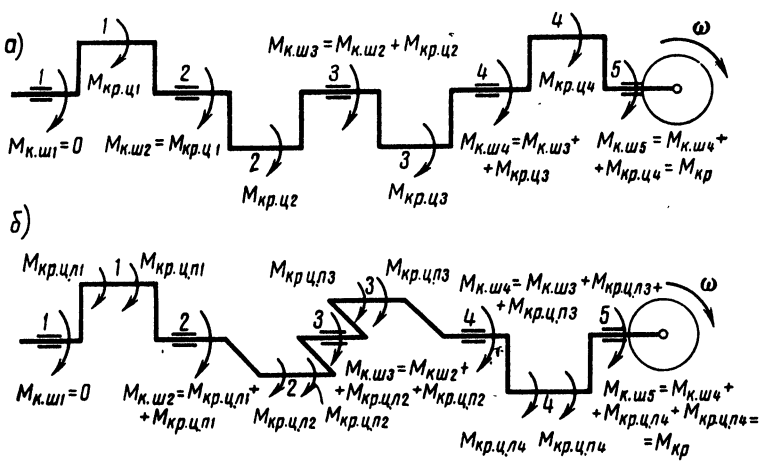


Рис. 14.2. Схемы определения набегающих моментов на коренные шейки коленчатого вала:

а — рядного двигателя; *б* — V-образного двигателя

друг от друга, а затем их суммируют, определяя общий запас прочности.

Скручивающий момент, действующий на i-ю шатунную шейку:

для однопролетного вала (см. рис. 14.1, *а* и *б*)

$$M_{\text{ш.ш}i} = M_{\text{к.ш}i} - T'_i R;$$

для двухпролетного вала (см. рис. 14.1, *в* и *г*)

$$M_{\text{ш.ш}i} = M_{\text{к.ш}i} - T'_{\Sigma i} R.$$

Для определения максимально нагруженной шейки строят диаграмму (см. рис. 14.5) или составляют таблицу (табл. 14.3) набегающих моментов для каждой шатунной шейки.

Соответствующие значения $M_{\text{к.ш}i}$ переносят в табл. 14.3 из табл. 14.2 набегающих моментов, а значения T'_i или $T'_{\Sigma i}$ определяют по табл. 10.6 или 10.15 динамического расчета.

На основании данных табл. 14.3 определяют значения максимальных $M_{\text{ш.ш}i\max}$ и минимальных $M_{\text{ш.ш}i\min}$ скручивающих моментов для наиболее нагруженной шейки. Экстремальные значения касательных напряжений цикла (МПа):

Таблица 14.3

$\varphi°$	1-я шатунная шейка	2-я шатунная шейка			i-я шатунная шейка		
	$M_{\text{ш.ш1}} = -T'_1 R$	$M_{\text{к.ш2}}$	$T'_2 R$	$M_{\text{ш.ш2}} = M_{\text{к.ш2}} - T'_2 R$	$M_{\text{к.ш}i}$	$T'_i R$	$M_{\text{ш.ш}i} = M_{\text{к.ш}i} - T'_i R$
0							
30							
И т. д.							

$$\tau_{\max} = M_{\text{ш.ш}i\ \max} / W_{\text{ш.ш}}; \qquad (14.5)$$

$$\tau_{\min} = M_{\text{ш.ш}i\ \min} / W_{\text{ш.ш}}, \qquad (14.6)$$

где $W_{\text{ш.ш}} = \dfrac{\pi}{16} d_{\text{ш.ш}}^3 \left[1 - \left(\dfrac{\delta_{\text{ш.ш}}}{d_{\text{ш.ш}}}\right)^4\right]$ — момент сопротивления кручению шатунной шейки, м^3; $d_{\text{ш.ш}}$ и $\delta_{\text{ш.ш}}$ — соответственно наружный и внутренний диаметры шатунной шейки, м.

Запас прочности n_τ определяется так же, как и для коренной шейки, с учетом наличия концентрации напряжений от масляного отверстия.

Моменты, изгибающие шатунную шейку, обычно определяют табличным методом (табл. 14.4).

Таблица 14.4

$\varphi°$	T'	M_T	$M_T \sin\varphi_м$	$K'_{рк}$	Z'_Σ	$Z'_\Sigma l/2$	M_Z	$M_Z \cos\varphi_м$	$M_{\varphi_м}$
0									
30									
И т. д.									

Изгибающий момент (Н·м), действующий на шатунную шейку в плоскости, перпендикулярной плоскости кривошипа:

$$M_T = T' l/2, \tag{14.7}$$

где $l = (l_{к.ш} + l_{ш.ш} + 2h)$ — расстояние между серединами коренных шеек, м.

Изгибающий момент (Н·м), действующий на шатунную шейку в плоскости кривошипа:

$$M_z = Z'_\Sigma l/2 + P_{пр} a, \tag{14.8}$$

где $a = 0{,}5\,(l_{ш.ш} + h)$, $Z'_\Sigma = K'_{рк} + P'_{пр}$, Па.

Значения T' и $K'_{рк}$ определяют по табл. 10.6 динамического расчета и заносят в табл. 14.4.

Суммарный изгибающий момент

$$M_{из} = \sqrt{M_T^2 + M_Z^2}. \tag{14.9}$$

Так как наибольшие напряжения в шатунной шейке возникают у краев масляного отверстия, то определяется обычно изгибающий момент, действующий в плоскости оси масляного отверстия:

$$M_{\varphi_м} = M_T \sin\varphi_м - M_Z \cos\varphi_м, \tag{14.10}$$

где $\varphi_м$ — угол между осью кривошипа и осью масляного отверстия, которое обычно выводится в центр наименее нагруженной поверхности шатунной шейки. Угол $\varphi_м$ обычно определяют по диаграммам износа.

Положительный момент $M_{\varphi_м}$ вызывает у краев отверстия сжатие, а отрицательный — растяжение.

Максимальное и минимальное значения $M_{\varphi_м}$ определяют по табл. 14.4 или графическим методом непосредственно по полярной диаграмме нагрузки на шатунную шейку (см. рис. 8.7, *б*) следующим образом. Из точки $O_к$ проводят луч $O_к C$ параллельно оси масляного отверстия. Два перпендикуляра к лучу $O_к C$, касательные к крайним точкам a' и a'' полярной диаграммы, отсекают отрезки $\overline{O_к D}$ и $\overline{O_к E}$, которые в масштабе сил диаграммы равны экстремальным значениям проекций результирующих сил $R_{ка'}$ и $R_{ка''}$ на луч $O_к C$.

Следовательно, $\overline{O_{\text{к}}D}=T_{a'}\sin\varphi_{\text{м}}-K_{\text{р}\kappa a}\cos\varphi_{\text{м}}=R_{\text{к}a'}=R_{\text{к}\varphi_{\text{м}}\max}$ и $\overline{O_{\text{к}}E}=$ $=T_{a''}\sin\varphi_{\text{м}}-K_{\text{р}\kappa a''}\cos\varphi_{\text{м}}=R_{\text{к}a''}=R_{\text{к}\varphi_{\text{м}}\min}$, а моменты, изгибающие шатунную шейку без учета сил инерции противовесов:

$$M_{\varphi_{\text{м}}\max}=-\frac{R_{\text{к}\varphi_{\text{м}}\max}}{2}\frac{l}{2}=\frac{-T_{a'}\sin\varphi_{\text{м}}+K_{\text{р}\kappa a'}\cos\varphi_{\text{м}}}{2}\frac{l}{2}=$$

$$=M_{Ta'}\sin\varphi_{\text{м}}-M_{\text{к}a'}\cos\varphi_{\text{м}}; \qquad (14.11)$$

$$M_{\varphi_{\text{м}}\min}=-\frac{R_{\text{к}\varphi_{\text{м}}\min}}{2}\frac{l}{2}=\frac{-T_{a''}\sin\varphi_{\text{м}}+K_{\text{р}\kappa a''}\cos\varphi_{\text{м}}}{2}\frac{l}{2}=$$

$$=M_{Ta''}\sin\varphi_{\text{м}}-M_{\text{к}a''}\cos\varphi_{\text{м}}, \qquad (14.12)$$

где $M_{Ta'(a'')}=\frac{l}{2}T'_{a'(a'')}=\frac{l}{2}\left(-\frac{T_{a'(a'')}}{2}\right)$ и $M_{\text{к}a'(a'')}=\frac{l}{2}K_{\text{р}\kappa a'(a'')}=\frac{l}{2}\left(-\frac{K_{\text{р}\kappa a'(a'')}}{2}\right)$.

При наличии противовесов необходимо момент $M_{\text{к}}$ сложить с моментом, возникающим от силы инерции противовеса $P_{\text{пр}}$ и от ее реакции $P'_{\text{пр}}$.

По полученным значениям $M_{\varphi_{\text{м}}\max}$ и $M_{\varphi_{\text{м}}\min}$ определяют экстремальные значения напряжений изгиба в шатунной шейке:

$$\sigma_{\max}=M_{\varphi_{\text{м}}\max}/W_{\sigma.\text{ш.ш}} \text{ и } \sigma_{\min}=M_{\varphi_{\text{м}}\min}/W_{\sigma\text{ш.ш}}, \qquad (14.13)$$

где $W_{\sigma\text{ш.ш}}=0{,}5W_{\tau\text{ш.ш}}$.

Запас прочности n_{σ} по изгибу и общий запас прочности $n_{\text{ш.ш}}$ шатунной шейки определяют по формулам, приведенным в § 11.3.

Запас прочности $n_{\text{ш.ш}}$:

Для автомобильных двигателей	2,0—3,0
Для тракторных	3,0—3,5

Методика расчета шатунной шейки V-образного двигателя с двумя шатунами, расположенными рядом на одной шейке (см. рис. 14.1, *г*), аналогична вышеприведенной, а расчет шатунной шейки в некоторых случаях производят для трех сечений: по масляным отверстиям и по среднему сечению шейки (см. § 14.6).

14.4. РАСЧЕТ ЩЕК

Щеки коленчатого вала воспринимают сложные переменные напряжения: касательные от кручения и нормальные от изгиба и растяжения — сжатия. Наибольшие напряжения возникают в местах перехода шейки в щеку в галтелях (сечение *А — А*, рис. 14.1, *б*).

Касательные напряжения кручения вызываются скручивающим моментом

$$M_{к.щ}=T'\cdot 0{,}5\,(l_{к.ш}+h). \qquad (14.14)$$

Значения T_{max} и T_{min} определяют по табл. 14.4 или по кривой T (см. рис. 8.4), а максимальные и минимальные касательные напряжения — по формулам

$$\tau_{max}=M_{к.щ\,max}/W_{тщ} \text{ и } \tau_{min}=M_{к.щ\,min}/W_{тщ}, \qquad (14.15)$$

где $W_{тщ}=\vartheta bh^2$ — момент сопротивления кручению прямоугольного поперечного сечения щеки. Значение коэффициента ϑ выбирают в зависимости от отношения ширины b расчетного сечения щеки к ее толщине h:

b/h	1	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	10,0	∞
ϑ	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282	0,292	0,312	0,333

Запас прочности n_τ щеки при кручении и коэффициенты k_τ, $\varepsilon_м$ и $\varepsilon_п$ определяют по формулам, приведенным в § 11.3. Для приближенных расчетов можно принимать для сечения $A-A$ у галтелей $k_\tau/(\varepsilon_м\varepsilon_п)\approx 2$.

Нормальные напряжения изгиба и сжатия — растяжения вызываются изгибающим моментом $M_{и.щ}$, Н·м (без учета изгиба, создающего незначительные напряжения в плоскости, перпендикулярной плоскости кривошипа) и сжимающей или растягивающей силой $P_щ$, Н:

$$M_{и.щ}=0{,}5\,(K+K_R+2P_{пр})\,l_{к.ш}; \qquad (14.16)$$

$$P_щ=0{,}5\,(K+K_R). \qquad (14.17)$$

Экстремальные значения K определяют по таблицам динамического расчета (K_R и $P_{пр}$ постоянны), а максимальные и минимальные нормальные напряжения — по уравнениям

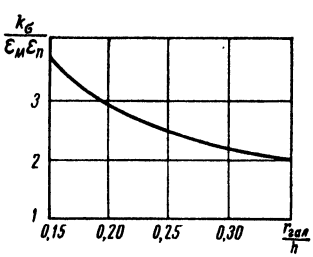


Рис. 14.3. Зависимость $k_\sigma/(\varepsilon_м\varepsilon_п)$ от $r_{гал}/h$

$$\sigma_{\Sigma\,max}M_{и.щ\,max}/W_{\sigma щ}+P_{щ\,max}/F_щ; \qquad (14.18)$$

$$\sigma_{\Sigma\,min}=M_{и.щ\,min}/W_{\sigma щ}+P_{щ\,min}/F_щ, \qquad (14.19)$$

где $W_{\sigma щ}=bh^2/6$ — момент сопротивления щеки изгибу; $F_щ=bh$ — площадь расчетного сечения $A-A$ щеки.

При определении запаса прочности щеки от нормальных напряжений n_σ коэффициент концентрации в галтелях определяют по таблицам и графикам,

приведенным в гл. 11, или принимают в зависимости от отношения радиуса перехода шейки в щеку к толщине щеки. На рис. 14.3 приведена зависимость $k_\sigma/(\varepsilon_м\varepsilon_п)$ от $r_{гал}/h$. Суммарный запас $n_щ$ прочности щеки определяют по формуле (11.19):

Для автомобильных двигателей	не менее	2,0—3,0
Для тракторных двигателей		3,0—3,5

14.5. РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА РЯДНОГО ДВИГАТЕЛЯ

На основании данных динамического расчета имеем: коленчатый вал полноопорный (см. рис. 10.5, *а*) с симметричными коленами, но с асимметричным расположением противовесов (см. рис. 14.1, *а*); сила инерции противовеса, расположенного на продолжении щеки, $P_{пр}=13{,}09$ кН; реакция на левой опоре от противовеса $P'_{пр}=-9{,}75$ кН; центробежная сила инерции вращающихся масс $K_R=-15{,}91$ кН; радиус кривошипа $R=39$ мм. С учетом соотношений, приведенных в § 14.1, и анализа существующих двигателей принимаем следующие основные размеры колена вала (см. рис. 14.1, *а* и *б*): 1) коренная шейка — наружный диаметр $d_{к.ш}=50$ мм, длина $l_{к.ш}=28$ мм; 2) шатунная шейка — наружный диаметр $d_{ш.ш}=48$ мм, длина $l_{ш.ш}=28$ мм; 3) расчетное сечение $A-A$ щеки — ширина $b=76$ мм, толщина $h=18$ мм. Материал вала — чугун ВЧ 40-10.

По табл. 11.5 и соотношениям, приведенным в § 11.3, определяем:

пределы прочности $\sigma_в=400$ МПа и текучести (условные) $\sigma_т=300$ МПа и $\tau_т=160$ МПа;

пределы усталости (выносливости) при изгибе $\sigma_{-1}=150$ МПа, растяжении — сжатии $\sigma_{-1р}=120$ МПа и кручении $\tau_{-1}=115$ МПа;

коэффициенты приведения цикла при изгибе $\alpha_\sigma=0{,}4$ и кручении $\alpha_\tau=0{,}6$.

По формулам (11.1) — (11.3) определяем:

при изгибе

$$\beta_\sigma=\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_т}=\frac{150}{300}=0{,}5 \text{ и } \frac{\beta_\sigma-\alpha_\sigma}{1-\beta_\sigma}=\frac{0{,}5-0{,}4}{1-0{,}5}=0{,}2;$$

при кручении

$$\beta_\tau=\frac{\tau_{-1}}{\tau_т}=\frac{115}{160}=0{,}719 \text{ и } \frac{\beta_\tau-\alpha_\tau}{1-\beta_\tau}=\frac{0{,}719-0{,}6}{1-0{,}719}=0{,}42.$$

Удельное давление на поверхности шатунных шеек

$$k_{ш.ш.\,ср}=R_{ш.ш.\,ср}/(d_{ш.ш}l'_{ш.ш})=11\,100\cdot10^{-6}/(48\cdot22\cdot10^{-6})=10{,}5 \text{ МПа};$$

$$k_{ш.ш.\,max}=R_{ш.ш.\,max}/(d_{ш.ш}l'_{ш.ш})=18\,451\cdot10^{-6}/(48\cdot22\cdot10^{-6})=17{,}5\ \text{МПа},$$

где $R_{ш.ш.\,ср}=11\,100$ Н и $R_{ш.ш.\,max}=18\,451$ Н — соответственно средняя и максимальная нагрузки на шатунную шейку (см. § 10.1); $l'_{ш.ш}\approx$ $\approx l_{ш.ш}-2r_{гал}=28-2\cdot3=22$ мм — рабочая ширина шатунного вкладыша; $r_{гал}$ — радиус галтели принят равным 3 мм ($0{,}063d_{ш.ш}=$ $=0{,}63\cdot48\approx3$ мм);

коренных шеек

$$k_{к.ш.ср}=R_{к.ш.\,ср}/(d_{к.ш}l'_{к.ш})=4170\cdot10^{-6}/(50\cdot22\cdot10^{-6})=3{,}8\ \text{МПа};$$

$$k_{к.ш.\,max}=R_{к.ш.\,max}/(d_{к.ш}l'_{к.ш}=)=10\,770\cdot10^{-6}/(50\cdot22\cdot10^{-6})=9{,}8\ \text{МПа},$$

где $R_{к.ш.\,ср}=R^{пр}_{к.ш3ср}=4170$ Н — средняя нагрузка на 3-ю коренную шейку, которая является наибольшей (см. § 10.1); $R_{к.ш.\,max}=$ $=R_{к.ш\,2max}=10770$ Н — максимальная нагрузка на 2-ю коренную шейку, которая является наибольшей (см. § 10.1); $l'_{к.ш}\approx l_{к.ш}-2r_{гал}=$ $=28-2\cdot3=22$ мм — рабочая ширина коренного вкладыша, где $r_{гал}=0{,}06d_{к.ш}=0{,}06\cdot50=3$ мм.

Расчет коренной шейки. Набегающие моменты, скручивающие коренные шейки, рассчитаны графическим способом (рис. 14.4). Значения $M_{кр.цi}$ взяты из табл. 10.2, а $M_{кр.цi}$ — с учетом порядка работы двигателя *1 — 3 — 4 — 2*.

Момент сопротивления коренной шейки кручению

$$W_{к.ш}=\pi d^3_{к.ш}/16=3{,}14\cdot50^3\cdot10^{-9}/16=24{,}5\cdot10^{-6}\ \text{м}^3.$$

Максимальное и минимальное касательные напряжения знакопеременного цикла для наиболее нагруженной 4-й коренной шейки (рис. 14.4), на которую воздействует крутящий момент, имеющий наибольший размах $\Delta M_{к.ш max}$:

$$\tau_{max}=M_{к.ш\ max}/W_{к.ш}=527\cdot10^{-6}/(24{,}5\cdot10^{-6})=21{,}5\ \text{МПа};$$

$$\tau_{min}=M_{к.ш\ min}/W_{к.ш}=-485\cdot10^{-6}/(24{,}5\cdot10^{-6})=-19{,}8\ \text{МПа}.$$

Среднее напряжение и амплитуды напряжений

$$\tau_m=(\tau_{max}+\tau_{min})/2=(21{,}5-19{,}8)/2=0{,}85\ \text{МПа};$$

$$\tau_a=(\tau_{max}-\tau_{min})/2=(21{,}5+19{,}8)/2=20{,}65\ \text{МПа};$$

$$\tau_{ak}=\tau_a k_\tau/(\varepsilon_{мт}\varepsilon_{пт})=20{,}65\cdot1{,}1/(0{,}72\cdot1{,}2)=26{,}3\ \text{МПа},$$

где $k_\tau=0{,}6[1+q(\alpha_{к\sigma}-1)]=0{,}6[1+0{,}4(3{,}0-1)]=1{,}1$ — коэффициент концентрации напряжений, определенный по формулам (11.10) и (11.12); $q=0{,}4$ — коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений, принятый по данным § 11.3; $\alpha_{к\sigma}=3{,}0$ —

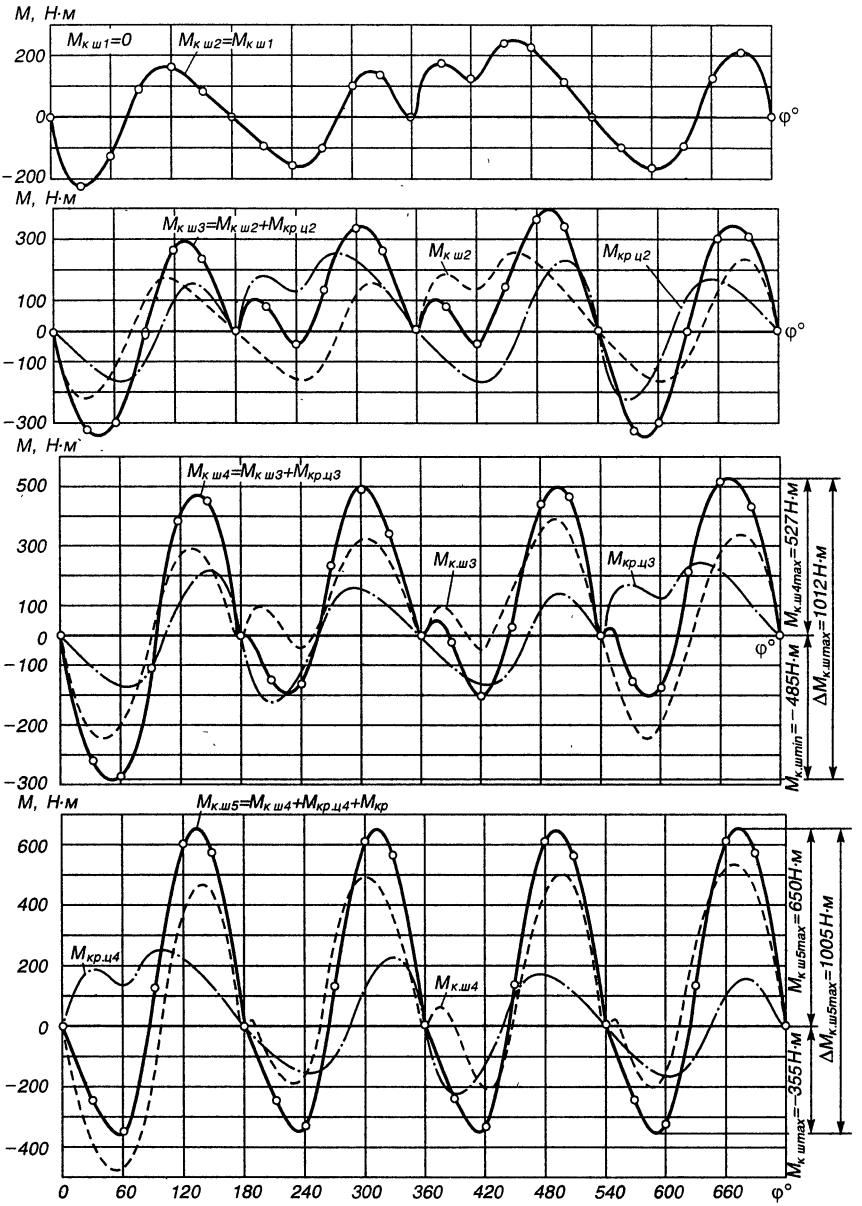


Рис. 14.4. Кривые набегающих моментов на коренные шейки коленчатого вала бензинового двигателя

теоретический коэффициент концентрации напряжений, определенный по табл. 11.6 с учетом наличия в шейке масляного отверстия; $\varepsilon_{мт}=0{,}72$ — масштабный коэффициент, определенный по табл. 11.7 при $d_{к.ш}=50$ мм; $\varepsilon_{шт}=1{,}2$ — коэффициент поверхностной чувствительности, определенный по табл. 11.8 с учетом закалки шеек токами высокой частоты на глубину 2 — 3 мм.

Так как $\frac{\tau_{ак}}{\tau_m}=\frac{26{,}3}{0{,}85}=30{,}9>\frac{\beta_\tau-\alpha_\tau}{1-\beta_\tau}=0{,}42$, то запас прочности коренной шейки определяют по пределу усталости:

$$n_\tau=\tau_{-1}/(\tau_{ак}+\alpha_\tau\tau_m)=115/(26{,}3+0{,}6\cdot 0{,}85)=4{,}3.$$

Расчет шатунной шейки. Набегающие моменты, скручивающие шатунные шейки, определены графическим способом (рис. 14.5). Значения $M_{к.шi}$ взяты по графикам (см. рис. 14.4), а — $T'R=+0{,}5M_{кр.цi}$ — для однопролетного симметричного вала.

Момент сопротивления кручению шатунной шейки

$$W_{\tau\,ш.ш}=(\pi/16)d^3_{ш.ш}=(3{,}14/16)\cdot 48^3\cdot 10^{-9}=21{,}7\cdot 10^{-6}\ м^3.$$

Максимальное и минимальное касательные напряжения знакопеременного цикла для наиболее нагруженной 4-й шатунной шейки (рис. 14.5):

$$\tau_{max}=M_{ш.ш\ max}/W_{\tau\,ш.ш}=588\cdot 10^{-6}/(21{,}7\cdot 10^{-6})=27{,}1\ МПа;$$

$$\tau_{min}=M_{ш.ш\ min}/W_{\tau\,ш.ш}=-420\cdot 10^{-6}/(21{,}7\cdot 10^{-6})=-19{,}4\ МПа.$$

Среднее напряжение и амплитуды напряжений:

$$\tau_m=(\tau_{max}+\tau_{min})/2=(27{,}1-19{,}4)/2=3{,}85\ МПа;$$

$$\tau_a=(\tau_{max}-\tau_{min})/2=(27{,}1+19{,}4)/2=23{,}25\ МПа;$$

$$\tau_{ак}=\tau_a k_\tau/(\varepsilon_{мт}\varepsilon_{шт})=23{,}25\cdot 1{,}1/(0{,}73\cdot 1{,}2)=29{,}2\ МПа,$$

где $k_\tau=1{,}1$ и $\varepsilon_{шт}=1{,}2$ определены при расчете коренной шейки, $\varepsilon_{мт}=0{,}73$ — масштабный коэффициент, определенный по табл. 11.7 при $d_{ш.ш}=48$ мм.

Так как $\frac{\tau_{ак}}{\tau_m}=\frac{29{,}2}{3{,}85}=7{,}6>\frac{\beta_\tau-\alpha_\tau}{1-\beta_\tau}=0{,}42$, то запас прочности шатунной шейки от касательных напряжений определяют по пределу усталости:

$$n_\tau=\tau_{-1}/(\tau_{ак}+\alpha_\tau\tau_m)=115/(29{,}2+0{,}6\cdot 0{,}85)=3{,}87.$$

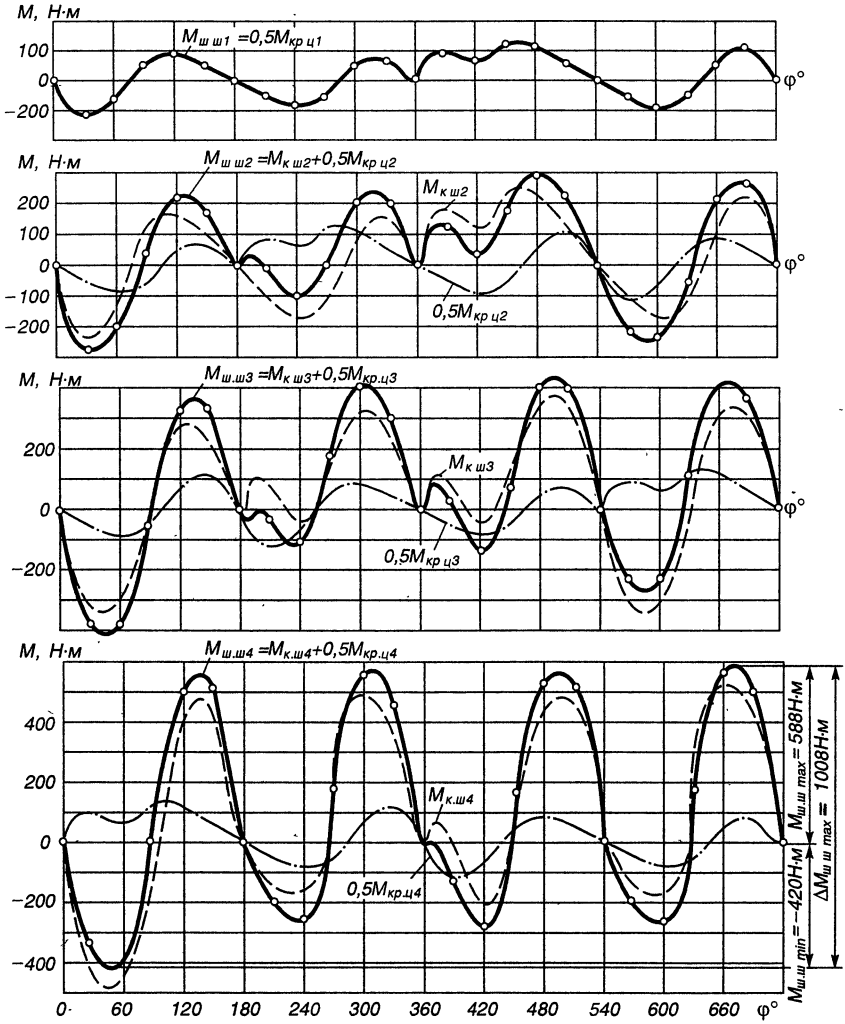


Рис. 14.5. Построение кривых набегающих моментов, скручивающих шатунные шейки коленчатого вала бензинового двигателя

Расчет моментов, изгибающих шатунную шейку, приведен в табл. 14.5, где значения $K'_{рк1}=-0{,}5K_{рк1}$ и $T'_1=-0{,}5T_1$ взяты из табл. 10.6:

$$M_T=T'_1 l/2=T'_1\cdot 0{,}5\,(l_{ш.ш}+l_{к.ш}+2h)=$$

$$=T'_1\cdot 0{,}5\,(28+28+2\cdot 18)10^{-3}=0{,}046T'_1\ \text{Н}\cdot\text{м};$$

$\varphi_м=68°$ (см. рис. 10.10); $Z'_\Sigma=K'_{рк}+P'_{пр}=K'_{рк}-9750$ Н;

$$M_Z = Z'_\Sigma l/2 + P_{пр} a = 0{,}046 Z'_\Sigma + 13\,090 \cdot 0{,}023 =$$

$$= 0{,}046 Z'_\Sigma + 301 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$a = 0{,}5\,(l_{ш.ш} + h) = 0{,}5\,(28 + 18)\,10^{-3} = 0{,}023 \text{ м};$$

$$M_{\varphi_м} = M_T \sin \varphi_м - M_Z \cos \varphi_м.$$

Таблица 14.5

$\varphi°$	T'_1, Н	M_T, Н·м	$M_T \sin\varphi_м$ Н·м	$K'_{рк1}$, Н	Z'_Σ, Н	$0{,}046 Z'_\Sigma$, Н·м	M_Z, Н·м	$-M_Z \times \cos\varphi_м$, Н·м	$M\varphi_м$, Н·м
0	0	0	0	+13706	+3956	+182,0	+483	−181	−181
30	+2863	+131,7	+122	+11595	+1845	+84,9	+386	−145	−23
60	+1636	+75,3	+70	+8419	−1331	−61,2	+240	−90	−20
90	−1249	−57,5	−53	+8323	−1427	−65,6	+235	−88	−141
120	−2118	−97,4	−90	+10011	+261	+12,0	+313	−117	−207
150	−1213	−55,8	−52	+10981	+1231	+56,6	+358	−134	−186
180	0	0	0	+11143	+1393	+64,1	+365	−137	−137
210	+390	+17,9	+17	+10981	+1231	+56,6	+358	−134	−117
240	+2118	+97,4	+90	+10011	+261	+12,0	+313	−117	−27
270	+1333	+61,3	+57	+8349	−1401	−64,4	+237	−89	−32
300	−1244	−57,2	−53	+8309	−1441	−66,3	+235	−88	−141
330	−1767	−81,3	−75	+10200	+450	+20,7	+322	−121	−196
360	0	0	0	+9156	−594	−27,3	+274	−103	−103
390	−2264	−104,1	−97	+5080	−4670	−214,8	+86	−32	−129
420	−1600	−73,6	−68	+7502	−2248	−103,4	+198	−74	−142
450	−3004	−138,2	−128	+8841	−909	−41,8	+259	−97	−225
480	−2940	−135,2	−125	+10811	+1061	+48,8	+350	−131	−256
510	−1478	−68,0	−63	+11642	+1892	+87,0	+388	−145	−208
540	0	0	0	+11537	+1787	+82,2	+383	−143	−143
570	+1249	+57,5	+53	+11072	+1322	+60,8	+362	−136	−83
600	+2176	+100,1	+93	+10069	+319	+14,7	+316	−118	−25
630	+1328	+61,1	+57	+8347	−1403	−64,5	+237	−89	−22
660	−1600	−73,6	−68	+8397	−1353	−62,2	+239	−90	−158
690	−2816	−129,5	−120	+11530	+1780	+81,9	+383	−143	−263
720	0	0	0	+13706	+3956	+182,0	+483	−181	−181

Максимальное и минимальное нормальные напряжения асимметричного цикла шатунной шейки:

$$\sigma_{max} = M_{\varphi_м\ max} / W_{\sigma ш.ш} = -20 \cdot 10^{-6} / (10{,}85 \cdot 10^{-6}) = -1{,}8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{min} = M_{\varphi_м\ min} / W_{\sigma ш.ш} = -263 \cdot 10^{-6} / (10{,}85 \cdot 10^{-6}) = -23{,}6 \text{ МПа},$$

где $W_{\sigma ш.ш} = 0{,}5 W_{\tau ш.ш} = 0{,}5 \cdot 21{,}7 \cdot 10^{-6} = 10{,}85 \cdot 10^{-6}$ м^3.

Среднее напряжение и амплитуда напряжений:

$$\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2 = (-1{,}8 - 23{,}6)/2 = -12{,}7 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2 = (-1{,}8 + 23{,}6)/2 = 10{,}9 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{ak}=\sigma_a\frac{k_\sigma}{\varepsilon_{M\sigma}\varepsilon_{n\sigma}}=10{,}9\frac{1{,}8}{0{,}76\cdot 1{,}2}=21{,}5\text{ МПа},$$

где $k_\sigma=1+q(\alpha_{k\sigma}-1)=1+0{,}4(3{,}0-1)=1{,}8$; $q=0{,}4$; $\alpha_{k\sigma}=3{,}0$ и $\varepsilon_{n\sigma}=\varepsilon_{ш}=1{,}2$ — определены при расчете коренной шейки; $\varepsilon_{M\sigma}=0{,}76$ — масштабный коэффициент, определенный по табл. 11.7 при $d_{ш.ш}=48$ мм.

Запас прочности шатунной шейки от нормальных напряжений определяется по пределу усталости (при $\sigma_m<0$):

$$n_\sigma=\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ak}+\alpha_\sigma\sigma_m}=\frac{150}{21{,}5+0{,}4(-12{,}7)}=9{,}13.$$

Общий запас прочности шатунной шейки

$$n_{ш.ш}=n_\sigma n_\tau/\sqrt{n_\sigma^2+n_\tau^2}=9{,}13\cdot 3{,}87/\sqrt{9{,}13^2+3{,}87^2}=3{,}56.$$

Расчет щеки. Максимальный и минимальный моменты, скручивающие щеку:

$$M_{к.щ\ max}=T'_{max}\,0{,}5\,(l_{к.ш}+h)=2863\cdot 0{,}5\,(28+18)\,10^{-3}=65{,}8\text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{к.щ\ min}=T'_{min}\,0{,}5\,(l_{к.ш}+h)=$$

$$=-3004\cdot 0{,}5\,(28+18)\,10^{-3}=-69{,}1\text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $T'_{max}=2863$ Н и $T'_{min}=3004$ Н определены по табл. 14.5.

Максимальное и минимальное касательные напряжения знакопеременного цикла щеки:

$$\tau_{max}=M_{к.щ\ max}/W_{щ}=65{,}8\cdot 10^{-6}/(6{,}99\cdot 10^{-6})=9{,}41\text{ МПа};$$

$$\tau_{min}=M_{к.щ\ min}/W_{щ}=-69{,}1\cdot 10^{-6}/(6{,}99\cdot 10^{-6})=-9{,}89\text{ МПа},$$

где $W_{щ}=\mu bh^2=0{,}284\cdot 76\cdot 18^2\cdot 10^{-9}=6{,}99\cdot 10^{-6}$ м^3 — момент сопротивления расчетного сечения $A-A$ (см. рис. 14.1, *б*) щеки ($\mu=0{,}284$ определен при $b/h=76/18=4{,}2$).

Среднее напряжение и амплитуды напряжений:

$$\tau_m=(\tau_{max}+\tau_{min})/2=(9{,}41-9{,}89)/2=-0{,}48\text{ МПа};$$

$$\tau_a=(\tau_{max}-\tau_{min})/2=(9{,}41+9{,}89)/2=9{,}65\text{ МПа};$$

$$\tau_{ak}=\tau_a k_\tau/(\varepsilon_{M\tau}\varepsilon_{щ\tau})=9{,}65\cdot 0{,}70/(0{,}64\cdot 0{,}75)=14{,}1\text{ МПа},$$

где $k_\tau=0{,}6[1+q(\alpha_{k\sigma}-1)]=0{,}6[1+0{,}4(1{,}4-1)]=0{,}70$ — коэффициент концентрации напряжении, определенный по формулам (11.10) и (11.12); $q=0{,}4$ — коэффициент чувствительности материала к кон-

центрации напряжений, принятый по данным § 11.3; $\alpha_{\kappa\sigma}=1{,}4$ — теоретический коэффициент концентрации, определенный по табл. 11.6 с учетом наличия концентрации напряжений у галтели (радиус галтели принят 3 мм) при $r_{\text{гал}}/h=3/18=0{,}17$; $\varepsilon_{\text{мт}}=0{,}64$ — масштабный коэффициент, определенный по табл. 11.7 при $b=76$ мм; $\varepsilon_{\text{пт}}=0{,}75$ — коэффициент поверхностной чувствительности, определенный по табл. 11.8 для необработанной щеки.

Запас прочности щеки от касательных напряжений определяют по пределу усталости (при $\tau_m<0$):

$$n_\tau=\frac{\tau_{-1}}{\tau_{a\kappa}+\alpha_\tau\tau_m}=\frac{115}{14{,}1+0{,}6(-0{,}48)}=8{,}3.$$

Максимальное и минимальное нормальные напряжения щеки:

$$\sigma_{\Sigma\max}=M_{\text{н.щ max}}/W_{\sigma\text{щ}}+P_{\text{щ max}}/F_{\text{щ}}=124\cdot10^{-6}/(4{,}21\cdot10^{-6})+$$
$$+(-877\cdot10^{-6})/(1368\cdot10^{-6})=28{,}8\ \text{МПа};$$

$$\sigma_{\Sigma\min}=M_{\text{н.щ min}}/W_{\sigma\text{щ}}+P_{\text{щ.min}}/F_{\text{щ}}=(-55{,}4\cdot10^{-6})/(4{,}21\cdot10^{-6})+$$
$$+(-13\,705\cdot10^{-6})/(1368\cdot10^{-6})=-23{,}2\ \text{МПа},$$

где $M_{\text{н.щ max}}=0{,}25[K_{\max}+K_R+2(-P'_{\text{пр}})]\,l_{\text{к.ш}}=0{,}25[14\,156-15\,910+2\cdot9750]\cdot28\cdot10^{-3}=124$ Н·м; $P_{\text{щ.max}}=0{,}5\,(K_{\max}+K_R)=0{,}5(14156-15\,910)=-877$ Н; $M_{\text{н.щ min}}=0{,}25\,[K_{\min}+K_R+2\,(-P'_{\text{пр}})\,l_{\text{к.ш}}=0{,}25\times(-11\,501-15910+2\cdot9750)\cdot28\cdot10^{-3}=-55{,}4$ Н·м; $P_{\text{щ min}}=0{,}5\,(K_{\min}+K_R)=0{,}5(-11\,501-15910)=-13\,705$ Н; значения $K_{\max}$ и $K_{\min}$ взяты из табл. 10.4;

$$W_{\sigma\text{щ}}=bh^2/6=76\cdot18^2\cdot10^{-9}/6=4{,}21\cdot10^{-6}\ \text{м}^3;$$
$$F_{\text{щ}}=bh=76\cdot18\cdot10^{-6}=1368\cdot10^{-6}\ \text{м}^2.$$

Среднее напряжение и амплитуды напряжений:

$$\sigma_m=(\sigma_{\max}+\sigma_{\min})/2=(28{,}8-23{,}2)/2=2{,}8\ \text{МПа};$$
$$\sigma_a=(\sigma_{\max}-\sigma_{\min})/2=(28{,}8+23{,}2)/2=26{,}0\ \text{МПа};$$
$$\sigma_{a\kappa}=(\sigma_a k_\sigma/(\varepsilon_{\text{м}\sigma}\varepsilon_{\text{п}\sigma})=26{,}0\cdot1{,}16/(0{,}7\cdot0{,}75)=57{,}4\ \text{МПа},$$

где $k_\sigma=1+q\,(\alpha_{\kappa\sigma}-1)=1+0{,}4\,(1{,}4-1)=1{,}16$; $\alpha_{\kappa\sigma}=1{,}4$; $q=0{,}4$ и $\varepsilon_{\text{п}\sigma}=\varepsilon_{\text{пт}}=0{,}75$ определены при подсчете касательных напряжений; $\varepsilon_{\text{м}\sigma}=0{,}70$ — по табл. 11.7 при $b=76$ мм.

Так как $\dfrac{\sigma_{a\kappa}}{\sigma_m}=\dfrac{57{,}4}{2{,}8}=20{,}5>\dfrac{\beta_\sigma-\alpha_\sigma}{1-\beta_\sigma}=0{,}2$, то запас прочности щеки от нормальных напряжений определяют по пределу усталости:

$$n_\sigma = \sigma_{-1}/(\sigma_{a\kappa} + \alpha_\sigma \sigma_m) = 150/(57{,}4 \cdot 0{,}4 \cdot 2{,}8) = 2{,}56.$$

Суммарный запас прочности щеки

$$n_ш = n_\sigma n_\tau / \sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2} = 2{,}56 \cdot 8{,}3/\sqrt{2{,}56^2 \cdot 8{,}3^2} = 2{,}45.$$

14.6. РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА V-ОБРАЗНОГО ДВИГАТЕЛЯ

На основании данных динамического расчета имеем: коленчатый вал (см. рис. 10.15) с симметричными коленами (см. рис. 14.1, *г*) и с противовесами, расположенными только на концах вала; центробежную силу инерции вращающихся масс $K_{R\Sigma} = K_{Rк} + 2K_{Rш} = -16{,}1 + 2(-10{,}9) = -37{,}9$ кН; радиус кривошипа $R = 60{,}0$ мм.

С учетом соотношений, приведенных в § 14.1, и анализа существующих двигателей принимаем следующие основные размеры колена вала (см. рис. 14.1, *б* и *г*): 1) коренная шейка — наружный диаметр $d_{к.ш} = 90$ мм, длина $l_{к.ш} = 37$ мм; 2) шатунная шейка — наружный диаметр $d_{ш.ш} = 80$ мм; внутренний диаметр $\delta_{ш.ш} = 30$ мм, длина $l_{ш.ш} = 68$ мм; 3) расчетное сечение $A - A$ щеки — ширина $b = 130$ мм, толщина $h = 26$ мм; 4) радиус галтелей $r_{гал} = 0{,}05 d_{ш.ш} = 0{,}05 \cdot 80 = 4$ мм. Материал вала — сталь 50Г.

По табл. 11.2 и 11.4 для углеродистой стали 50Г определяем:

пределы прочности $\sigma_в = 800$ МПа и текучести $\sigma_т = 370$ МПа и $\tau_т = 250$ МПа;

пределы усталости (выносливости) при изгибе $\sigma_{-1} = 340$ МПа, растяжении — сжатии $\sigma_{-1р} = 0{,}75\sigma_{-1} = 0{,}75 \cdot 340 = 255$ МПа и кручении $\tau_{-1} = 0{,}53\sigma_{-1} = 0{,}53 \cdot 340 = 180$ МПа;

коэффициенты приведения цикла при изгибе $\alpha_\sigma = 0{,}18$, кручении $\alpha_\tau = 0{,}08$ и растяжении — сжатии $\alpha_\sigma = 0{,}14$.

По формулам (11.1) — (11.3) определяем:

при изгибе

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_т} = \frac{340}{370} = 0{,}919 \text{ и } \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\alpha} = \frac{0{,}919 - 0{,}18}{1 - 0{,}919} = 9{,}1;$$

при растяжении — сжатии

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1р}}{\sigma_т} = \frac{255}{370} = 0{,}689 \text{ и } \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = \frac{0{,}689 - 0{,}14}{1 - 0{,}689} = 1{,}8;$$

при кручении

$$\beta_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_т} = \frac{180}{250} = 0{,}72 \text{ и } \frac{\beta_\tau - \alpha_\tau}{1 - \beta_\tau} = \frac{0{,}72 - 0{,}08}{1 - 0{,}72} = 2{,}3.$$

Удельное давление на поверхности:

шатунной шейки

$$k_{ш.ш.ср}=R_{ш.ш.ср}/(d_{ш.ш}l'_{ш.ш})=22{,}9\cdot10^{-3}/(80\cdot29\cdot10^{-6})=9{,}9\ \text{МПа};$$

$$k_{ш.ш\ max}=R_{ш.ш\ max}/(d_{ш.ш}l'_{ш.ш})=95{,}2\cdot10^{-3}/(80\cdot29\cdot10^{-6})=41{,}0\ \text{МПа},$$

где $R_{ш.ш.ср}=22{,}9$ кН и $R_{ш.ш.max}=92{,}5$ кН — соответственно средняя и максимальная нагрузки на шатунную шейку (см. § 10.2); $l'_{ш.ш}\approx$ $\approx(1/2)\{l_{ш.ш}-[2r_{гал}+(2-3)\ \text{мм}]\}=(1/2)[68-(2\cdot4+2)]=29$ мм — рабочая ширина одного шатунного вкладыша;

коренной шейки

$$k_{к.ш.ср}=R_{к.ш.ср}/(d_{к.ш}l'_{к.ш})=37{,}5\cdot10^{-3}/(90\cdot27\cdot10^{-6})=15{,}4\ \text{МПа};$$

$$k_{к.ш\ max}=R_{к.ш\ max}/(d_{к.ш}l'_{к.ш})=58{,}2\cdot10^{-3}/(90\cdot27\cdot10^{-6})=24{,}0\ \text{МПа},$$

где $R_{к.ш.ср}=R_{к.шΣ4ср}=37{,}5$ КН и $R_{к.ш\ max}=R_{к.шΣ4max}=58{,}2$ кН — соответственно средняя и максимальная нагрузки на 4-ю наиболее нагруженную шейку (см. § 10.2); $l'_{к.ш}\approx l_{к.ш}-[2r_{гал}+(2\div3)\ \text{мм}]=37-$ $-(2\cdot4+2)=27$ мм — рабочая ширина коренного вкладыша.

Расчет коренной шейки. Набегающие моменты, скручивающие коренные шейки, приведены в табл. 14.6, где значения тангенциальной силы T взяты из табл. 10.11 и рис. 10.10, $M_{к.ш1}=0$, значения $M_{кр.дл}$ и $M_{кр.дп}$ приняты с учетом порядка работы двигателя *1л — 1п — 4л — 2л — 2п — 3л — 3п — 4п*, а $M_{к.шi}=M_{к.ш(i-1)}+$ $+M_{кр.дл(i-1)}+M_{кр.дп(i-1)}$.

Момент сопротивления коренной шейки кручению

$$W_{тк.ш}=\pi d^3_{к.ш}/16=3{,}14\cdot90^3\cdot10^{-9}/16=143\cdot10^{-6}\ \text{м}^3.$$

Максимальное и минимальное касательные напряжения знакопеременного цикла для наиболее нагруженной 3-й коренной шейки (см. табл. 14.6):

$$\tau_{max}=M_{к.ш\ max}/W_{тк.ш}=2960\cdot10^{-6}/(143\cdot10^{-6})=20{,}7\ \text{МПа};$$

$$\tau_{min}=M_{к.ш\ min}/W_{тк.ш}=-1180\cdot10^{-6}/(143\cdot10^{-6})=-8{,}3\ \text{МПа}.$$

Среднее напряжение и амплитуды напряжений:

$$\tau_m=(\tau_{max}+\tau_{min})/2=(20{,}7-8{,}3)/2=6{,}2\ \text{МПа},$$

$$\tau_a=(\tau_{max}-\tau_{min})/2=(20{,}7+8{,}3)/2=14{,}5\ \text{МПа},$$

$$\tau_{ak}=\tau_a k_\tau/(\varepsilon_{мτ}\varepsilon_{шτ})=14{,}5\cdot1{,}45/(0{,}62\cdot1{,}2)=28{,}3\ \text{МПа},$$

где $k_\tau=0{,}6[1+q(\alpha_{k\sigma}-1)]=0{,}6[+0{,}71(3-1)]=1{,}45$ — коэффициент концентрации напряжений, определенный по формулам (11.10) и (11.12); $q=0{,}71$ — коэффициент чувствительности материала к кон-

центрации напряжений, определенный по графику (см. рис. 11.2) при $\sigma_в = 800$ МПа и $\alpha_{\tau\sigma} = 3$ — теоретический коэффициент концентрации напряжений, определенный по табл. 11.6 с учетом наличия масляного отверстия в шейке; $\varepsilon_{м\tau} = 0{,}62$ — масштабный коэффициент, определенный по табл. 11.7 при $d_{к.ш} = 90$ мм; $\varepsilon_{п\tau} = 1{,}2$ — коэффициент поверхностной чувствительности, определенный по табл. 11.8 с учетом закалки шеек токами высокой частоты.

Так как $\dfrac{\tau_{ak}}{\tau_m} = \dfrac{28{,}3}{6{,}2} = 4{,}6 > \dfrac{\beta_\tau - \alpha_\tau}{1 - \beta_\tau} = 2$, то запас прочности коренной шейки определяют по пределу усталости:

$$n_\tau = \tau_{-1}/(\tau_{ak} + \alpha_\tau \tau_m) = 180/(28{,}3 + 0{,}08 \cdot 6{,}2) = 6{,}25.$$

Расчет шатунной шейки. Набегающие моменты, скручивающие шатунные шейки, приведены в табл. 14.7, где значения $M_{к.ш i}$, $M_{кр.ц.л i}$ и $M_{кр.ц.п i}$ взяты из табл. 14.6, а $M_{ш.ш i} = M_{к.ш i} + 0{,}5\,(M_{кр.ц.л i} + M_{кр.ц.п i})$ для двухпролетного симметричного вала.

Момент сопротивления кручению шатунной шейки

$$W_{ш.ш} = \frac{\pi}{16} d_{ш.ш}^3 \left[1 - \left(\frac{\delta_{ш.ш}}{d_{ш.ш}}\right)^4\right] = \frac{3{,}14}{16} 80^3 \left[1 - \left(\frac{30}{80}\right)^4\right] 10^{-9} =$$

$$= 98{,}5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Максимальное и минимальное касательные напряжения знакопеременного цикла для наиболее нагруженной 3-й шатунной шейки (см. табл. 14.7):

$$\tau_{max} = M_{ш.ш\ max}/W_{ш.ш} = 2740 \cdot 10^{-6}/(98{,}5 \cdot 10^{-6}) = 27{,}8 \text{ МПа};$$

$$\tau_{min} = M_{ш.ш\ min}/W_{ш.ш} = -1165 \cdot 10^{-6}/(98{,}5 \cdot 10^{-6}) = -11{,}8 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение и амплитуды напряжений:

$$\tau_m = (\tau_{max} + \tau_{min})/2 = (27{,}8 - 11{,}8)/2 = 8{,}0 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = (\tau_{max} - \tau_{min})/2 = (27{,}8 + 11{,}8)/2 = 19{,}8 \text{ МПа};$$

$$\tau_{ak} = \tau_a k_\tau/(\varepsilon_{м\tau}\varepsilon_{п\tau}) = 19{,}8 \cdot 1{,}45/(0{,}65 \cdot 0{,}87) = 50{,}8 \text{ МПа},$$

где $k_\tau = 1{,}45$ определен при расчете коренной шейки; $\varepsilon_{м\tau} = 0{,}65$ — масштабный коэффициент, определенный по табл. 11.7 при $d_{ш.ш} = 80$ мм; $\varepsilon_{п\tau} = 0{,}87$ — коэффициент поверхностной чувствительности материала к концентрации напряжений, определенный по табл. 11.8 для внутренней поверхности шейки (сверления), на которую выходит масляное отверстие.

φ°	2-я коренная шейка					3-я коренная шейка				
	$\varphi^\circ_{к.л1}$	$M_{кр.ц.л1}$, Н·м	$\varphi^\circ_{к.п1}$	$M_{кр.ц.п1}$, Н·м	$M_{к.ш2}$, Н·м	$\varphi^\circ_{к.л2}$	$M_{кр.ц.л2}$, Н·м	$\varphi^\circ_{к.л2}$	$M_{кр.ц.п2}$, Н·м	$M_{к.ш3}$, Н·м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0	0	0	630	—320	—320	450	+910	360	0	+590
10	10	—400	640	—170	—570	460	+890	370	+1390	+1710
20	20	—560	650	+100	—460	470	+860	380	+1790	+2190
30	30	—610	660	+330	—280	480	+770	390	+1900	+2390
40	40	—610	670	+480	—130	490	+680	400	+1420	+1970
50	50	—510	680	+580	+70	500	+535	410	+1130	+1735
60	60	—330	690	+615	+285	510	+390	420	+985	+1660
70	70	—145	700	+515	+370	520	+260	430	+890	+1520
80	80	+110	710	+270	+380	530	+110	440	+880	+1370
90	90	+315	720	0	+315	540	0	450	+910	+1225
120	120	+520	30	—610	—90	570	—325	480	+770	+355
150	150	+300	60	—330	—30	600	—520	510	+390	—160
180	180	0	90	+315	+315	630	—320	540	0	—5
210	210	—310	120	+520	+210	660	+330	570	—325	+215
240	240	—555	150	+300	—255	690	+615	600	—520	—160
270	270	—440	180	0	—440	720	0	630	—320	—760
300	300	—90	210	—310	—400	30	—610	660	+330	—680
330	330	—330	240	—555	—885	60	—330	690	+615	—600
340	340	—320	250	—605	—985	70	—145	700	+515	—555
360	360	0	270	—440	—440	90	+315	720	0	—125
370	370	+1390	280	—270	+1120	100	+445	10	—400	+1165
380	380	+1790	290	—190	+1600	110	+525	20	—560	+1565
390	390	+1900	300	—90	+1810	120	+520	30	—610	+1720
420	420	+985	330	—330	+655	150	+300	60	—330	+625
450	450	+910	360	0	+910	180	0	90	+315	+1225
470	470	+860	380	+1790	+2650	200	—215	110	+525	+2960
480	480	+770	390	+1900	+2670	210	—310	120	+520	+2880
510	510	+390	420	+985	+1375	240	—555	150	+300	+1120
540	540	0	450	+910	+910	270	—440	180	0	+470
570	570	—325	480	+770	+445	300	—90	210	—310	+45
600	600	—520	510	+390	—130	330	—330	240	—555	—1015
610	610	—515	520	+260	—255	340	—320	250	—605	—1180
630	630	—320	540	0	—320	360	0	270	—440	—760
660	660	+330	570	—325	+5	390	+1900	300	—90	+1815
690	690	+615	600	—520	+95	420	+985	330	—330	+750
720	720	0	630	—320	—320	450	+910	360	0	+590

Таблица 14.6

4-я коренная шейка					5-я коренная шейка				
$\varphi_{к.л3}^{\circ}$	$M_{кр.ц.л3}$, Н·м	$\varphi_{к.п3}^{\circ}$	$M_{кр.ц.п3}$, Н·м	$M_{к.ш4}$, Н·м	$\varphi_{к.л4}^{\circ}$	$M_{кр.ц.л4}$, Н·м	$\varphi_{к.п4}^{\circ}$	$M_{кр.ц.п4}$, Н·м	$M_{к.ш5}$, Н·м
12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
270	—440	180	0	+150	540	0	90	+315	+465
280	—270	190	—105	+1335	550	—120	100	+445	+1660
290	—190	200	—215	+1785	560	—260	110	+525	+2050
300	—90	210	—310	+1990	570	—325	120	+520	+2185
310	—150	220	—395	+1425	580	—380	130	+450	+1495
320	—275	230	—485	+975	590	—450	140	+360	+885
330	—330	240	—555	+775	600	—520	150	+300	+555
340	—320	250	—605	+595	610	—515	160	+175	+255
350	—255	260	—580	+535	620	—445	170	+80	+170
360	0	270	—440	+785	630	—320	180	0	+465
390	+1900	300	—90	+2165	660	+330	210	—310	+2185
420	+985	330	—330	+495	690	+615	240	—555	+555
450	+910	360	0	+905	720	0	270	—440	+465
480	+770	390	+1900	+2885	30	—610	300	—90	+2185
510	+390	420	+985	+1215	60	—330	330	—330	+555
540	0	450	+910	+150	90	+315	360	0	+465
570	—325	480	+770	—235	120	+520	390	+1900	+2185
600	—520	510	+390	—730	150	+300	420	+985	+555
610	—515	520	+260	—810	160	+175	430	+890	+255
630	—320	540	0	—445	180	0	450	+910	+465
640	—170	550	—120	+875	190	—105	460	+890	+1660
650	+100	560	—260	+1405	200	—215	470	+860	+2050
660	+330	570	—325	+1725	210	—310	480	+770	+2185
690	+615	600	—520	+720	240	—555	510	+390	+555
720	0	630	—320	+905	270	—440	540	0	+465
20	—560	650	+100	+2500	290	—190	560	—260	+2050
30	—610	660	+330	+2600	300	—90	570	—325	+2185
60	—330	690	+615	+1405	330	—330	600	—520	+555
90	+315	720	0	+785	360	0	630	—320	+465
120	+520	30	—610	—45	390	+1900	660	+330	+2185
150	+300	60	—330	—1045	420	+985	690	+615	+555
160	+175	70	—145	—1150	430	+890	700	+515	+255
180	0	90	+315	—445	450	+910	720	0	+465
210	—310	120	+520	+2025	480	+770	30	—610	+2185
240	—555	150	+300	+495	510	+390	60	—330	+555
270	—440	180	0	+150	540	0	90	+315	+465

Так как $\frac{\tau_{ak}}{\tau_m}=\frac{50,8}{8,0}=6,3>\frac{\beta_\tau-\alpha_\tau}{1-\beta_\tau}=2$, то запас прочности шатунной шейки от касательных напряжений определяют по пределу усталости:

$$n_\tau=\tau_{-1}/(\tau_{ak}+\alpha_\tau\tau_m)=180/(50,8+0,08\cdot 8,0)=3,50.$$

Моменты, изгибающие шатунную шейку двухпролетного коленчатого вала (см. рис. 14.1, *г*):

в плоскости, перпендикулярной плоскости колена, для сечения *I — I* по оси масляного отверстия

$$M_{\text{т}(I-I)}=T'_\Sigma(0,5l-c)=T'_\Sigma(0,5\cdot 157-17)\,10^{-3}=$$

$$=T'_\Sigma\cdot 0,0615\ \text{Н}\cdot\text{м};$$

для среднего сечения *B — B*

$$M_{\text{т}(B-B)}=T'_\Sigma\cdot 0,5l=T'_\Sigma\cdot 0,5\cdot 157\cdot 10^{-3}=0,07857T'_\Sigma\ \text{Н}\cdot\text{м},$$

где $T'_\Sigma=-\left(T_\text{л}\frac{0,5l+c}{l}+T_\text{п}\frac{0,5l-c}{l}\right)=-\left(T_\text{л}\frac{0,5\cdot 157+17}{157}+T_\text{п}\frac{0,5\cdot 157-17}{157}\right)\times$ $\times 10^3=-(608T_\text{л}+392T_\text{п})$ Н; $l=l_{\text{к.ш}}+l_{\text{ш.ш}}+2h=37+68+2\cdot 26=157$ мм; $c=l_{\text{ш.ш}}/4=68/4=17$ мм;

в плоскости колена для сечения *I — I* подсчет не производят, так как на основании анализа полярной диаграммы (см. рис. 10.12) и диаграммы износа (см. рис. 10.14) масляное отверстие на шатунной шейке целесообразно сделать в горизонтальной плоскости ($\varphi_\text{м}=90°$) и, следовательно, $M_{\varphi_\text{м}}=M_{\text{т}(I-I)}$;

для среднего сечения *B — B*

$$M_{\text{к}(B-B)}=M_{\text{кр}(B-B)}+M_{\text{к}R(B-B)},$$

где $M_{\text{кр}(B-B)}=K'_\Sigma\cdot 0,5l=K'_\Sigma\cdot 0,5\cdot 157\cdot 10^{-3}=0,0785K'_\Sigma$ Н·м;

$$M_{\text{к}R(B-B)}=K'_{R\Sigma}\cdot 0,5l+K_{R\text{ш}}c=18,95\cdot 0,5\cdot 157-10,9\cdot 17=$$

$$=1302\ \text{Н}\cdot\text{м};$$

$$K'_{R\Sigma}=-0,5K_{R\Sigma}=-0,5(-37,9)=18,95\ \text{кН};$$

расчет моментов $M_{\varphi_\text{м}}$ и $M_\text{из}=\sqrt{M^2_{\text{т}(B-B)}+M^2_{K(B-B)}}$ приведен в табл. 14.8, где значения $T_\text{л}$, $T_\text{п}$, $K_\text{л}$ взяты из табл. 10.14.

Таблица 14.7

$\varphi°$	1-я шатунная шейка	2-я шатунная шейка			3-я шатунная шейка			4-я шатунная шейка		
	$M_{ш.ш1}=0,5\times(M_{кр\,шп1}+M_{кр\,шп1})$, Н·м	$M_{к.ш2}$, Н·м	$0,5(M_{кр\,шп2}+M_{кр\,шп2})$, Н·м	$M_{ш.ш2}$, Н·м	$M_{к.ш3}$, Н·м	$0,5(M_{кр\,шп3}+M_{кр\,шп3})$, Н·м	$M_{ш.ш3}$, Н·м	$M_{к.ш4}$, Н·м	$0,5(M_{кр\,шп4}+M_{кр\,шп4})$, Н·м	$M_{ш.ш4}$, Н·м
0	−160	−320	+455	+135	+590	−220	+370	+150	+158	+308
30	−140	−280	+1335	+1055	+2390	−200	+2190	+1990	+98	+2078
60	+143	+285	+688	+973	+1660	−443	+1217	+775	−110	+665
90	+158	+315	+455	+770	+1225	−220	+1005	+785	−160	+625
120	−45	−90	+223	+133	+355	+905	+1260	+2165	+10	+2175
150	−15	−30	−65	−95	−160	+328	+168	+495	+30	+525
180	+158	+315	−160	+155	−5	+455	+450	+905	−220	+685
210	+105	+210	+3	+213	+215	+1335	+1550	+2885	−350	+2535
240	−128	−255	+48	−207	−160	+688	+528	+1215	−330	+885
270	−220	−440	−160	−600	−760	+455	−305	+150	+158	+308
300	−200	−400	−140	−540	−680	+223	−457	−235	+1210	+975
330	−443	−885	+143	−742	−600	−65	−665	−730	+643	−87
360	−220	−440	+158	−282	−125	−160	−285	−445	+455	+10
370	+560	+1120	+23	+1143	+1165	−145	+1020	+875	+393	+1268
380	+800	+1600	−18	+1582	+1565	−65	+1500	+1405	+323	+1728
390	+905	+1810	−45	+1765	+1720	+3	+1723	+1725	+230	+1955
420	+328	+655	−15	+640	+625	+48	+673	+720	−83	+637
450	+455	+910	+158	+1068	+1225	−160	+1065	+905	−220	+685
470	+1325	+2650	+155	+2805	+2960	−230	+2730	+2500	−225	+2275
480	+1335	+2670	+105	+2775	+2880	−140	+2740	+2600	−208	+2392
510	+688	+1375	−128	+1247	+1120	+143	+1263	+1405	−425	+980
540	+455	+910	−220	+690	+470	+158	+628	+785	−160	+625
570	+223	+445	−200	+225	+45	−45	0	−45	+1115	+1070
600	−65	−130	−443	−573	−1015	−15	−1030	−1045	+800	−245
610	−128	−255	−463	−718	−1180	+15	−1165	−1150	+703	−447
630	−160	−320	−220	−540	−760	+158	−602	−445	+455	+10
660	+3	+5	+905	+910	+1815	+105	+1920	+2025	+80	+2105
690	+48	+95	+328	+423	+750	−128	+622	+495	+30	+525
720	−160	−320	+455	+135	+590	−220	+370	+150	+158	+308

Максимальные и минимальные нормальные напряжения в шатунной шейке:

в сечении $I-I$

$$\sigma_{max}=M_{\varphi_M\ max}/W_{\sigma ш.ш}=430\cdot10^{-6}/(49{,}2\cdot10^{-6})=8{,}7\ \text{МПа};$$

$$\sigma_{min} = M_{\varphi_M\ min}/W_{ош.ш} = -1247 \cdot 10^{-6}/(49{,}2 \cdot 10)^{-6} = -25{,}3 \text{ МПа},$$

где $W_{ош.ш} = 0{,}5W_{ш.ш} = 0{,}5 \cdot 98{,}5 \cdot 10^{-6} = 49{,}2 \cdot 10^{-6}$ м^3;

в сечении $B - B$

$$\sigma_{max} = M_{из\ max}/W_{ош.ш} = 3733 \cdot 10^{-6}/(49{,}2 \cdot 10^{-6}) = 75{,}9 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{min} = M_{из\ min}/W_{ош.ш} = 1048 \cdot 10^{-6}/(49{,}2 \cdot 10^{-6}) = 21{,}3 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение и амплитуды напряжений:

для сечения $I - I$

$$\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2 = (8{,}7 - 25{,}3)/2 = -8{,}3 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2 = (8{,}7 + 25{,}3)/2 = 17{,}0 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{ak} = \sigma_a k_\sigma/(\varepsilon_{M\sigma}\varepsilon_{n\sigma}) = 17{,}0 \cdot 2{,}42/(0{,}69 \cdot 0{,}87) = 68{,}5 \text{ МПа},$$

где $k_\sigma = 1 + q(\alpha_{k\sigma} - 1) = 1 + 0{,}7(3 - 1) = 2{,}42$; значения $q = 0{,}71$ и $\alpha_{k\sigma} = 3$ определены при расчете коренной шейки; $\varepsilon_{\sigma M} = 0{,}69$ — масштабный коэффициент, определенный по табл. 11.7 при $d_{ш.ш} = 80$ мм; $\varepsilon_{n\sigma} = 0{,}87$ — коэффициент поверхностной чувствительности, определенный по табл. 11.8 для внутренней поверхности шейки (сверление), на которую выходит масляное отверстие;

для сечения $B - B$

$$\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2 = (75{,}9 + 21{,}3)/2 = 48{,}6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2 = (75{,}9 - 21{,}3)/2 = 27{,}3 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{ak} = \sigma_a k_\sigma/(\varepsilon_{M\sigma}\varepsilon_{n\sigma}) = 27{,}3 \cdot 2{,}42/(0{,}69 \cdot 1{,}2) = 79{,}8 \text{ МПа},$$

где $k_\sigma = 2{,}42$; $\varepsilon_{M\sigma} = 0{,}69$ (как и для сечения $I - I$); $\varepsilon_{n\sigma} = 1{,}2$ (как и для коренной шейки).

Запас прочности шатунной шейки от нормальных напряжений определяется:

для сечения $I - I$ — по пределу усталости (при $\sigma_m < 0$)

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ak} + \alpha_\sigma \sigma_m} = \frac{340}{68{,}5 + 0{,}18(-8{,}3)} = 5{,}07;$$

для сечения $B - B$ — по пределу текучести, так как

$$\frac{\sigma_{ak}}{\sigma_m} = \frac{79{,}8}{48{,}6} = 1{,}64 < \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = 9{,}1;$$

$$n_{\tau\sigma}=\sigma_{\tau}/(\sigma_{a\kappa}+\sigma_m)=370/(79{,}8+48{,}6)=2{,}88.$$

Общий минимальный запас прочности шатунной шейки для наиболее нагруженного среднего сечения $B-B$

$$n_{ш.ш}=n_{\tau\sigma}n_{\tau}/\sqrt{n_{\tau\sigma}^2+n_{\tau}^2}=2{,}88\cdot 3{,}50/\sqrt{2{,}88^2+3{,}50^2}=2{,}22.$$

Расчет щеки. Максимальный и минимальный моменты, скручивающие щеку:

$$M_{к.щ\ max}=T'_{\Sigma max}\,0{,}5\,(l_{к.ш}+h)=6990\cdot 0{,}5\,(37+26)10^{-3}=$$
$$=220\ \text{Н}\cdot\text{м};$$
$$M_{к.щ\ min}=T'_{\Sigma min}0{,}5\,(l_{к.ш}+h)=-20270\cdot 0{,}5(37+26)10^{-3}=$$
$$=-639\ \text{Н}\cdot\text{м}.$$

Максимальное и минимальное касательные напряжения знакопеременного цикла щеки

$$\tau_{max}=M_{к.щ\ max}/W_{тщ}=220\cdot 10^{-6}/(25{,}66\cdot 10^{-6})=8{,}6\ \text{МПа};$$
$$\tau_{min}=M_{к.щ\ min}/W_{тщ}=-639\cdot 10^{-6}/(25{,}66\cdot 10^{-6})=-24{,}9\ \text{МПа},$$

где $W_{тщ}=\vartheta bh^2=0{,}292\cdot 130\cdot 26^2\cdot 10^{-9}=25{,}66\cdot 10^{-6}$ — момент сопротивления щеки, м^3; $\vartheta=0{,}292$ определен по данным § 14.4 при $b/h=130/26=5{,}0$.

Среднее напряжение и амплитуды напряжений

$$\tau_m=(\tau_{max}+\tau_{min})/2=(8{,}6-24{,}9)/2=-8{,}15\ \text{МПа};$$
$$\tau_a=(\tau_{max}-\tau_{min})/2=(8{,}6+24{,}9)/2=16{,}75\ \text{МПа};$$
$$\tau_{a\kappa}=\tau_a k_{\tau}/(\varepsilon_{м\tau}\varepsilon_{п\tau})=16{,}75\cdot 0{,}75/(0{,}57\cdot 0{,}7)=31{,}5\ \text{МПа},$$

где $k_{\tau}=0{,}6\,[1+q\,(\alpha_{к\sigma}-1)]=0{,}6\,[1+0{,}6\,(1{,}4-1)]=0{,}75$ — коэффициент концентрации напряжений, определенный по формулам (11.10) и (11.12); $q=0{,}60$ — коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений, определенный по графику (см. рис. 11.2) при $\sigma_{в}=800$ МПа и $\alpha_{к\sigma}=1{,}4$; $\alpha_{к\sigma}=1{,}4$ — теоретический коэффициент концентрации, определенный по табл. 11.6 при $r_{гал}/h=4/26=0{,}15$; $\varepsilon_{м\tau}=0{,}57$ — масштабный коэффициент, определенный по табл. 11.7 при $b=130$ мм; $\varepsilon_{п\tau}=0{,}7$ — коэффициент поверхностной чувствительности, определенный по табл. 11.8 для необработанной щеки в месте перехода к галтели.

Таблица 14.8

$\varphi°$	$T_л$, кН	$T_л(0{,}5l + c)/l =$ $= T_л\,608$, Н	$T_п$, кН	$T_п(0{,}5l - c)/l =$ $= T_п\,392$, Н	T'_Σ, Н	$M_{T(l-l)} =$ $= M_{\varphi M}$, Н · м	$M_{T(B-B)}$, Н · м
0	0	0	— 5,3	— 2078	+ 2078	+ 128	+ 163
30	— 10,2	— 6202	+ 5,5	+ 2156	+ 4046	+ 249	+ 318
60	— 5,5	— 3344	+ 10,2	+ 3998	— 654	— 40	— 51
90	+ 5,3	+ 3222	0	0	— 3222	— 198	— 253
120	+ 8,7	+ 5290	— 10,2	— 3998	— 1292	— 79	— 101
150	+ 5,1	+ 3101	— 5,2	— 2156	— 945	— 58	— 74
180	0	0	+ 5,3	+ 2078	— 2078	— 128	— 163
210	— 5,2	— 3162	+ 8,7	+ 3410	— 248	— 15	— 19
240	— 9,3	— 5654	+ 5,1	+ 1999	+ 3655	+ 225	+ 287
270	— 7,4	— 4499	0	0	+ 4499	+ 277	+ 353
300	— 1,5	— 912	— 5,2	— 2038	+ 2950	+ 181	+ 232
330	— 5,5	— 3344	— 9,3	— 3646	+ 6990	+ 430	+ 549
360	0	0	— 7,4	— 2901	+ 2901	+ 178	+ 204
370	+ 23,2	+ 14110	— 4,2	— 1646	— 12460	— 766	— 978
380	+ 29,8	+ 18120	— 2,4	— 941	— 17180	— 1057	— 1349
390	+ 31,7	+ 19270	— 1,5	— 588	— 18680	— 1149	— 1467
420	+ 16,4	+ 9971	— 5,5	— 2156	— 7815	— 481	— 613
450	+ 15,2	+ 9242	0	0	— 9242	— 568	— 725
460	+ 15,0	+ 9120	+ 23,2	+ 9094	— 18210	— 1120	— 1429
470	+ 13,5	+ 8208	+ 29,8	+ 11680	— 19890	— 1223	— 1561
480	+ 12,9	+ 7843	+ 31,7	+ 12430	— 20270	— 1247	— 1591
510	+ 6,5	+ 3952	+ 16,4	+ 6429	— 10380	— 638	— 815
540	0	0	+ 15,2	+ 5958	— 5958	— 366	— 468
570	— 5,4	— 3283	+ 12,9	+ 5057	— 1774	— 109	— 139
600	— 8,7	— 5290	+ 6,5	+ 2548	+ 2742	+ 169	+ 215
630	— 5,3	— 3222	0	0	+ 3222	+ 198	+ 253
660	+ 5,5	+ 3344	— 5,4	— 2117	— 1227	— 75	— 96
690	+ 10,2	+ 6202	— 8,7	— 3410	— 2792	— 172	— 219
720	0	0	— 5,3	— 2078	+ 2078	+ 128	+ 163

φ°	$K_л$, кН	$K_л(0{,}5l + c)/l = K_л\,608$, Н	$K_п$, кН	$K_п(0{,}5l - c)/l = K_п\,392$, Н	K'_Σ, Н	$M_{кр(В-В)}$, Н м	$M_{К(В-В)}$, Н · м	$M_{нз}$, Н м
0	— 21,1	— 12830	— 1,5	— 588	+ 13420	+ 1053	+ 2355	2360
30	— 13,2	— 8026	— 1,6	— 627	+ 8653	+ 679	+ 1981	2005
60	— 1,6	— 973	— 13,2	— 5174	+ 6147	+ 483	+ 1785	1786
90	— 1,5	— 912	— 21,1	— 8271	+ 9183	+ 721	+ 2023	2037
120	— 8,2	— 4986	— 13,2	— 5174	+ 10160	+ 798	+ 2100	2102
150	— 12,4	— 7539	— 1,6	— 627	+ 8166	+ 641	+ 1943	1944
180	— 13,2	— 8026	— 1,5	— 588	+ 8614	+ 676	+ 1978	1984
210	— 12,6	— 7661	— 8,2	— 3214	+ 10875	+ 854	+ 2156	2156
240	— 8,8	— 5350	— 12,4	— 4861	+ 10210	+ 801	+ 2103	2122
270	— 2,1	— 1277	— 13,2	— 5174	+ 6451	+ 506	+ 1808	1842
300	+ 0,5	+ 304	— 12,6	— 4939	+ 4635	+ 364	+ 1666	1682
330	+ 7,1	+ 4317	— 8,8	— 3450	— 867	— 68	+ 1234	1350
360	+ 75,0	+ 45600	— 2,1	— 823	— 44780	— 3515	— 2213	2223
370	+ 103,2	+ 62750	— 0,7	— 274	— 62480	— 4905	— 3603	3733
380	+ 63,1	+ 38360	0	0	— 38360	— 3011	— 1709	2177
390	+ 40,9	+ 24870	+ 0,5	+ 196	— 25070	— 1968	— 662	1609
420	+ 4,9	+ 2979	+ 7,1	+ 2783	— 5762	— 452	+ 850	1048
450	— 4,2	— 2554	+ 75,0	+ 29400	— 26850	— 2108	— 806	1084
460	— 5,8	— 326	+ 103,2	+ 40450	— 36920	— 2898	— 1596	2142
470	— 9,8	— 5958	+ 63,1	+ 24740	— 18780	— 1474	— 172	1570
480	— 12,2	— 7418	+ 40,9	+ 16030	— 8612	— 676	+ 626	1710
510	— 15,9	— 9667	+ 4,9	+ 1921	+ 7746	+ 608	+ 1910	2076
540	— 15,0	— 9120	— 4,2	— 1646	+ 10770	+ 845	+ 2147	2197
570	— 13,2	— 8026	— 12,2	— 4782	+ 12810	+ 1006	+ 2308	2312
600	— 8,2	— 4986	— 15,9	— 6233	+ 11220	+ 881	+ 2183	2193
630	— 1,5	— 912	— 15,0	— 5880	+ 6792	+ 533	+ 1835	1852
660	— 1,6	— 973	— 13,2	— 5174	+ 6147	+ 483	+ 1785	1787
690	— 13,2	— 8026	— 8,2	— 3214	+ 11240	+ 882	+ 2184	215
720	— 21,1	— 12830	— 1,5	— 588	+ 13420	+ 1053	+ 2355	2360

Запас прочности щеки от касательных напряжений определяют по пределу усталости (при $\tau_m < 0$);

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{a\tau} + \alpha_\tau \tau_m} = \frac{180}{31{,}5 + 0{,}08(-8{,}15)} = 5{,}84.$$

Максимальное и минимальное нормальные напряжения щеки

$$\sigma_{\Sigma\,max} = M_{и.щ\,max}/W_{ощ} + P_{щ\,max}/F_{щ} =$$

$$= 602 \cdot 10^{-6}/(14{,}6 \cdot 10^{-6}) + (32550 \cdot 10^{-6})/(3380 \cdot 10^{-6}) = 50{,}9 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\Sigma\,min} = M_{и.щ\,min}/W_{ощ} + P_{щ\,min}/F_{щ} =$$

$$= -601 \cdot 10^{-6}/(14{,}6 \cdot 10^{-6}) + (-32500 \cdot 10^{-6})/(3380 \cdot 10^{-6}) =$$

$$= -50{,}8 \text{ МПа},$$

где

$$M_{и.щ\,max} = 0{,}25(K_{\Sigma max} + K_{R\Sigma}) l_{к.ш} =$$

$$= 0{,}25(103000 - 37900) \cdot 37 \cdot 10^{-3} = 602 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{и.щ\,min} = 0{,}25(K_{\Sigma min} + K_{R\Sigma}) l_{к.ш} =$$

$$= 0{,}25(-27\,100 - 37\,900) \cdot 37 \cdot 10^{-3} = -601 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$P_{щ\,max} = 0{,}5(K_{\Sigma max} + K_{R\Sigma}) =$$

$$= 0{,}5(103\,000 - 37\,900) = 32\,550 \text{ Н};$$

$$P_{щ\,min} = 0{,}5(K_{\Sigma min} + K_{R\Sigma}) =$$

$$= 0{,}5(-27100 - 37900) = -32500 \text{ Н};$$

$K_{\Sigma max} = 103$ кН $= 103000$ Н и

$K_{\Sigma min} = -27{,}1$ кН $= -27100$ Н взяты из табл. 10.14;

$$W_{ощ} = bh^2/6 = 130 \cdot 26^2 \cdot 10^{-9}/6 = 14{,}6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$F_{щ} = bh = 130 \cdot 26 \cdot 10^{-6} = 3380 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Среднее напряжение и амплитуды напряжений:

$$\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2 = (50{,}9 - 50{,}8)/2 = 0{,}05 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a=(\sigma_{max}-\sigma_{min})/2=(50{,}9+50{,}8)/2=50{,}85 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{ak}=\sigma_a k_\sigma/(\varepsilon_{M\sigma}\varepsilon_{n\sigma})=50{,}85\cdot 1{,}24/(0{,}62\cdot 0{,}7)=145 \text{ МПа},$$

где $k_\sigma=1+q(\alpha_{k\sigma}-1)=1+0{,}6(1{,}4-1)=1{,}24$; $q=0{,}6$; $\alpha_{k\sigma}=1{,}4$ и $\varepsilon_{n\sigma}=\varepsilon_{n\tau}=0{,}7$ определены при подсчете касательных напряжений; $\varepsilon_{M\sigma}=0{,}62$ определен по табл. 11.7 при $b=130$ мм.

Так как $\frac{\sigma_{ak}}{\sigma_m}=\frac{145}{0{,}05}=2900>\frac{\beta_\sigma-\alpha_\sigma}{1-\beta_\sigma}=9{,}1$, то запас прочности щеки от нормальных напряжений определяют по пределу усталости

$$n_\sigma=\sigma_{-1}/(\sigma_{ak}+\alpha_\sigma\sigma_m)=340/(145+0{,}18\cdot 0{,}05)=2{,}34.$$

Общий запас прочности щеки

$$n_{ш}=n_\sigma n_\tau/\sqrt{n_\sigma^2+n_\tau^2}=2{,}34\cdot 5{,}84/\sqrt{2{,}34^2+5{,}84^2}=2{,}17.$$

Глава 15

РАСЧЕТ КОРПУСА ДВИГАТЕЛЯ

15.1. БЛОК ЦИЛИНДРОВ

У большей части современных автомобильных и тракторных двигателей блок цилиндров выполнен заодно с верхней частью картера и называется *блок-картером*. К блок-картеру крепят и в нем размещают различные механизмы и отдельные детали двигателя. При работе двигателя блок-картер воспринимает значительные динамические и тепловые нагрузки. Схема передачи сил давления газов через элементы блока определяет силовую схему блок-картера. В современных автомобильных и тракторных двигателях наибольшее распространение получили следующие силовые схемы: с несущим блоком цилиндров; с несущим блоком рубашек и с несущими силовыми шпильками.

При несущем блоке цилиндров силы давления газов передаются через головку блока цилиндрам и рубашкам, представляющим собой единую отливку. Головку блока крепят к блок-картеру с помощью шпилек или болтов, ввертываемых в блок цилиндров.

При несущем блоке рубашек силы давления газов растягивают в осевом направлении только рубашку, а вставные гильзы цилиндров испытывают только радиальное давление от газовых сил. Головки блока крепят к блок-картеру шпильками, ввертываемыми в тело блока рубашек.

В схемах с несущими силовыми шпильками силы давления газов передаются силовым шпилькам, которые стягивают головку блока и цилиндр. Обычно длинные силовые шпильки проходят через головку и блок цилиндров и ввертываются в верхнюю часть картера.

В двигателях с воздушным охлаждением применяют в основном две силовые схемы соединения головки блока, цилиндра и картера: 1) с несущими силовыми шпильками и 2) с несущим цилиндром.

В первом случае длинные силовые шпильки стягивают головку блока и цилиндр и ввертывают в картер. Во втором случае с помощью коротких шпилек или болтов цилиндр крепят к картеру, а головку блока навертывают на цилиндр или присоединяют ее к нему с помощью коротких силовых шпилек.

Блок-картер должен обладать высокой прочностью и жесткостью. Увеличение жесткости блок-картера достигается за счет оребрения его перегородок, применения туннельного картера, расположения плоскости соединения нижней половины картера с верхней ниже плоскости разъема коренных подшипников, а также других конструктивных мероприятий.

Материалом для блок-картера обычно служит серый легированный чугун, а также алюминиевые сплавы со специальными покрытиями. Наиболее распространены алюминиевые блоки с «мокрыми» или «сухими» гильзами. Рядные четырехцилиндровые двигатели обычно имеют блок, отлитый из серого легированного чугуна. При этом гильзы цилиндров отлиты за одно целое с блоком, образуя рубашку охлаждения между гильзами и наружными стенками.

Блок цилиндров имеет в нижней части так называемую «постель» для вкладышей подшипников коленчатого вала. Постели обрабатываются на специальном прецизионном оборудовании с высокой точностью. Технология обработки блока предполагает:

— соосность всех постелей блока;

— перпендикулярность осей постелей и цилиндров;

— параллельность плоскости разъема блока с головкой и осью постелей;

— параллельность осей постелей вспомогательных и распределительных валов (если они установлены в блок) оси постели коленчатого вала.

Все отклонения от перпендикулярности и параллельности не должны превышать половины рабочего зазора между деталями. При зазоре 0,04 — 0,06 мм это составит не более 0,02 — 0,03 мм.

Конструкция блока цилиндров и его габаритные размеры определяются назначением, условиями работы и мощностью двигателя. Толщина перегородок чугунного блока и стенок жидкостной рубашки обычно не превышает 4 — 7 мм, а толщина перегородок и стенок верхней половины картера — 5 — 8 мм. В алюминиевом блок-картере толщина стенок соответственно увеличивается на 1 — 3 мм.

Таблица 15.1

Конструкция двигателя	Бензиновый двигатель	Дизель
Однорядный с сухими гильзами, коренные подшипники скольжения расположены через два цилиндра (двухпролетный вал)	1,20 — 1,24	—
Однорядный с однопролетным коленчатым валом и с подшипниками скольжения	1,20 — 1,28	1,25 — 1,30
V-образный с последовательным расположением шатунов на шейке вала и с подшипниками скольжения	1,33	1,47 — 1,55
Двигатели с роликоподшипниками в качестве коренных опор	1,30	1,30
Двигатели с воздушным охлаждением	1,15 — 1,36	—

Одним из наиболее важных конструктивных показателей блок-картера является отношение расстояния L_0 между осями соседних цилиндров к диаметру D цилиндра. Величина L_0/D характе-

ризует компактность двигателя по длине. Она зависит от схемы расположения, конструкции и длины коренных подшипников, размеров шатунных шеек, типа гильз и других конструктивных факторов. В табл. 15.1 приведены отношения L_0/D для блок-картеров различных двигателей с жидкостным и воздушным охлаждением.

Расчет блок-картера на прочность представляет большие трудности в определении действующих усилий из-за сложности конфигурации и здесь не приводится.

15.2. ГИЛЬЗА ЦИЛИНДРА

Гильзы цилиндров являются наиболее нагруженными деталями двигателя. Они испытывают напряжения от действия сил газов, бокового давления поршня и тепловых нагрузок. Тяжелые условия работы гильз цилиндров приводят к необходимости использовать для их изготовления высококачественные легированные чугуны или азотируемую сталь.

«Мокрые» чугунные или стальные гильзы алюминиевых блоков обычно устанавливаются с некоторым превышением (0,03 — 0,07 мм) над плоскостью рубашки блока, что обеспечивает достаточное уплотнение после установки прокладки и головки блока и затяжки болтов. При этом низ гильзы герметизируется резиновыми уплотнительными кольцами. В некоторых конструкциях дизелей гильза в блоке зажата только по верхнему бурту, в то время как остальная ее часть свободна и не испытывает силовых нагрузок от затяжки головки блока.

Некоторые современные двигатели имеют алюминиевый блок с залитыми в него «сухими» тонкостенными гильзами из износостойкого чугуна. При этом верхняя часть гильз часто не связана с рубашкой блока для исключения температурных и силовых деформаций. Некоторые ведущие фирмы выпускают двигатели с «сухими» гильзами, которые не отливают, а спекают из гранул. Это позволяет значительно увеличить легирование алюминия кремнием и уменьшить коэффициент линейного расширения материала блока, приблизив его к коэффициенту линейного расширения чугуна, что обеспечивает стабильность зазора в коренных подшипниках коленчатого вала. Некоторые фирмы при отливке алюминиевых блоков используют специальные технологии, позволяющие получать направленную кристаллизацию кремния у поверхности зеркала цилиндров. Последующим травлением поверхности с нее удаляется алюминий и после окончательной обработки здесь остается чистый кремний. Такие гильзы в паре с поршнем, имеющим гальваническое покрытие железом, и хромированными кольцами обладают исключительно высокой износоустойчивостью.

Основные конструктивные размеры гильз устанавливают с учетом получения необходимой прочности и жесткости, обеспечивающей отсутствие овализации цилиндра при сборке двигателя и во время его работы. Толщину $\delta_г$ чугунной стенки гильзы обычно принимают по экспериментальным данным.

Толщину стенки гильзы, выбранную конструктивно, проверяют по формуле, применяемой для расчета цилиндрических сосудов:

$$\delta_{г.р} = 0{,}5D\left(\sqrt{\sigma_z + 0{,}4p_z}/(\sigma_z - 1{,}3p_z) - 1\right), \qquad (15.1)$$

где D — диаметр цилиндра, мм; σ_z — допустимое напряжение на растяжение (для чугунных втулок $\sigma_z = 50$ — 60, для стальных втулок $\sigma_z = 80$ — 100 МПа); p_z — давление газов в конце сгорания, МПа.

При расчете гильзы цилиндров на прочность определяют напряжения только от основных нагрузок: максимального давления газов, бокового давления поршня и перепада температур в стенке.

Наиболее опасной нагрузкой является максимальное давление сгорания $p_{z\max}$, вызывающее растягивающее напряжение по образующей цилиндра и по его кольцевому сечению (рис. 15.1).

Растягивающее напряжение $\sigma_р$ от действия сил газов определяют по приближенной зависимости, которая не учитывает неравномерности распределения напряжений по толщине гильзы:

$$\sigma_р = p_{z\max} D/(2\delta_г), \qquad (15.2)$$

где $p_{z\max}$ — максимальное давление газов, условно отнесенное к положению поршня в н.м.т., МПа; D — диаметр цилиндра, мм; $\delta_г$ — толщина стенки гильзы цилиндра, мм.

Допускаемые напряжкния $\sigma_р$ для гильз цилиндров, выполненных из чугуна, изменяются в пределах 30 — 60 МПа, а для стальных — 80 — 120 МПа.

Растягивающее напряжение по кольцевому сечению гильзы

$$\sigma'_р = p_{z\max} D/(4\delta_г). \qquad (15.3)$$

Величина $\sigma'_р$ определяется в основном для несущих гильз двигателей воздушного охлаждения, у которых разрыв по образующей цилиндра менее возможен за счет усиления стенок ребрами.

Напряжения от нормальной силы $N_{\max}$, действующей на несущую втулку (рис. 15.1), определяют обычно в двигателях с отдельными цилиндрами.

Изгибающий момент от силы $N_{\max}$, приложенной в середине поршневого пальца:

$$M_{из} = N_{\max} ab/(a+b), \qquad (15.4)$$

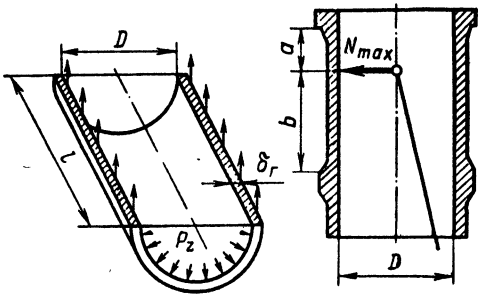


Рис. 15.1. Расчетная схема гильзы цилиндра

где N_{max} — максимальное значение нормальной силы, определяемое из динамического расчета, МН; a — расстояние от оси пальца до в.м.т., мм; b — расстояние от оси пальца до н.м.т., мм.

Напряжение изгиба

$$\sigma_{из} = M_{из}/W, \qquad (15.5)$$

где W — момент сопротивления поперечного сечения гильзы, м^3:

$$W = 0{,}1(D_1^4 - D^4)/D_1; \qquad (15.6)$$

D_1 и D — наружный и внутренний диаметры гильзы, м.

Суммарное напряжение от растяжения и изгиба в стенках несущего цилиндра

$$\sigma_\Sigma = \sigma'_р + \sigma_{из}. \qquad (15.7)$$

Для чугунных гильз величина σ_Σ не должна превышать 60 МПа, а для стальных — 110 МПа.

Во время работы двигателя между внутренней и наружной поверхностями гильзы возникает значительный перепад температур, вызывающий тепловые напряжения

$$\sigma_t = E\alpha_ц \Delta T/[2(1-\mu)], \qquad (15.8)$$

где E — модуль упругости материала, МПа (для стали $E = 2{,}2 \cdot 10^5$, а для чугуна $E = 1{,}0 \cdot 10^5$); $\alpha_ц$ — коэффициент линейного расширения (для чугуна $\alpha_ц = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/К); ΔT — перепад температур, К (по опытным данным для верхней части втулки $\Delta T = 100 - 150$); μ — коэффициент Пуассона (для стали $\mu = 0{,}25 - 0{,}33$, для чугуна $\mu = 0{,}23 - 0{,}27$).

Напряжениям растяжения на наружной поверхности гильзы соответствует знак плюс, а напряжениям сжатия на внутренней поверхности — знак минус.

Суммарные напряжения от давления газов и перепада температур:

на наружной поверхности гильзы цилиндра

$$\sigma'_\Sigma = \sigma_р + \sigma_t; \qquad (15.9)$$

на внутренней поверхности

$$\sigma''_{\Sigma}=\sigma_{\text{р}}-\sigma_t. \qquad (15.10)$$

Суммарное напряжение σ'_{Σ} в чугунной гильзе не должно превышать 100 — 130 МПа, а в стальной — 180 — 200 МПа.

Расчет гильзы цилиндра карбюраторного двигателя. На основании проведенного теплового расчета имеем: диаметр цилиндра $D=78$ мм, максимальное давление сгорания $p_{z\max}=p_{z\text{д}}=6{,}195$ МПа при $n=n_{\text{м}}=3200$ мин$^{-1}$. Материал гильзы цилиндра — чугун: $\alpha_{\text{ц}}=11\cdot10^{-6}$1/К; $E=1{,}0\cdot10^{5}$ МПа и $\mu=0{,}25$.

Толщину стенки гильзы цилиндра выбирают конструктивно: $\delta_{\text{г}}=6$ мм.

Расчетная толщина стенки гильзы

$$\delta_{\text{г.р}}=0{,}5D\left[\left(\sqrt{\sigma_z+0{,}4p_z}\right)/\left(\sigma_z-1{,}3p_z\right)-1\right]=$$

$$=0{,}5\cdot78\left[\sqrt{(60+0{,}4\cdot6{,}195)/(60-1{,}3\cdot6{,}195)}-1\right]=3{,}74\text{ мм},$$

где $\sigma_z=60$ МПа — допустимое напряжение на растяжение для чугуна.

Толщину стенки гильзы выбирают с некоторым запасом прочности, так как $\delta_{\text{г}}>\delta_{\text{г.р}}$.

Напряжение растяжения в гильзе от действия максимального давления газов

$$\sigma_{\text{р}}=p_{z\max}D/(2\delta_{\text{г}})=6{,}195\cdot78/(2\cdot6)=40{,}3\text{ МПа}.$$

Температурные напряжения в гильзе

$$\sigma_t=(E\alpha_{\text{ц}}\Delta T)/[2(1-\mu)]=$$

$$=(1{,}0\cdot10^{5}\cdot11\cdot10^{-6}\cdot120)/[2(1-0{,}25)]=88\text{ МПа},$$

где $\Delta T=120$ К — температурный перепад между внутренней и наружной поверхностями гильзы.

Суммарные напряжения в гильзе от давления газов и перепада температур:

на наружной поверхности

$$\sigma'_{\Sigma}=\sigma_{\text{р}}+\sigma_t=40{,}3+88=128{,}3\text{ МПа};$$

на внутренней поверхности

$$\sigma''_{\Sigma}=\sigma_{\text{р}}-\sigma_t=40{,}3-88=-47{,}7\text{ МПа}.$$

Расчет гильзы цилиндра дизеля. На основании проведенного теплового расчета имеем: диаметр цилиндра $D=120$ мм: максимальное давление в конце сгорания $p_z=p_{z\max}=11{,}307$ МПа при

$n=n_N=2600$ мин$^{-1}$; материал гильзы цилиндра — чугун; $\alpha_ц=11\cdot10^{-6}$1/К; $E=1{,}0\cdot10^5$ МПа и $\mu=0{,}25$.

Толщину стенки гильзы цилиндра выбирают конструктивно: $\delta_г=14$ мм.

Расчетная толщина стенки гильзы

$$\delta_{г.р}=0{,}5D[\sqrt{(\sigma_z+0{,}4p_z)/(\sigma_z-1{,}3p_z)}-1]=$$

$$=0{,}5\cdot120[\sqrt{(60+0{,}4\cdot11{,}307)/(60-1{,}3\cdot11{,}307)}-1]=11{,}4\text{ мм},$$

где $\sigma_z=60$ МПа — допустимое напряжение на растяжение для чугуна.

Толщину стенки гильзы выбирают с некоторым запасом прочности, так как $\delta_г>\delta_{г.р}$.

Напряжение растяжения в гильзе от действия максимального давления газов

$$\sigma_р=p_{z\max}D/(2\delta_г)=11{,}307\cdot120/(2\cdot14)=48{,}5\text{ МПа}.$$

Температурные напряжения в гильзе

$$\sigma_t=(E\alpha_ц\Delta T)/[2(1-\mu)]=$$

$$(1{,}0\cdot10^5\cdot11\cdot10^{-6}\cdot110)/[2(1-0{,}25)]=80{,}7\text{ МПа},$$

где $\Delta T=110$ К — температурный перепад между внутренней и наружной поверхностями гильзы.

Суммарные напряжения в гильзе от давления газов и перепада температур:

на наружной поверхности

$$\sigma'_\Sigma=\sigma_р+\sigma_t=48{,}5+80{,}7=129{,}2\text{ МПа};$$

на внутренней поверхности

$$\sigma''_\Sigma=\sigma_р-\sigma_t=48{,}5-80{,}7=-32{,}2\text{ МПа}.$$

15.3. ГОЛОВКА БЛОКА ЦИЛИНДРОВ

Головка блока цилиндров представляет собой деталь сложной конфигурации. Конструкция головки и ее основные размеры зависят от размеров впускных и выпускных клапанов, свечей, форсунок, цилиндров и формы камеры сгорания. В автомобильных и тракторных двигателях с жидкостным охлаждением головки цилиндров обычно изготовляют в виде общей отливки для одного ряда цилиндров, а в двигателях с воздушным охлаждением устанавливают индивидуальные головки или головки, объединяющие два соседних цилиндра.

Одно из наиболее важных требований, предъявляемых к головке блока, — хорошее охлаждение стенок камеры сгорания и выпускного канала, а также перемычек между клапанами. Это требование особенно важно для современных многоклапанных двигателей, имеющих до четырех клапанов на каждый цилиндр. В четырехклапанных головках, как правило, применяется два верхних распределительных вала, но существуют конструкции и с одним распределительным валом. Головки с тремя клапанами на цилиндр обычно имеют один распределительный вал.

Головки блока цилиндров работают в условиях воздействия на них больших знакопеременных нагрузок и высоких температур. При этом термические напряжения в головке, особенно высокофорсированных двигателей, могут намного превышать механические напряжения. Температура стенок камеры сгорания в чугунных головках достигает 350 °С, а перепады температур между отдельными точками доходят до 150 °С. В головках из алюминиевых сплавов, обладающих хорошей теплопроводностью, максимальные температуры несколько ниже, а перепады температур обычно не превышают 60 °С.

Головки блока цилиндров работают в условиях воздействия на них больших знакопеременных нагрузок и высоких температур, вызывающих значительные напряжения. Вследствие сложности конструктивных форм, определяющихся влиянием различных факторов, а также невозможностью точного учета всех действующих на головку сил, расчет ее на прочность является весьма условным. В связи с этим в практике двигателестроения при конструировании головок блока основные размеры их принимают по опытным данным.

Материал для изготовления головки блока должен обладать повышенной прочностью как в отношении механических, так и тепловых нагрузок. Этим требованиям в большей степени удовлетворяют алюминиевые сплавы и серые чугуны с легирующими присадками. В двигателях с воздушным охлаждением головки цилиндров изготовляют из сплавов алюминия.

Головка блока должна быть достаточно жесткой, чтобы не допустить коробления седел клапанов и других элементов головки при работе двигателя. Жесткость конструкции головки обеспечивается за счет соответствующего выбора ее основных размеров.

Толщина $\delta_{гол}$ нижней опорной стенки головки и толщина $\delta_р$ стенок жидкостной рубашки для двигателей с диаметром цилиндра $D=8\div150$ мм могут быть определены по следующим приближенным зависимостям:

Для бензиновых двигателей	$\delta_{гол}=0{,}09D$ мм
Для дизелей	$\delta_{гол}=(1{,}5+0{,}09D)$ мм
Для всех двигателей	$\delta_р=(2{,}2+0{,}03D)$ мм

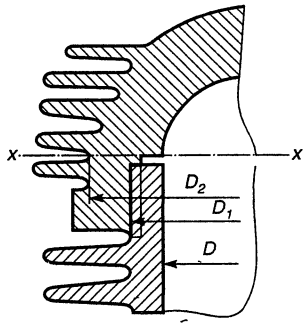


Рис. 15.2. Расчетная схема головки блока двигателя с воздушным охлаждением

При использовании алюминиевых сплавов толщина стенок соответственно увеличивается на 2 — 3 мм.

В двигателях с воздушным охлаждением индивидуальные головки рассчитывают на разрыв по сечению $x - x$ (рис. 15.2).

Напряжение разрыва

$$\sigma_p = P_{z\max}/F_{x-x}, \qquad (15.11)$$

где $P_{z\max} = P_{z\max}\pi D_1^2/4$ — расчетное разрывное усилие, МН; $F_{x-x} = \pi(D_2^2 - D_1^2)/4$ — расчетное сечение, м^2.

Напряжение разрыва σ_p изменяется в пределах 10 — 15 МПа. Низкие значения допускаемых напряжений связаны с появлением больших тепловых нагрузок при работе двигателя, которые не учитываются формулой (15.11).

15.4. ШПИЛЬКИ ГОЛОВКИ БЛОКА

Силовые шпильки служат для соединения головки блока с блок-картером (рис. 15.3). Они работают в условиях воздействия на них сил от предварительной затяжки, давления газов и нагрузок, возникающих из-за неравенства температур и коэффициентов линейного расширения материалов головки блока, блок-картера и шпилек. Число силовых шпилек, их конструктивные размеры и предварительная затяжка должны обеспечивать надежное уплотнение газового стыка на всех режимах работы двигателя.

Материалом для изготовления шпилек в бензиновых двигателях и дизелях служат углеродистые стали с высоким пределом упругости и высоколегированные стали. Использование материалов с высоким пределом упругости способствует уменьшению остаточных деформаций, возникающих при работе двигателя, что обеспечивает хорошую герметичность газового стыка.

При нерабочем состоянии и холодном двигателе силовые шпильки нагружены силой предварительной затяжки $P_{пр}$, которую по опытным данным принимают в виде следующей приближенной зависимости:

$$P_{пр} \approx m(1-\chi)P'_{z\max}, \qquad (15.12)$$

где m — коэффициент затяжки шпильки; χ — коэффициент основной нагрузки резьбового соединения; $P'_{z\max}$ — сила давления газов при сгорании, приходящаяся на одну шпильку, МН.

Величина m изменяется в пределах 1,5 — 2,0, а в соединении с прокладками она повышается до 5 и более.

Коэффициент основной нагрузки резьбового соединения*

$$\chi = K_{пр}/(K_{пр} + K_{шп} + K_{гол}), \qquad (15.13)$$

где $K_{пр}$, $K_{шп}$ и $K_{гол}$ — податливость соответственно прокладки, шпильки и головки блока.

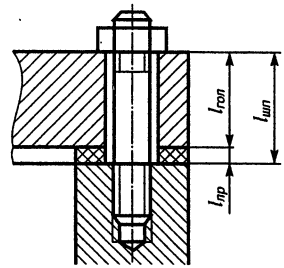


Рис. 15.3. Расчетная схема шпильки

Для автомобильных и тракторных двигателей величина χ изменяется в пределах 0,15 — 0,25.

При работе двигателя кроме усилия затяжки на шпильки действует растягивающая сила давления газов, достигающая наибольшего значения в момент сгорания.

Сила давления газов при сгорании, приходящаяся на одну шпильку:

$$P'_{z\,max} = p_{z\,max} F_к / i_{шп}, \qquad (15.14)$$

где p_{zmax} — максимальное давление сгорания, МПа; $F_к$ — проекция поверхности камеры сгорания на плоскость, перпендикулярную оси цилиндра, м^2; $i_{шп}$ — число шпилек на один цилиндр.

При расположении клапанов: нижнем $F_к/F_п = 1{,}7 — 2{,}2$; верхнем $F_к/F_п = 1{,}1 — 1{,}3$, где $F_п$ — площадь поршня.

Под действием силы предварительной затяжки происходит растягивание шпильки и сжатие соединяемых деталей. При работе двигателя сила давления газов при сгорании вызывает дополнительное растяжение шпильки и сжатие головки.

С учетом уменьшения силы давления ΔP в стыке от сил давления газов при сгорании суммарная сила, растягивающая шпильку:

$$P_{p\,max} = P_{пр} - \Delta P + P'_{z\,max}. \qquad (15.15)$$

Используя значения податливости шпильки и соединяемых деталей, уравнение (15.15) можно привести к виду:

$$\left.\begin{aligned} P_{p\,max} &= P_{пр} + \chi P'_{z\,max}, \\ \text{или} \\ P_{p\,max} &= m(1-\chi) P'_{z\,max} + \chi P'_{z\,max}. \end{aligned}\right\} \qquad (15.16)$$

Минимальная сила, растягивающая шпильку:

---

*Для силовых схем блок-картеров с несущим блоком цилиндров и несущим блоком рубашек.

$$P_{p\min} = P_{пр},$$

или

$$P_{p\min} = m(1-\chi)P'_{z\max}. \qquad (15.17)$$

При изготовлении головки и блок-картера из алюминиевых сплавов в стальных шпильках при работе двигателя появляются дополнительные тепловые нагрузки. Они возникают при повышении температуры из-за различия коэффициентов линейного расширения материалов шпилек и стягиваемых деталей. Тепловая деформация деталей увеличивает давление в стыке и нагрузку на шпильки.

Растягивающая шпильку сила

$$P_t = (\alpha_{гол}\Delta T_{гол} l_{гол} - \alpha_{ш}\Delta T_{ш} l_{ш})/(K_{гол} + K_{ш}), \qquad (15.18)$$

где $\alpha_{гол}$ и $\alpha_{ш}$ — коэффициенты линейного расширения материалов головки и шпильки; для стали $\alpha_{ш} = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/К, для алюминиевых сплавов $\alpha_{гол} = 22 \cdot 10^{-6}$ 1/К; $\Delta T_{гол}$ и $\Delta T_{ш}$ — повышение температуры головки и шпильки, К (при установившемся тепловом состоянии двигателя с жидкостным охлаждением можно принять $\Delta T_{гол} = \Delta T_{ш} = 70 - 80$ К); $l_{гол}$ — высота головки, мм; $l_{ш}$ — расчетная длина шпильки (принимается равной расстоянию от нижнего торца гайки до последнего, ввернутого в блок витка резьбы,) мм; $K_{гол}$ и $K_{ш}$ — податливость головки и шпильки.

Для шпильки с постоянной площадью поперечного сечения

$$K_{ш} = l_{ш}/(EF_0), \qquad (15.19)$$

где $l_{ш}$ — расчетная длина шпильки, мм; E — модуль упругости материала шпильки (для стали $E = 2{,}2 \cdot 10^5$ МПа); F_0 — площадь поперечного сечения стержня шпильки, мм^2.

Для головки цилиндров соответственно

$$K_{гол} = l_{гол}/(EF_{гол}), \qquad (15.20)$$

где $l_{гол}$ — высота головки, мм; E — модуль упругости материала головки (для алюминиевых сплавов $E = 7{,}3 \cdot 10^4$ МПа); $F_{гол}$ — площадь поперечного сечения головки, приходящаяся на одну шпильку, мм^2.

Для рассматриваемого случая максимальная сила, растягивающая шпильку:

$$P_{p\max} = P_{пр} + \chi P'_{z\max} + P_t,$$

или

$$P_{p\max} = m(1-\chi)P'_{z\max} + \chi P'_{z\max} + P_t. \qquad (15.21)$$

Минимальная растягивающая сила

$$\left.\begin{aligned} P_{\text{p min}} &= P_{\text{пр}} + P_t, \\ \text{или} \qquad P_{\text{p min}} &= m(1-\chi)P'_{z\max} + P_t. \end{aligned}\right\} \qquad (15.22)$$

Из-за сложности определения силы P_t в предварительных расчетах ею можно пренебречь.

Максимальные и минимальные напряжения в шпильке определяют по наименьшему сечению стержня и по внутреннему диаметру резьбы (МПа):

$$\sigma'_{\max} = P_{\text{p max}}/F_0 \text{ и } \sigma'_{\min} = P_{\text{pmin}}/F_0;$$
$$\sigma_{\max} = P_{\text{p max}}/F_{0\text{p}} \text{ и } \sigma_{\min} = P_{\text{pmin}}/F_{0\text{p}},$$

где F_0 — площадь минимального сечения стержня шпильки, м^2; $F_{0\text{p}}$ — площадь сечения шпильки по внутреннему диаметру резьбы, м^2. Амплитуды и средние напряжения цикла (МПа):

$$\sigma'_a = (\sigma'_{\max} - \sigma'_{\min})/2 \text{ и } \sigma'_m = (\sigma'_{\max} + \sigma'_{\min})/2;$$
$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2 \text{ и } \sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2.$$

Запасы прочности шпильки определяют по уравнениям, приведенным в § 11.3; коэффициент концентрации напряжений k_σ — по формуле (11.10) с учетом вида концентратора и свойств материала. Допускаемые запасы прочности изменяются в пределах: $n_\sigma = 2{,}5$ — 4,0 и $n_{\text{T}\sigma} = 1{,}5$ — 2,5.

Расчет шпильки головки блока карбюраторного двигателя. На основании проведенного теплового расчета имеем: диаметр цилиндра $D = 78$ мм; площадь поршня $F_{\text{п}} = 0{,}004776$ м^2; максимальное давление сгорания $p_{z\max} = p_{z_{\text{д}}} = 6{,}195$ МПа при $n = n_M = 3200$ мин$^{-1}$. Число шпилек на один цилиндр $i_{\text{шп}} = 4$; номинальный диаметр шпильки $d = 12$ мм; шаг резьбы $t = 1$ мм; внутренний диаметр резьбы шпильки $d_{\text{в}} = d - 1{,}4t = 12 - 1{,}4 \cdot 1 = 10{,}6$ мм. Материал шпильки — сталь 30Х.

По табл. 11.2 и 11.3 для легированной стали 30Х определяем:

пределы прочности $\sigma_{\text{в}} = 850$ МПа, текучести $\sigma_{\text{т}} = 700$ МПа и усталости при растяжении — сжатии $\sigma_{-1\text{p}} = 260$ МПа;

коэффициент приведения цикла при растяжении — сжатии $\alpha_\sigma = 0{,}14$.

По формулам (11.1) — (11.3) определяем:

$$\beta_\sigma = \sigma_{-1\text{p}}/\sigma_{\text{т}} = 260/700 = 0{,}372; \quad \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1-\beta_\sigma} = \frac{0{,}372 - 0{,}14}{1 - 0{,}372} = 0{,}369.$$

Проекция поверхности камеры сгорания на плоскость, перпендикулярную оси цилиндра при верхнем расположении клапанов:

$$F_к = 1{,}2F_п = 1{,}2 \cdot 0{,}004776 = 0{,}00573 \text{ м}^2.$$

Сила давления газов, приходящаяся на одну шпильку:

$$P'_{z\,max} = p_{z\,max}F_к/i_{ш} = 6{,}195 \cdot 0{,}00573/4 = 0{,}00887 \text{ МН}.$$

Сила предварительной затяжки

$$P_{пр} = m(1-\chi)P'_{z\,max} = 3(1-0{,}2) \cdot 0{,}00887 = 0{,}0213 \text{ МН},$$

где $m=3$ — коэффициент затяжки шпильки для соединений с прокладками; $\chi=0{,}2$ — коэффициент основной нагрузки резьбового соединения.

Суммарная сила, растягивающая шпильку без учета силы P_t:

$$P_{p\,max} = P_{пр} + \chi P'_{z\,max} = 0{,}0213 + 0{,}2 \cdot 0{,}00887 = 0{,}02307 \text{ МН}.$$

Минимальная сила, растягивающая шпильку:

$$P_{p\,min} = P_{пр} = 0{,}0213 \text{ МН}.$$

Максимальные и минимальные напряжения, возникающие в шпильке:

$$\sigma_{max} = \frac{P_{p\,max}}{F_{0р}} = \frac{P_{p\,max}}{\pi d_в^2/4} = \frac{0{,}02307}{3{,}14 \cdot 0{,}0106^2/4} = 261 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{min} = \frac{P_{p\,min}}{F_{0р}} = \frac{P_{p\,min}}{\pi d_в^2/4} = \frac{0{,}0213}{3{,}14 \cdot 0{,}0106^2/4} = 241 \text{ МПа},$$

где $F_{0р} = \pi d_в^2/4$ — площадь сечения шпильки по внутреннему диаметру резьбы, м^2.

Среднее напряжение и амплитуда цикла:

$$\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2 = (261 + 241)/2 = 251 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2 = (261 - 241)/2 = 10 \text{ МПа}.$$

Величина $\sigma_{ax} = \sigma_a k_\sigma/(\varepsilon_м \varepsilon_п) = 10 \cdot 3{,}22/(0{,}98 \cdot 0{,}82) = 40$ МПа, где $k_\sigma = 1 + q(\alpha_{к\sigma} - 1) = 1 + 0{,}74(4{,}0 - 1) = 3{,}22$; $\alpha_{к\sigma} = 4{,}0$ определяется по табл. 11.6; $q=0{,}74$ — по рис. 11.2 при $\sigma_в = 850$ МПа и $\alpha_{к\sigma} = 4{,}0$; $\varepsilon_м = 0{,}98$ — по табл. 11.7 при $d=12$ мм; $\varepsilon_п = 0{,}82$ — по табл. 11.8 (грубое обтачивание).

Так как $\frac{\sigma_{ак}}{\sigma_м}=\frac{40}{251}=0{,}159<\frac{\beta_\sigma-\alpha_\sigma}{1-\beta_\sigma}=0{,}369$, то запас прочности шпильки определяется по пределу текучести:

$$n_{т\sigma}=\sigma_т/(\sigma_{ак}+\sigma_м)=700/(40+251)=2{,}4.$$

Расчет шпильки головки блока дизеля. На основании проведенного теплового расчета имеем: диаметр цилиндра $D=120$ мм; площадь поршня $F_п=0{,}0113$ м^2; максимальное давление в конце сгорания $p_z=p_{z\max}=11{,}307$ МПа при $n_N=2600$ мин$^{-1}$; количество шпилек на один цилиндр $i_{шп}=4$; номинальный диаметр шпильки $d=20$ мм; шаг резьбы $t=1{,}5$ мм; внутренний диаметр резьбы шпильки $d_в=d-1{,}4t=20-1{,}4\cdot 1{,}5=17{,}9$ мм; материал шпильки — сталь 18ХНВА.

По табл. 11.2 и 11.3 для легированной стали 18ХНВА определяем:

пределы прочности $\sigma_в=1200$ МПа, текучести $\sigma_т=1000$ МПа, усталости при растяжении — сжатии $\sigma_{-1р}=380$ МПа;

коэффициент приведения цикла при растяжении — сжатии $\alpha_\sigma=0{,}22$.

По формулам (11.1) — (11.3) определяем:

$$\beta_\sigma=\sigma_{-1р}/\sigma_т=380/1000=0{,}38;\ (\beta_\sigma-\alpha_\sigma)/(1-\beta_\sigma)=$$
$$=(0{,}38-0{,}22)/(1-0{,}38)=0{,}258.$$

Проекция поверхности камеры сгорания на площадь, перпендикулярную оси цилиндра при верхнем расположении клапанов:

$$F_к=1{,}25F_п=1{,}25\cdot 0{,}0113=0{,}01413\ м^2.$$

Сила давления газов на одну шпильку

$$P'_{z\max}=P_{z\max}F_к/i_{шп}=11{,}307\cdot 0{,}01413/4=0{,}0399\ МН.$$

Сила предварительной затяжки

$$P_{пр}=m(1-\chi)P'_{z\max}=3{,}5(1-0{,}22)\cdot 0{,}0399=0{,}109\ МН,$$

где $m=3{,}5$ — коэффициент затяжки шпильки для соединений с прокладками; $\chi=0{,}22$ — коэффициент основной нагрузки резьбового соединения.

Суммарная сила, растягивающая шпильку, без учета силы P_t

$$P_{р\max}=P_{пр}+\chi P'_{z\max}=0{,}109+0{,}22\cdot 0{,}0399=0{,}1178\ МН.$$

Минимальная сила, растягивающая шпильки:

$$P_{p\,min} = P_{пр} = 0{,}109 \text{ МН}.$$

Максимальные и минимальные напряжения, возникающие в шпильке:

$$\sigma_{max} = \frac{P_{p\,max}}{F_{0p}} = \frac{P_{p\,max}}{\pi d_в^2/4} = \frac{0{,}1178}{3{,}14 \cdot 0{,}0179^2/4} = 468{,}3 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{min} = \frac{P_{p\,min}}{F_{0p}} = \frac{P_{p\,min}}{\pi d_в^2/4} = \frac{0{,}109}{3{,}14 \cdot 0{,}0179^2/4} = 433{,}3 \text{ МПа},$$

где $F_{0p} = \pi d_в^2/4$ — площадь сечения шпильки по внутреннему диаметру резьбы, м^2.

Среднее напряжение и амплитуда цикла

$$\sigma_м = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2 = (468{,}3 + 433{,}3)/2 = 450{,}8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_а = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2 = (468{,}3 - 433{,}3)/2 = 17{,}5 \text{ МПа}.$$

Величина

$$\sigma_{ак} = \sigma_а k_\sigma/(\varepsilon_м \varepsilon_п) = 17{,}5 \cdot 3{,}85/(0{,}9 \cdot 0{,}82) = 91{,}3 \text{ МПа},$$

где $k_\sigma = 1 + q(\alpha_{к\sigma} - 1) = 1 + 0{,}95(4{,}0 - 1) = 3{,}85$; $\alpha_{к\sigma} = 4{,}0$ определяется по табл. 11.6; $q = 0{,}95$ — по рис. 11.2 при $\sigma_в = 1200$ МПа и $\alpha_{к\sigma} = 4{,}0$; $\varepsilon_м = 0{,}9$ — по табл. 11.7 при $d = 20$ мм; $\varepsilon_п = 0{,}82$ — по табл. 11.8 (грубое обтачивание).

Так как $\sigma_{ак}/\sigma_т = 91{,}3/450{,}8 = 0{,}2025 < (\beta_\sigma - \alpha_\sigma)/(1 - \beta_\sigma) = 0{,}258$, то запас прочности шпильки определяется по пределу текучести

$$n_{т\sigma} = \sigma_т/(\sigma_{ак} + \sigma_т) = 1000/(91{,}3 + 450{,}8) = 1{,}84.$$

Глава 16

РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

16.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Для газообмена в существующих автомобильных и тракторных двигателях применяются клапанные механизмы, выполненные в основном по двум конструктивным схемам: с верхним и нижним расположением клапанов. В настоящее время большинство двигателей имеет верхнее расположение клапанов.

При конструировании клапанного механизма необходимо стремиться к максимально возможному удовлетворению двух противоположных требований: 1) получению максимальных проходных

сечений, обеспечивающих хорошее наполнение и очистку цилиндра, и 2) сокращению до минимума массы подвижных деталей газораспределения для уменьшения инерционных нагрузок.

Выполнение этих противоречивых требований осуществляется в последние годы наиболее усиленно по следующим направлениям.

1. С каждым годом растет число двигателей, особенно легковых автомобилей, имеющих не два клапана на цилиндр (впускной и выпускной), а три, четыре (рис. 16.1) и даже пять клапанов на один цилиндр. Стремление перехода на многоклапанные конструкции обусловлено возможностью получения повышенных значений коэффициента наполнения, а следовательно, и большей литровой мощности двигателя.

Если сегодня максимальная литровая мощность двигателей легковых автомобилей с двумя клапанами на цилиндр составляет 50 — 70 л.с/л (40 — 52 кВт/л), то многоклапанные двигатели серийных автомобилей имеют литровую мощность порядка 100 л.с/л (~75 кВт/л) и выше. Четырехклапанные головки блока позволяют увеличить проходные сечения в клапанах по сравнению с двухклапанными головками до 30%, а при использовании шатровых камер сгорания и наклонных клапанов эта разница увеличивается еще больше. Кроме того, с увеличением количества клапанов уменьшается размер (диаметр) каждого клапана, что приводит к повышению жесткости головки и улучшению ее охлаждения.

Вместе с тем двухклапанные двигатели продолжают иметь широкое распространение, а подавляющее большинство дизелей оснащены двухклапанным механизмом газораспределения.

2. Вторым направлением совершенствования конструкции механизма газораспределения является переход от профилирования кулачков по заданным законам образования профиля кулачка к профилированию кулачка в соответствии с заданным законом его движения (безударные кулачки). Это направление связано с развитием современной тенденции повышения форсирования двигателей за счет повышения частоты вращения до 7000 — 8000 мин$^{-1}$. Для двигателя с высокой частотой вращения, наряду с определенным профилем кулачка, крайне важно обеспечить такой закон движения клапана, который бы не создавал резких (мгновенных) изменений скорости и особенно ускорений движения клапана. Чтобы получить безударную работу механизма газораспределения двигателя, необходима высокая точность обработки кулачка. Поэтому безударные кулачки получили широкое распространение в основном на двигателях легковых автомобилей.

3. И наконец, третье направление связано с оснащением механизма газораспределения, особенно четырехклапанных двигателей, гидравлическими толкателями, что позволяет отказаться от теплового зазора в механизме газораспределения. При наличии гидротолкателей отпадает необходимость регулировки зазоров в приводе

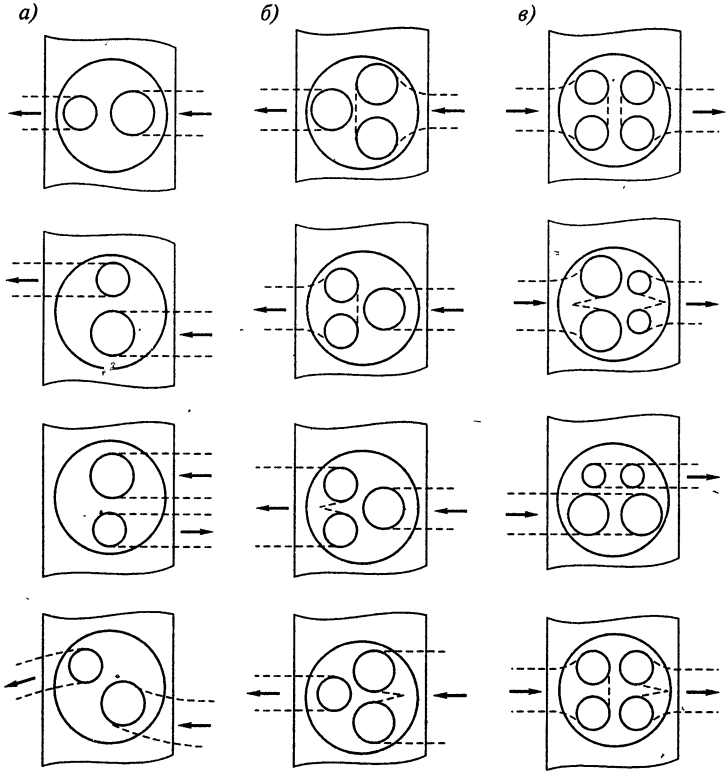


Рис. 16.1. Возможные схемы расположения клапанов:
а — в двухклапанной головке; *б* — в трехклапанной головке; *в* — в четырехклапанной головке

клапанов. Вследствие этого на некоторых последних конструкциях двигателей ведущих мировых фирм устанавливается алюминиевая крышка головки блока, отлитая как одна деталь с верхней половиной корпуса подшипников распределительного вала. Такая конструкция значительно лучше заглушает шум двигателя.

Проектирование механизма газораспределения начинают с определения проходных сечений в седле клапана $F_{кл}$ и в горловине $F_{гор}$ (рис. 16.2). Площадь проходного сечения в клапане определяют при условии неразрывности потока несжимаемого газа по условной средней скорости в сечении седла при максимальном подъеме клапана на режиме номинального числа оборотов:

$$F_{кл} = v_{п.ср} F_п / (l_{кл} \omega_{вп}), \qquad (16.1)$$

где $v_{п.ср}$ — средняя скорость поршня, м/с; $F_п$ — площадь поршня, см^2; $i_{кл}$ — число одноименных клапанов; $\omega_{вп}$ — скорость газа в проходном сечении клапана (для впускного клапана должна быть

равна или меньше скорости, принятой в тепловом расчете при определении потерь давления на впуске Δp_a), м/с.

Проходное сечение в горловине не должно ограничивать пропускную способность впускного (или выпускного) тракта. Учитывая, что через горловину проходит стебель клапана, ее площадь обычно принимают $F_{гор}=(1{,}1-1{,}2)F_{кл}$. Диаметр горловины (мм)

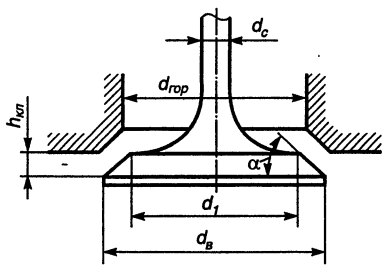


Рис. 16.2. Расчетная схема проходного сечения в клапане

$$d_{гор}=\sqrt{4F_{гор}/\pi}\cdot 10. \qquad (16.2)$$

Максимальный диаметр горловины ограничивается возможностью размещения клапанов в головке блока при заданных диаметре D цилиндра, конструктивной схеме газораспределения и типе камеры сгорания. В связи с этим значение $d_{гор}$ впускного клапана, полученное по формуле (16.2), не должно быть больше:

$d_{гор}=(0{,}38\div 0{,}42)D$ — при нижнем расположении клапанов;

$d_{гор}=(0{,}35\div 0{,}52)D$ — при верхнем расположении клапанов, в том числе:

$d_{гор}=(0{,}35\div 0{,}40)D$ — для вихрекамерных и предкамерных дизелей;

$d_{гор}=(0{,}38\div 0{,}42)D$ — для дизелей с непосредственным впрыском;

$d_{гор}=(0{,}42\div 0{,}46)D$ — для двигателей с клиновидной и плоскоовальной камерами сгорания;

$d_{гор}=(0{,}46\div 0{,}52)D$ — для двигателей с полусферическими камерами сгорания.

Диаметры горловин выпускных клапанов обычно принимают на 10 — 20% меньше $d_{гор}$ впускных клапанов.

Проходное сечение клапана с коническим уплотнением (см. рис. 16.2) при высоте подъема клапана $h_{кл}$ в рассматриваемый момент времени

$$F_{кл}=\pi h_{кл}(d_{гор}\cos\alpha+h_{кл}\sin\alpha\cos^2\alpha), \qquad (16.3)$$

где $d_{гор}=d_1$ — диаметр горловины, равный малому диаметру посадочного конуса клапана (при $d_{гор}>d_1$ площадь $F_{кл}$ определяют по формулам для двух участков подъема клапана), см; α — угол фаски клапана (у современных двигателей $\alpha=45°$ для выпускных клапанов, $\alpha=45°$ и реже $\alpha=30°$ для впускных клапанов);

$$F_{кл}=2{,}72d_{гор}h_{кл}+1{,}18h_{кл}^2 \text{ см}^2 \text{ при } \alpha=30°; \qquad (16.4)$$

$$F_{кл}=2{,}22d_{гор}h_{кл}+1{,}11h_{кл}^2 \text{ см}^2 \text{ при } \alpha=45°. \quad (16.5)$$

Максимальную высоту подъема клапана (см) при известных значениях $F_{кл}$ и α определяют из уравнений:

$$h_{кл}=\sqrt{7{,}4d_{гор}^2+4{,}72F_{кл}}/2{,}72-d_{гор} \text{ при } \alpha=30°; \quad (16.6)$$

$$h_{кл}=\sqrt{4{,}93d_{гор}^2+4{,}44F_{кл}}/2{,}22-d_{гор} \text{ при } \alpha=45°. \quad (16.7)$$

Максимальная высота подъема клапана в автомобильных двигателях изменяется в пределах $h_{кл.max}=(0{,}18-0{,}30)d_{гор}$, а в тракторных — $h_{кл.max}=(0{,}16-0{,}24)d_{гор}$. Для угла $\alpha=45°$ величину $h_{кл.max}$ берут по верхнему пределу.

Окончательная проверка установленных значений диаметра горловины и высоты подъема клапана, а также выбранных в тепловом расчете фаз газораспределения проводится по условной скорости $\omega'_{вп}$ потока, определяемой по интегральной проходной площади в седле клапана.

Так как интегральную площадь (время — сечение) $\int_{t_1}^{t_2} F_{кл}dt$ определяют по диаграмме подъема клапана $F_{кл}=F(t)$ за время его перемещения от в.м.т. (или н.м.т.) до н.м.т. (или в.м.т.), то $\omega'_{вп}$ находят после установления профиля кулачка и построения кривой подъема клапана.

16.2. ПОСТРОЕНИЕ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА

Мгновенные открытие и закрытие клапана позволяют получить максимальное время — сечение, но даже при незначительных массах деталей механизма газораспределения приводят к возникновению больших сил инерции. В связи с этим при проектировании органов газораспределения подбирают такой профиль кулачка, который, обеспечивая достаточное наполнение цилиндра, вызывает допустимые по величине силы инерции.

Профиль кулачка обычно строят в соответствии с выбранным законом образования профиля, что обеспечивает получение относительно простых в изготовлении кулачков.

В современных автомобильных и тракторных двигателях применяют следующие виды кулачков: выпуклый, тангенциальный, вогнутый и безударный.

На рис. 16.3 представлены наиболее распространенные кулачки: выпуклый (рис. 16.3, *а*) — профиль образован дугами двух радиусов r_1 и r_2 и тангенциальный (рис. 16.3, *б*) — профиль образован

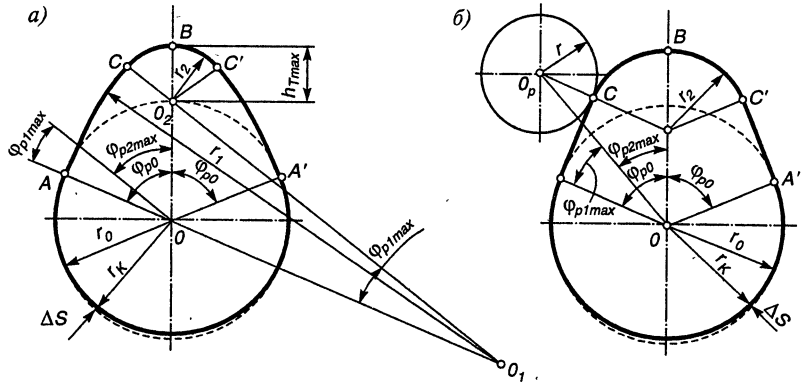


Рис. 16.3. Построение профиля кулачка

с помощью двух прямых, касательных к начальной окружности r_0 в точках A и A' и дуги радиусом r_2.

Выпуклый профиль кулачка можно применять для подъема плоского, выпуклого и роликового толкателей, а тангенциальный — главным образом для роликовых толкателей.

Профиль кулачка строят от начальной окружности. Ее радиус r_0 выбирают из условия обеспечения достаточной жесткости механизма газораспределения в пределах $r_0=(1{,}5\div 2{,}5)h_{\text{кл. max}}$, а для двигателя с наддувом — до $r_0=(3-4)\,h_{\text{кл. max}}$.

Величину угла φ_{p0} определяют в соответствии с выбранными фазами газораспределения. Для четырехтактных двигателей

$$\varphi_{p0}=(\varphi_{пр}+180^\circ+\varphi_{вп})/4, \qquad (16.8)$$

где $\varphi_{пр}$ — угол предварения открытия клапана; $\varphi_{зп}$ — угол запаздывания закрытия клапана.

Точки A и A' являются точками начала открытия и конца закрытия клапана. Точку B находят по величине максимального подъема толкателя $h_{T\,max}$. Без учета зазоров, при нижнем расположении клапанов $h_{T\,max}=h_{кл.\,max}$, а при верхнем расположении и наличии рычага или коромысла $h_{T\,max}=h_{кл.\,max}l_T/l_{кл}$, где l_T и $l_{кл}$ — длина плеч коромысла, прилегающих соответственно к толкателю и клапану. Отношение $l_T/l_{кл}$ выбирается по конструктивным соображениям и изменяется в пределах 0,50 — 0,96.

Для построения профиля кулачка (см. рис. 16.3) по выбранным или заданным значением $h_{T\,max}$ и r_0 задаются величиной r_1 (или r_2) и для обеспечения сопряжения дуг определяют значение r_2 (или r_1).

Для тангенциального профиля кулачка $r_1=\infty$, а радиус (мм) при вершине кулачка

$$r_2 = r_0 - h_{т\,max}\frac{\cos\varphi_{p0}}{1+\cos\varphi_{p0}}. \qquad (16.9)$$

Для выпуклого профиля кулачка

$$r_1 = \frac{r_0^2 + a^2 - r_2^2 - 2r_0 a\cos\varphi_{p0}}{2(r_0 - r_2 - a\cos\varphi_{p0})}, \qquad (16.10)$$

$$r_2 = \frac{r_0 b - 0{,}5h_{т\,max}^2 - (r_1 - r_0)(r_0 + h_{т\,max})\cos\varphi_{p0}}{b - (r_1 - r_0)\cos\varphi_{p0}}, \qquad (16.11)$$

где $a = r_0 + h_{т\,max} - r_2$, мм; $b = r_1 - r_0 - h_{т\,max}$, мм.

При определении r_1 значение r_2 принимают по технологическим соображениям $r_2 \geqslant 1{,}5$ мм, а при расчете r_2 принимают $r_1 = (8 - 20) \times h_{т\,max}$. Выбор слишком малого значения r_1 может привести к получению по формуле (16.11) отрицательного значения r_2. В этом случае необходимо повторить расчет, выбрав большее значение r_1.

Для обеспечения зазора в клапанном механизме тыльную часть кулачка выполняют радиусом $r_к$, меньшим радиуса r_0 на величину зазора ΔS: $r_к = r_0 - \Delta s$. Величина Δs включает в себя температурный зазор и упругие деформации механизма газораспределения. Для впускных клапанов $\Delta s = (0{,}25 - 0{,}35)$ мм, а для выпускных — $\Delta s = (0{,}35 - 0{,}50)$ мм. Сопряжение окружности радиусом $r_к$ с дугами радиусом r_1 или прямыми ($r_1 = \infty$) производится по параболе или по дугам определенных радиусов.

В зависимости от выбранного профиля кулачка и типа толкателя определяют подъем, скорость и ускорение толкателя и клапана. Для выпуклого кулачка с плоским толкателем:

$$\left.\begin{aligned} h_{т1} &= (r_1 - r_0)(1 - \cos\varphi_{p1}); & h_{т2} &= a\cos\varphi_{p2} + r_2 - r_0; \\ \omega_{т1} &= (r_1 - r_0)\omega_к \sin\varphi_{p1}; & \omega_{т2} &= \omega_к a \sin\varphi_{p2}; \\ j_{т1} &= (r_1 - r_0)\omega_к^2 \cos\varphi_{p1}; & j_{т2} &= -\omega_к^2 a\cos\varphi_{p2}, \end{aligned}\right\} \qquad (16.12)$$

где $h_{т1}$, $\omega_{т1}$ и $j_{т1}$ — соответственно подъем (м), скорость (м/с), ускорение (м/с^2) толкателя при его движении по дуге радиуса r_1 от точки A до точки C; $h_{т2}$, $\omega_{т2}$ и $j_{т2}$ — соответственно подъем (м), скорость (м/с) и ускорение (м/с^2) толкателя при его движении по дуге радиуса r_2 от точки C до точки B; $a = r_0 + h_{т\,max} - r_2$, м; $\omega_к$ — угловая частота вращения распределительного вала, рад/с; φ_{p1} и φ_{p2} — текущие значения углов при движении толкателя соответственно по дугам r_1 и r_2.

Значение угла φ_{p1} отсчитывают от радиуса OA, а угла φ_{p2} — от радиуса OB. Их максимальные значения определяют из условия, что в точке C подъем $h_{т1} = h_{т2}$.

$$\sin\varphi_{p1max} = a\sin\varphi_{p0}/(r_1 - r_2); \qquad (16.13)$$

$$\varphi_{p2max} = \varphi_{p0} - \varphi_{p1max}. \qquad (16.14)$$

Для тангенциального кулачка с роликовым толкателем:

$$\left.\begin{aligned}
h_{т1} &= (r_0 + r)(1 - \cos\varphi_{р1})/\cos\varphi_{р1};\\
h_{т2} &= a\left(\cos\varphi_{р2} + \frac{1}{a_1}\sqrt{1 - a_1^2\sin^2\varphi_{р2}}\right) - (r_0 + r);\\
\omega_{т1} &= (r_0 + r)\omega_к \sin\varphi_{р1}/\cos^2\varphi_{р1};\\
\omega_{т2} &= \omega_к a[\sin\varphi_{р2} + (a_1 \sin 2\varphi_{р2})/(2\sqrt{1 - a_1^2\sin^2})];\\
j_{т1} &= (r_0 + r)\omega_к^2 (1 + \sin^2\varphi_{р1})/(\cos^2\varphi_{р1});\\
j_{т2} &= -\omega_к^2 a[\cos\varphi_{р2} + (a_1\cos 2\varphi_{р2} + a_1^3 \sin^4\varphi_{р2})/(1 -\\
&\quad - a_1^2\sin^2\varphi_{р2})^{3/2}],
\end{aligned}\right\} \qquad (16.15)$$

где r — радиус ролика, м; $a_1 = a/(r_2 + r)$.

Максимальное значение угла $\varphi_{р2max}$ определяют по уравнению (16.14), $\varphi_{р1max}$ — из соотношения

$$\operatorname{tg}\varphi_{р1max} = a\sin\varphi_{р0}/(r_0 + r). \qquad (16.16)$$

Для кулачков с симметричным профилем закон изменения $h_т$, $\omega_т$ и $j_т$ при подъеме и опускании остается неизменным.

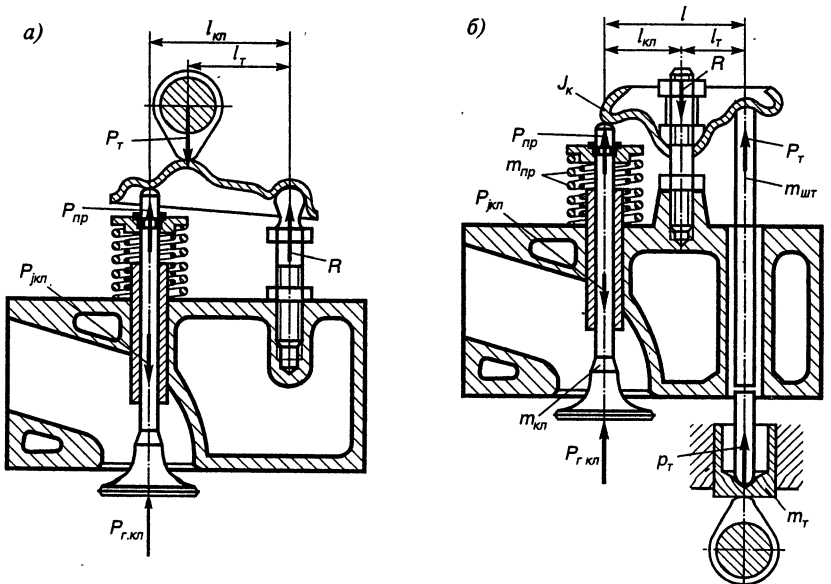


Рис. 16.4. Схемы приводов клапанов:

а — одноплечий рычаг; *б* — двуплечий рычаг

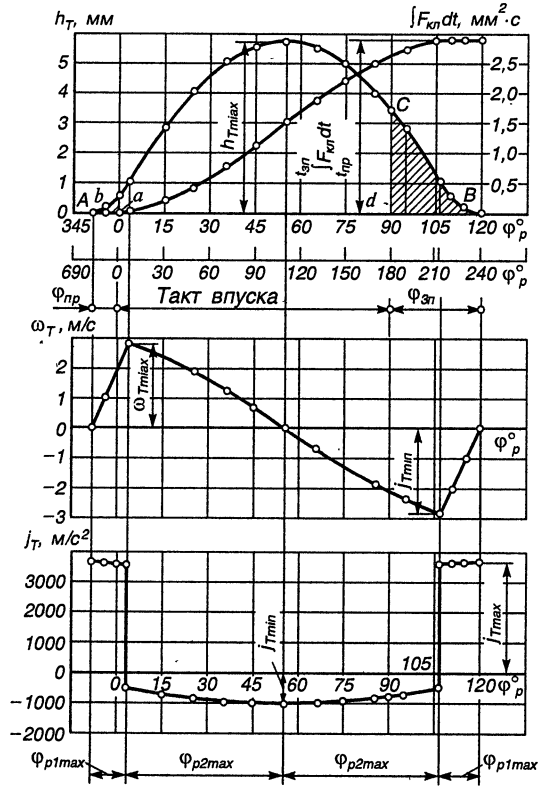


Рис. 16.5. Диаграммы подъема, скорости и ускорения плоского толкателя; полное время-сечение клапана

Подъем, скорость и ускорение клапана для механизма газораспределения с нижним расположением клапанов определяют по уравнениям (16.12) — (16.15), так как $h_{кл}=h_т$, $\omega_{кл}=\omega_т$ и $j_{кл}=j_т$, а для механизма с подвесными клапанами и наличием коромысел или рычагов — по соотношениям (рис. 16.4, *а* и *б*) $h_{кл}=h_т l_{кл}/l_т$; $\omega_{кл}=\omega_т l_{кл}/l_т$; $j_{кл}=j_т l_{кл}/l_т$.

На рис. 16.5 представлены диаграммы $h_т$, $\omega_т$, $j_т$ плоского толкателя при движении по выпуклому кулачку в зависимости от $\varphi_р$. Эти же диаграммы, но в масштабе, измененном на величину $l_{кл}/l_т$, являются диаграммами подъема, скорости и ускорения клапана.

16.3. ПРОФИЛИРОВАНИЕ БЕЗУДАРНЫХ КУЛАЧКОВ

Профилирование применяющихся в настоящее время для быстроходных двигателей так называемых безударных кулачков в отличие от рассмотренных производят в соответствии с заранее выбранным и рассчитанным законом движения клапана. Закон движения клапана выбирают с таким расчетом, чтобы при минимально возможных ускорениях получить максимально возможное время — сечение клапана. Обязательным условием получения безударного профиля кулачка является плавное и непрерывное изменение кривой ускорения клапана и толкателя (рис. 16.6).

В отличие от кулачков, спрофилированных по дугам окружностей (см. § 16.2), профилирование безударного кулачка начинают с построения диаграммы ускорений клапана. По выбранному закону изменения ускорений определяют законы изменения скорости

и перемещения клапана. Для получения этих законов и построения диаграммы скорости и перемещения клапана и толкателя используют различные графоаналитические методы, методы графического интегрирования и дифференцирования, а все расчеты, как правило, выполняют на электронно-вычислительных машинах.

Безударные кулачки проектируют примерно в такой последовательности:

1. Устанавливают фазы газораспределения $\varphi_{пр}$, $\varphi_{зп}$ и $\varphi_{р0}$, максимальную высоту подъема клапана $h_{клmax}$ и толкателя $h_{тmax}$.

2. Определяют закон изменения ускорения толкателя, обеспечивающий положительные ускорения, не превышающие 1500 — 3500, и отрицательные, не превышающие 500 — 1500 м/с^2.

3. Вычерчивают начальную окружность (рис. 16.7) радиусом r_0 и окружность тыльной части кулачка радиусом $r_к = r_0 - \Delta s$, где Δs — зазор между клапаном и толкателем (рекомендации по установлению величин r_0, $r_к$ и Δs даны в § 16.2).

4. Определяют положение точек начала открытия A и конца закрытия A' клапана в соответствии с принятым углом $\varphi_{р0}$ [см. формулу (16.8)].

5. Откладывают углы $\varphi_{к0}$, соответствующие выбору зазора на участках набегания и сбегания (участок сбега — Φ_0, рад):

$$\Phi_0 = \pi^2 \Delta s / (2 \cdot 180 \omega'_{т0к}), \qquad (16.17)$$

где $\omega'_{т0к} = 0{,}008 — 0{,}022$ — скорость толкателя в конце сбега (точки A или A'), мм/град.

6. Проводят из центра 0 через 0,5° (или 1 — 2° в зависимости от точности построения) радиальные лучи 00, 01 и 02 и т. д.).

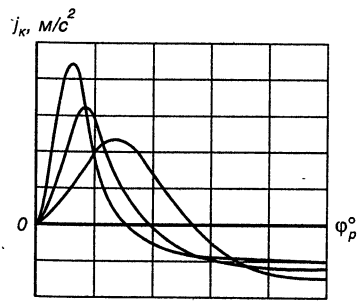


Рис. 16.6. Графики ускорения клапана при работе с безударными кулачками

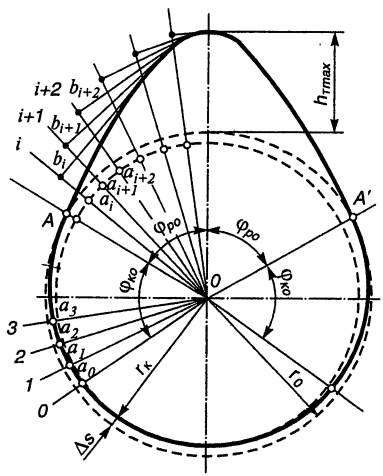


Рис. 16.7. Построение профиля безударного кулачка

7. Откладывают на проведенных лучах от окружности радиуса $r_к$ величины подъемов толкателя (с учетом выбора зазора Δs) a_1b_1, a_2b_2, ..., a_ib_i, $a_{i+1}b_{i+1}$, ... и т. д.

8. Выставляют перпендикуляры к радиальным лучам из точек b_1, b_2, ..., b_i, b_{i+1}, ... в сторону оси симметрии кулачка.

9. Проводят к выставленным перпендикулярам огибающую, которая и будет искомым профилем безударного кулачка.

В зависимости от требований, предъявляемых к механизму газораспределения, безударные кулачки можно проектировать с учетом или без учета упругости деталей привода клапана. К числу кулачков, проектируемых без учета упругости деталей механизма газораспределения, относится кулачок, спроектированный на основе закона изменения ускорения, приведенного на рис. 16.8 (кулачок Курца). Графики ускорений этого кулачка состоят из четырех участков: 1) сбега Φ_0 — косинусоида, 2) положительных ускорений Φ_1 — половина волны синусоиды, 3) первого участка отрицательных ускорений Φ_2 — четверть волны синусоиды, 4) второго участка отрицательных ускорений Φ_3 — отрезок параболы.

Угловую протяженность Φ_1, Φ_2 и Φ_3 различных участков ускорения толкателя рекомендуется выбирать из соотношений

$$\Phi_1+\Phi_2+\Phi_3=(\pi/180)\varphi_{р0};\ \Phi_2=(0{,}10-0{,}25)\Phi_3;$$
$$\Phi_2+\Phi_3=(1{,}5-3{,}0)\Phi_1. \qquad (16.18)$$

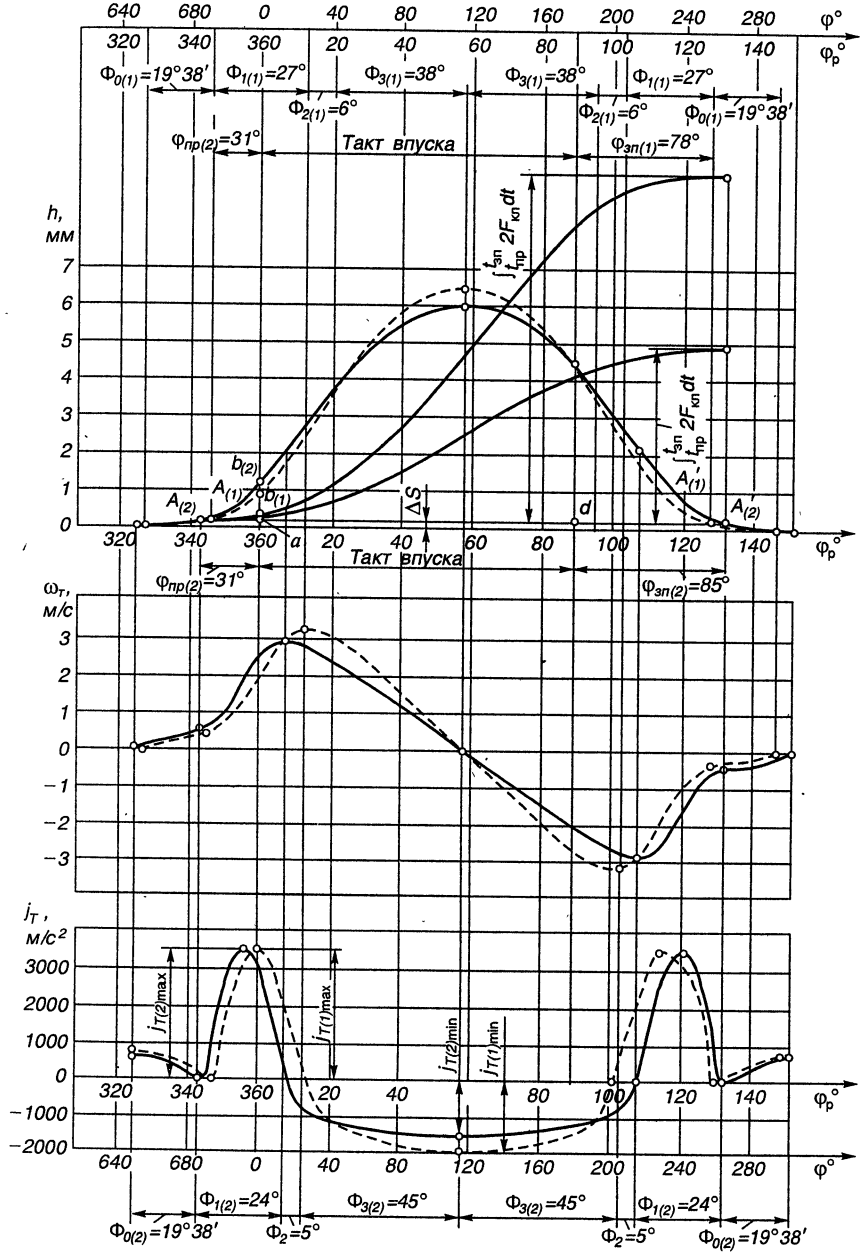
Чем короче участок положительных ускорений, тем больше площадь под кривой подъемов толкателя. При этом положительные ускорения возрастают, а отрицательные — уменьшаются.

Выражение для пути, скорости и ускорения толкателя при безударном кулачке для различных участков профиля кулачка приведены ниже.

Участок сбега кулачка ($0\leqslant\varphi_к=\varphi_{к0}\leqslant\Phi_0$):

$$\left.\begin{aligned} h_0&=\Delta s\left(1-\cos\frac{\pi}{2\Phi_0}\varphi_{к0}\right);\\ \omega_{т0}&=\Delta s\omega_к\frac{\pi}{2\Phi_0}\sin\frac{\pi}{2\Phi_0}\varphi_{к0};\\ j_{т0}&=\Delta s\omega_к^2\left(\frac{\pi}{2\Phi_0}\right)^2\cos\frac{\pi}{2\Phi_0}\varphi_{к0}. \end{aligned}\right\} \qquad (16.19)$$

Участок положительных ускорений ($0\leqslant\varphi_к=\varphi_{к1}\leqslant\Phi_1$):



16.8. Диаграммы подъемов, скоростей и ускорений толкателей; полное время-сечение клапанов при работе с одним (----) и двумя (——) безударными кулачками

$$\left.\begin{aligned} h_1 &= \Delta s + c_{11}\varphi_{к1} - c_{12}\sin\frac{\pi}{\Phi_1}\varphi_{к1};\\ \omega_{т1} &= \omega_к\left(c_{11} - c_{12}\frac{\pi}{\Phi_1}\cos\frac{\pi}{\Phi_1}\varphi_{к1}\right);\\ j_{т1} &= \omega_к^2\left[c_{12}\left(\frac{\pi}{\Phi_1}\right)^2\sin\frac{\pi}{\Phi_1}\varphi_{к1}\right]. \end{aligned}\right\} \qquad (16.20)$$

Первый участок отрицательных ускорений ($0 \leqslant \varphi_к = \varphi_{к2} \leqslant \Phi_2$):

$$\left.\begin{aligned} h_2 &= h_{1к} + c_{21}\varphi_{к2} + c_{22}\sin\frac{\pi}{2\Phi_2}\varphi_{к2};\\ h_{1к} &= \Delta s + c_{11}\Phi_1;\\ \omega_{т2} &= \omega_к\left(c_{21} + c_{22}\frac{\pi}{2\Phi_2}\cos\frac{\pi}{2\Phi_2}\varphi_{к2}\right);\\ j_{т2} &= \omega_к^2\left[-c_{22}\left(\frac{\pi}{2\Phi_2}\right)^2\sin\frac{\pi}{2\Phi_2}\varphi_{к2}\right]. \end{aligned}\right\} \qquad (16.21)$$

Второй участок отрицательных ускорений ($0 \leqslant \varphi_к = \varphi_{к3} \leqslant \Phi_3$):

$$\left.\begin{aligned} h_3 &= h_{2к} + c_{31}(\Phi_3 - \varphi_{к3})^4 - c_{32}(\Phi_3 - \varphi_{к3})^2 + c_{33};\\ h_{2к} &= \Delta s + c_{11}\Phi_1 + c_{21}\Phi_2 + c_{22};\\ \omega_{т3} &= \omega_к[-4c_{31}(\Phi_3 - \varphi_{к3})^3 + 2c_{32}(\Phi_3 - \varphi_{к3})];\\ j_{т3} &= \omega_к^2[12c_{31}(\Phi_3 - \varphi_{к3})^2 - 2c_{32}]. \end{aligned}\right\} \qquad (16.22)$$

В формулах (16.19) — (16.22), на рис. 16.7, 16.8 и в дальнейших расчетах приняты следующие обозначения: $\omega_к$ — угловая частота вращения распределительного вала, рад/с; $\varphi_к$ — текущее значение угла поворота кулачка, град; ($\varphi_{к0}$, $\varphi_{к1}$, $\varphi_{к2}$, $\varphi_{к3}$ — текущие значения углов поворота кулачка от начала соответствующего участка профиля кулачка ($\varphi_{кн} = 0°$) до конца участка ($\varphi_{кк} = \Phi^0_i$); в (16.19) — (16.22) значения $\varphi_{кi}$, не находящиеся под знаком тригонометрических функций, выражены в радианах, а в остальных случаях — в градусах); Φ_0, Φ_1, Φ_2, Φ_3 — угловые интервалы соответствующих участков ускорения толкателя (в формулах угловые интервалы выражены в радианах, а на рисунках — в градусах); $h_{кл.max}$ и $h_{т\,max}$ — максимальные подъемы клапана и толкателя, мм; $h = h_т + \Delta s$ — пе-

ремещение толкателя с учетом выбора зазора, мм; h_0, h_1, h_2, h_3 — текущие перемещения толкателя на соответствующих участках профиля кулачка, мм; $\omega_{т0}$, $\omega_{т1}$, $\omega_{т2}$, $\omega_{т3}$ — скорости толкателя на соответствующих участках, мм/с или м/с; $\omega''_{т0к}$ — скорость толкателя в конце участка сбега, мм/рад; $j_{т0}$, $j_{т1}$, $j_{т2}$, $j_{т3}$ — ускорения толкателя на соответствующих участках, мм/с^2 или м/с^2; $h_{iн}$, $\omega_{тiн}$, $j_{тiн}$, $\varphi_{кiн}$ — путь, скорость, ускорение толкателя и угол поворота кулачка в начале соответствующего участка; $h_{iк}$, $\omega_{тiк}$, $j_{тiк}$, $\varphi_{кiк}$ — путь, скорость, ускорение толкателя и угол поворота кулачка в конце соответствующего участка; C_{11}, C_{12}, C_{21}, C_{22}, C_{31}, C_{32}, C_{33} — коэффициенты закона движения толкателя, определяемые из равенства перемещений, скоростей и ускорений на границах участков по системе уравнений:

$$\left.\begin{aligned}
&h_{3к}=h_{тmax}+\Delta s;\ c_{11}\Phi_1+c_{21}\Phi_2+c_{22}+c_{33}-h_{тmax}=0;\\
&h_{3н}=h_{2к};\ c_{31}\Phi_3^4-c_{32}\Phi_3^2+c_{33}=0;\\
&\omega_{т1н}=\omega_{т0к};\ c_{11}-c_{12}\pi\Phi_1-\omega''_{т0ок}=0;\\
&\omega_{т2н}=\omega_{т1к};\ c_{11}+c_{12}\pi/\Phi_1-c_{21}-c_{22}\pi/2\Phi_2=0;\\
&\omega_{т3н}=\omega_{т2к};\ c_{21}+4c_{31}\Phi_3^3-2c_{32}\Phi_3=0;\\
&j_{т3н}=j_{т2к};\ c_{22}(\pi/2\Phi_2)^2+12c_{31}\Phi_3^2-2c_{32}=0.
\end{aligned}\right\}\qquad(16.23)$$

Так как уравнений только шесть, а коэффициентов семь, добавляется еще одна зависимость, характеризующая форму отрицательной части кривой ускорения:

$$j_{т2к}/j_{т3к}=Z.\qquad(16.24)$$

Для кулачка Курца рекомендуется $Z=5/8$.

Принимая для сокращения записи обозначения

$$\left.\begin{aligned}
&k_1=8Z\left(\frac{\Phi_2}{\pi}\right)^2;\ k_2=\frac{5+Z}{6}\Phi_3^2;\ k_3=\frac{4+2Z}{3}\Phi_3;\\
&K_1=k_1+k_2+k_3\Phi_2;\ K_2=k_3+4Z\Phi_2/\pi,
\end{aligned}\right\}\qquad(16.25)$$

получаем окончательную систему уравнений для определения семи коэффициентов закона движения толкателя

$$\left.\begin{aligned}
&c_{11}=(K_1\omega_{т0к}+K_2h_{тmax})/(2K_1+K_2\Phi_1);\\
&c_{12}=(c_{11}-\omega''_{т0к})\Phi_1/\pi;\\
&c_{32}=(2c_{11}-\omega''_{т0к})/K_2;\ c_{21}=c_{32}k_3;\ c_{22}=c_{32}k_1;\\
&c_{31}=c_{32}(1-z)/(6\Phi_3^2);\ c_{33}=c_{32}k_2.
\end{aligned}\right\}\qquad(16.26)$$

По формулам (16.24) — (16.26) подсчитывают с точностью до шестого — седьмого знака значения всех коэффициентов, а затем по формулам (16.23) проверяют полученные результаты. Несовпадения величин перемещений и скоростей в точках перехода одного участка в другой не должны превышать 0,0001, а ускорений — 0,001.

После вычисления коэффициентов рассчитывают по формулам (16.19) — (16.22) перемещения, скорости и ускорения, а также характерные для кинематики толкателя и профиля кулачка величины.

Максимальная скорость толкателя (мм/с)

$$\omega_{\text{т max}} = \omega_{\text{к}}(c_{11} + c_{12}\pi/\Phi_1) = \omega_{\text{к}}(c_{21} + c_{22}\pi/2\Phi_2) = \\ = \omega_{\text{к}} K_2 c_{32}. \qquad (16.27)$$

Максимальное и минимальное ускорение толкателя (мм/с^2)

$$j_{\text{т max}} = \omega_{\text{к}}^2 c_{12}(\pi/\Phi_1)^2; \qquad (16.28)$$

$$j_{\text{т min}} = -\omega_{\text{к}}^2 2c_{32}. \qquad (16.29)$$

Минимальный радиус кривизны (мм) вершины профиля кулачка при плоском толкателе

$$\rho_{\min} = r_{\text{к}} + h - 2c_{32}. \qquad (16.30)$$

Максимальный радиус кривизны (мм) профиля кулачка при плоском толкателе

$$\rho_{\max} = r_{\text{к}} + \Delta s + c_{11}\Phi_1/2 + c_{12}[(\pi/\Phi_1)^2 - 1]. \qquad (16.31)$$

Значения $\rho_{\min}$ и $\rho_{\max}$ используют при определении контактных напряжений между кулачком и толкателем, а по величине $\rho_{\max}$ ориентировочно определяют форму бокового участка профиля кулачка.

На рис. 16.8 представлены диаграммы подъема (перемещения), скорости и ускорения плоского толкателя при движении по безударному кулачку в зависимости от угла поворота распределительного вала. Эти же диаграммы, но в масштабе, измененном на величину $l_{\text{к}}/l_{\text{т}}$, являются диаграммами подъема, скорости и ускорения клапана.

16.4. ВРЕМЯ-СЕЧЕНИЕ КЛАПАНА

По диаграмме подъема клапана (см. рис. 16.5 и 16.8) графически определяют время-сечение клапана $\int_{t_1}^{t_2} F_{\text{кл}} dt$ (мм^2 · с) и среднюю площадь $F_{\text{кл.ср}}$ (мм^2) его проходного сечения за такт впуска;

$$\int_{t_1}^{t_2} F_{\text{кл}}dt = M_t M_F F_{abcd}, \tag{16.32}$$

$$F_{\text{кл.ср}} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} F_{\text{кл}}dt}{t_2 - t_1} = \frac{M_t M_F F_{abcd}}{l_{ad} M_t} = \frac{M_F}{l_{ad}} F_{abcd}, \tag{16.33}$$

где $M_t = M_{\varphi p}/(6n_p)$ — масштаб времени по оси абсцисс на диаграмме подъема клапана, с/мм; $M_{\varphi p}$ — масштаб угла поворота распределительного вала, град/мм; n_p — частота вращения распределительного вала, мин$^{-1}$; $M_F = M_h \pi d_{\text{гор}} \cos\alpha$ — масштаб площади проходного сечения клапана по оси ординат, мм^2/мм; M_h — масштаб подъема клапана, мм/мм; $d_{\text{гор}}$ — диаметр горловины, мм; α — угол фаски посадочного конуса клапана ($M_F = M_h 2{,}72 d_{\text{гор}}$ при $\alpha = 30°$, $M_F = M_h 2{,}22 d_{\text{гор}}$ при $\alpha = 45°$); F_{abcd} — площадь под кривой подъема клапана за такт впуска, мм^2; l_{ad} — продолжительность такта впуска по диаграмме, мм.

Полное время-сечение клапана с момента открытия до его закрытия

$$\int_{t_{\text{пр}}}^{t_{\text{зп}}} F_{\text{кл}}\, dt = M_t M_F F_{\text{вп}},$$

где $t_{\text{пр}}$ и $t_{\text{зп}}$ — время открытия и закрытия впускного клапана, с; $F_{\text{вп}} = M_F F_{AbcB}/l_{AB}$ — площадь под всей кривой подъема клапана, мм^2.

Время-сечение и среднюю площадь проходного сечения выпускного клапана за такт выпуска определяют аналогично по кривой подъема выпускного клапана.

Средняя скорость потока в седле клапана

$$\omega'_{\text{вп}} = v_{\text{п.ср}} F_{\text{п}}/F_{\text{кл.ср}}. \tag{16.34}$$

Для карбюраторных двигателей $\omega'_{\text{вп}} = 90$ — 150 м/с, а для дизелей — $\omega'_{\text{вп}} = 80$ — 120 м/с, для двигателей с впрыском топлива и воспламенением от искры — $\omega'_{\text{вп}} = 100$ — 170 м/с.

16.5. РАСЧЕТ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Из теплового расчета имеем: диаметр цилиндра $D = 78$ мм, площадь поршня $F_{\text{п}} = 47{,}76$ см^2; частоту вращения при номинальной мощности $n_N = 5600$ мин$^{-1}$; угловую частоту вращения коленчатого

вала $\omega = 586$ рад/с; среднюю скорость поршня $v_{п.ср} = 14{,}56$ м/с; скорость смеси в проходном сечении седла при максимальном подъеме впускного клапана $\omega_{вп} = 95$ м/с; угол предварения открытия впускного клапана $\varphi_{пр} = 18°$; угол запаздывания закрытия впускного клапана $\varphi_{зп} = 60°$. Механизм газораспределения верхнеклапанный с верхним расположением распределительного вала.

Расчет проведен для выпуклого кулачка с симметричным профилем, образованным дугами окружностей.

1. Основные размеры проходных сечений в горловине и в клапане:

площадь проходного сечения клапана при максимальном подъеме

$$F_{кл} = v_{п.ср} F_п / \omega_{вп} = 14{,}56 \cdot 47{,}76/95 = 7{,}32 \text{ см}^2;$$

диаметр горловины клапана

$$d_{гор} = \sqrt{4F_{гор}/\pi} = \sqrt{4 \cdot 8{,}20/3{,}14} = 3{,}23 \text{ см},$$

где $F_{гор} = 1{,}12F_{кл} = 1{,}12 \cdot 7{,}32 = 8{,}20$ см^2.

Из условия возможного размещения клапанов в головке при верхнем их расположении (камера сгорания клиновидная или плоскоовальная) диаметр горловины может достигать $d_{гор} = 0{,}45D = 0{,}45 \cdot 78 = 35$ мм. Принимаем $d_{гор} = 32{,}5$ мм;

максимальная высота подъема клапана при угле фаски клапана $\alpha = 45°$.

$$h_{кл.max} = \sqrt{4{,}93d_{гор}^2 + 4{,}44F_{кл}}/2{,}22 - d_{гор} =$$

$$= \sqrt{4{,}93 \cdot 32{,}5^2 + 4{,}44 \cdot 732}/2{,}22 - 32{,}5 = 8{,}92 \text{ мм}.$$

2. Основные размеры впускного кулачка:

радиус начальной окружности

$$r_0 = (1{,}3 - 2{,}0)h_{кл.max} = (1{,}3 - 2{,}) \cdot 8{,}92 = (11{,}6 - 17{,}8) \text{ мм};$$

принимаем $r_0 = 15$ мм;

максимальный подъем толкателя

$$h_{тmax} = h_{клmax} l_т / l_{кл} = 8{,}92 \cdot 33{,}5/52{,}6 = 5{,}68 \text{ мм},$$

где $l_т = 33{,}5$ мм и $l_{кл} = 52{,}6$ мм — расстояния от опоры (см. рис. 16.4, *а*) до кулачка и клапана (в данном механизме роль толкателя выполняет качающийся рычаг, находящийся в непосредственном контакте с кулачком), принятые по конструктивным соображениям.

3. Профилирование выпуклого кулачка с плоским толкателем. Радиус дуг выпуклого профиля кулачка $r_2 \geqslant 1{,}5$ мм, принимаем $r_2 = 8{,}5$ мм, тогда

$$r_1=\frac{a^2+r_0^2-r_2^2-2ar_0\cos\varphi_{p0}}{2(r_0-r_2-a\cos\varphi_{p0})}=$$

$$=\frac{12{,}18^2+15^2-8{,}5^2-2\cdot 12{,}18\cdot 15\cos 64°30'}{2(15-8{,}5-12{,}18\cos 64°30')}=57{,}2 \text{ мм},$$

где $a=r_0+h_{\tau max}-r_2=15+5{,}68-8{,}5=12{,}18$ мм;

$$\varphi_{p0}=(\varphi_{пр}+180°+\varphi_{зп})/4=(18+180+60)/4=64°30'.$$

Максимальный угол при подъеме толкателя по дуге радиусом r_1

$$\sin\varphi_{p1max}=\frac{a\sin\varphi_{p0}}{r_1-r_2}=\frac{12{,}18\sin 64°30'}{57{,}2-8{,}5}=0{,}226,\ \varphi_{p1max}=13°03'.$$

Максимальный угол при подъеме толкателя по дуге радиусом r_2

$$\varphi_{p2max}=\varphi_{p0}-\varphi_{p1max}=64°30'-13°03'=51°27'.$$

Подъем толкателя по углу поворота распределительного вала

$$h_{т1}=(r_1-r_0)(1-\cos\varphi_{p1})=$$

$$=(57{,}2-15)(1-\cos\varphi_{p1})=42{,}7(1-\cos\varphi_{p1}) \text{ мм};$$

$$h_{т2}=a\cos\varphi_{p2}+r_2-r_0=12{,}18\cos\varphi_{p2}+8{,}5-15=$$

$$=(12{,}18\cos\varphi_{p2}-6{,}5) \text{ мм}.$$

Скорость и ускорение толкателя

$$\omega_{т1}=(r_1-r_0)\omega_к\sin\varphi_{p1}=(57{,}2-15)\cdot 10^{-3}\cdot 293\sin\varphi_{p1}=$$

$$=12{,}36\sin\varphi_{p1} \text{ м/с};$$

$$\omega_{т2}=\omega_к a\sin\varphi_{p2}=293\cdot 12{,}18\cdot 10^{-3}\sin\varphi_{p2}=3{,}57\sin\varphi_{p2} \text{ м/с};$$

$$j_{т1}=(r_1-r_0)\omega_к^2\cos\varphi_{p1}=(57{,}2-15)\cdot 10^{-3}\cdot 293^2\cos\varphi_{p1}=$$

$$=3623\cos\varphi_{p1} \text{ м/с}^2;$$

$$j_{т2}=-\omega_к^2 a\cos\varphi_{p2}=-293^2\cdot 12{,}18\cdot 10^{-3}\cos\varphi_{p2}=$$

$$=-1046\cos\varphi_{p2} \text{ м/с}^2,$$

где $\omega_к=0{,}5\omega=0{,}5\cdot 586=293$ рад/с — угловая скорость вращения распределительного вала.

Значения $h_т$, $\omega_т$ и $j_т$, подсчитанные по приведенным формулам, в зависимости от угла поворота распределительного (и коленчатого) вала приведены в табл. 16.1.

Таблица 16.1

Фазы газораспределения	Параметры										
	φ°, п.к.в.	φ°_p, п.р.в.	φ°_{p1}	φ°_{p2}	$\cos\varphi_{p1}$ и $\cos\varphi_{p2}$	$1-\cos\varphi_{p1}$ и $\alpha\cos\varphi_{p2}$	$\sin\varphi_{p1}$ и $\sin\varphi_{p2}$	$h_т$, мм	$\omega_т$, м/с	$j_т$, м/с^2	$\int_{t_{пр}}^{t_x} F_{кл}dt$
$\varphi_{пр} = 18^\circ$	702	351	0	—	1	0	0	0	0	+ 3623	0
	712	356	5	—	0,9962	0,0038	0,0872	0,162	+ 1,078	+ 3609	0,002
в. м. т.	0	0	9	—	0,9877	0,0123	0,1564	0,525	+ 1,933	+ 3578	0,011
			13°03′	—	0,9744	0,0256	0,2258	1,093	+ 2,791	+ 3530	0,032
	8°06′	4°03′	—	51°27′	0,6234	7,5930	0,7820	1,093	+ 2,791	— 652	0,032
	31	15°30′	—	40	0,7660	9,3300	0,6428	2,830	+ 2,295	— 801	0,180
	51	25°30′	—	30	0,8660	10,5479	0,5000	4,048	+ 1,785	— 906	0,408
	71	35°30′	—	20	0,9397	11,4455	0,3420	4,946	+ 1,221	— 983	0,712
Такт выпуска (180°)	91	45°30′	—	10	0,9848	11,9949	0,1736	5,495	+ 0,620	— 1030	1,064
	111	55°30′	—	0	1	12,1800	0	5,680	0	— 1046	1,439
	131	65°30′	—	10	0,9848	11,9949	0,1736	5,495	— 0,620	— 1030	1,814
	151	75°30′	—	20	0,9397	11,4455	0,3420	4,946	— 1,221	— 983	2,166
	171	85°30′	—	30	0,8660	10,5479	0,5000	4,048	— 1,785	— 906	2,470
н. м. т.	180	90	—	34°30′	0,8241	10,0375	0,5664	3,538	— 2,022	— 862	2,581
	191	95°30′	—	40	0,7660	9,3300	0,6428	2,830	— 2,295	— 801	2,698
			—	51°27′	0,6234	7,5930	0,7820	1,093	— 2,791	— 652	2,845
$\varphi_{зп} = 60^\circ$	213°54′	106°57′									
	222	111	13°03′	—	0,9744	0,0256	0,2258	1,093	— 2,791	+ 3530	2,845
	230	115	9	—	0,9877	0,0123	0,1564	0,525	— 1,933	+ 3578	2,867
	240	120	5	—	0,9962	0,0038	0,0872	0,162	— 1,078	+ 3609	2,876
			0	—	1	0	0	0	0	+ 3623	2,878

По данным табл. 16.1 на рис. 16.5 представлены диаграммы подъема, скорости и ускорения толкателя.

4. Время-сечение клапана. Диаграмма подъема толкателя (см. рис. 16.5), построенная в масштабе по оси абсцисс $M\varphi_р = 1°/мм$, по оси ординат $M_{h_т} = 0{,}1$ мм/мм, является диаграммой подъема клапана, если изменить масштаб по оси ординат на

$$M_{hкл} = h_{клmax} M_{h_т} / h_{тmax} = 8{,}92 \cdot 0{,}1/5{,}68 = 0{,}157 \text{ мм/мм}.$$

Время-сечение клапана

$$\int_{t_1}^{t_2} F_{кл}\,dt = M_t M_F F_{abcd},$$

где $M_t = M_{\varphi_р}/(6n_р) = 1/(6 \cdot 2800) = 5{,}952 \cdot 10^{-5}$ с/мм;

$$M_F = M_{hкл} \times 2{,}22 d_{тор} = 0{,}157 \cdot 2{,}22 \cdot 32{,}5 = 11{,}3 \text{ мм}^2/\text{мм};$$

для выпуклого кулачка

$$\int_{t_1}^{t_2} F_{кл}\,dt = 5{,}952 \cdot 10^{-5} \cdot 11{,}3 \cdot 3820 = 2{,}569 \text{ мм}^2 \cdot \text{с},$$

где $F_{abcd} = 3820$ мм^2 — площадь под кривой подъема толкателя (см. рис. 16.5) за такт впуска.

Средняя площадь проходного сечения клапана

$$F_{кл.ср} = \int_{t_1}^{t_2} F_{кл}\,dt/(t_2 - t_1) = M_F F_{abcd}/l_{ad} =$$

$$= 11{,}3 \cdot 3820/90 = 480 \text{ мм}^2 = 4{,}80 \text{ см}^2.$$

Средняя скорость потока смеси в канале

$$\omega'_{вп} = v_{п.ср} \cdot F_п / F_{кл.ср} = 14{,}56 \cdot 47{,}76/4{,}80 = 145 \text{ м/с}.$$

Полное время-сечения клапана

$$\int_{t_{пр}}^{t_{зл}} M_t \cdot M_F F_{AB} = 5{,}952 \cdot 10^{-5} \cdot 11{,}3 \cdot 4280 = 2{,}878 \text{ мм}^2 \cdot \text{с},$$

где F_{AB} — площадь под кривой подъема толкателя (см. рис. 16.5) от точки A (открытие клапана) до точки B (закрытие клапана).

Значение текущего времени-сечения клапана в зависимости от углов поворота кулачка (распределительного и коленчатого вала) представлено на рис. 16.5, для выпуклого кулачка подсчитано и занесено в табл. 16.1.

16.6. РАСЧЕТ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ВПРЫСКОМ ТОПЛИВА И ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТ ИСКРЫ

Из теплового расчета (см. § 5.2) имеем: диаметр цилиндра $D=80$ мм, площадь поршня $F_п=50{,}24$ см^2, частота вращения при номинальной мощности $n_N=7000$ мин$^{-1}$, угловая частота вращения коленчатого вала $\omega=2\pi n_N/60=2\pi 7000/70=733$ рад/с, а радиальная частота вращения распределительного вала $\omega_к=\omega/2=733/2=366{,}5$ рад/с, средняя скорость поршня $v_{п.ср}=17{,}967$ м/с, скорость смеси в проходном сечении седла клапана при максимальном его подъеме $\omega_{вп}=95$ м/с.

Механизм газораспределения верхнеклапанный с расположением клапанов в шатровой камере сгорания, с верхним расположением распределительного вала.

Расчет проведен для впускных клапанов в двух вариантах: для двухклапанной головки с одним впускным клапаном и для четырехклапанной головки с тем же проходным сечением в горловине, но с двумя впускными клапанами. Приведены также расчетные данные (сами расчеты не приводятся) четырехклапанных головок с увеличенными проходными сечениями в горловине и клапанах, что позволило снизить значение $\omega_{вп}$ с 95 до 80 м/с.

1. Основные размеры проходных сечений в горловинах и клапанах. Площади проходных сечений и диаметры клапанов при их максимальном подъеме:

для одного клапана $F_{кл(1)}=v_{п.ср}F_п/(i\omega_{вп})=17{,}967\cdot 50{,}24/(1\cdot 95)=9{,}502$ см^2;

$$d_{кл(1)}=\sqrt{4F_{кл(1)}/\pi}=\sqrt{4\cdot 9{,}502/\pi}=3{,}478 \text{ см};$$

для каждого из двух клапанов $F_{кл(2)}=17{,}967\cdot 50{,}24/(2\cdot 95)=4{,}751$ см^2;

$$d_{кл(2)}=\sqrt{4\cdot 4{,}751/\pi}=2{,}46 \text{ см}.$$

Площади проходных сечений и диаметры горловин:

для одного клапана $F_{гор(1)}=1{,}12F_{кл(1)}=1{,}12\cdot 9{,}502=10{,}64$ см^2;

$$d_{гор(1)}=\sqrt{4\cdot F_{гор(1)}/\pi}=\sqrt{4\cdot 10{,}64/\pi}=3{,}681 \text{ см};$$

для каждого из двух клапанов $F_{гор(2)}=1{,}12\cdot 4{,}751=5{,}32$ см^2;

$$d_{\text{гор}(2)}=\sqrt{4\cdot 5{,}32/\pi}=2{,}603 \text{ см}.$$

Максимальная высота подъемов клапанов при угле фаски $\alpha=45°$:

$$h_{\text{кл}(1)\max}=\sqrt{4{,}93d^2_{\text{гор}(1)}+4{,}44F_{\text{кл}(1)}}/2{,}22-d_{\text{гор}}=$$

$$=\sqrt{4{,}93\cdot 36{,}81^2+4{,}44\cdot 950{,}2}/2{,}22-36{,}81=10{,}22 \text{ мм};$$

$$h_{\text{кл}(2)\max}=\sqrt{4{,}93\cdot 26{,}03^2+4{,}44\cdot 475{,}1}/2{,}22-26{,}03=7{,}22 \text{ мм}.$$

2. Основные размеры кулачков для впускных клапанов. Радиус начальной окружности кулачка

$$r_{0(1)}=(1{,}3-2{,}0)h_{\text{кл}(1)\max}=(1{,}3\div 2{,}0)\cdot 10{,}22=13{,}3 \text{ мм} — 20{,}4 \text{ мм},$$

принимаем $r_{0(1)}=20$ мм;

$$r_{0(2)}=(1{,}3\div 2{,}0)\cdot 7{,}22=9{,}4 \text{ мм} — 14{,}44 \text{ мм},$$

принимаем $r_{0(2)}=15$ мм.

Максимальный подъем толкателя, приводящего в движение один впускной клапан

$$h_{\text{т}\max(1)}=h_{\text{кл}(1)\max}l_{\text{т}(1)}/l_{\text{кл}(1)}=10{,}22\cdot 33{,}05/54{,}05=6{,}25 \text{ мм},$$

где $l_{\text{т}(1)}=33{,}05$ мм и $l_{\text{кл}(1)}=54{,}05$ мм — расстояния от опоры (см. рис. 16.4, *а*) одноплечного рычага соответственно до кулачка (толкателя) и до клапана (в данном механизме роль толкателя выполняет качающийся рычаг, находящийся в непосредственном контакте с кулачком), принятые по конструктивным соображениям;

максимальный подъем толкателя, приводящего в движение одновременно два впускных клапана,

$$h_{\text{т}\max(2)}=h_{\text{кл}(2)\max}l_{\text{т}(2)}/l_{\text{кл}(2)}=7{,}22\cdot 40/49{,}8=5{,}8 \text{ мм},$$

где значения $l_{\text{т}(2)}=40{,}0$ мм и $l_{\text{кл}(2)}=49{,}8$ мм приняты по конструктивным соображениям.

3. Профилирование безударного кулачка, приводящего в движение один впускной клапан.

Продолжительность участка сбега кулачка, соответствующего выбору зазора (ΔS) на участках набегания и сбега кулачка:

$$\Phi_0=\frac{\pi\Delta s}{2\cdot 180\omega'_{\text{ток}}}=\frac{\pi 0{,}25}{2\cdot 180\cdot 0{,}02}=0{,}3426946 \text{ рад}=19{,}63°=19°38',$$

где $\Delta s = 0{,}25$ мм — величина зазора, включающего в себя температурный зазор и упругие деформации механизма газораспределения; $\omega'_{\text{тол}} = (0{,}08 - 0{,}022)$ мм/град — скорость толкателя при набегании, принята $= 0{,}02$ мм/град.

Фазы газораспределения приняты несколько отличными от использованных в тепловом расчете (см. § 5.2), но с учетом достаточно высокого форсирования рассчитываемого двигателя на частоте вращения коленчатого вала (7000 мин$^{-1}$):

предварение открытия впускного клапана — $\varphi_{\text{пр}} = 26°$,

запаздывание закрытия впускного клапана — $\varphi_{\text{зп}} = 78°$,

продолжительность открытия впускного клапана по углу поворота коленчатого вала составит $\varphi_{\text{пр}} + 180 + \varphi_{\text{зп}} = 26 + 180 + 78 = 284°$, а по углу поворота распределительного вала — 142°, тогда $\varphi_{\text{ро}} = 71°$.

В соответствии с принятыми фазами газораспределения устанавливается угловая продолжительность каждого участка ускорений при соблюдении требований закона ускорения безударного кулачка Курцы [см. формулы (16.18)]:

участок положительных ускорений — $\Phi_1 = 27° = 0{,}4712389$ рад,

первый участок отрицательных ускорений — $\Phi_2 = 6° = 0{,}1047197$ рад,

второй участок отрицательных ускорений — $\Phi_3 = 38° = 0{,}6632251$ рад.

Проверка принятых величин:

$$\Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 - \pi\varphi_{\text{ро}}180 = 0;$$

$$0{,}4712389 + 0{,}1047197 + 0{,}6632251 - \pi 71/180 =$$

$$= 1{,}2391837 - 1{,}2391837 = 0;$$

$\frac{\Phi_2}{\Phi_3} = \frac{0{,}1047197}{0{,}6632251} = 0{,}1578947$ — находится в допустимых пределах $=$ $= 0{,}1 - 0{,}25$;

$\frac{\Phi_2 + \Phi_3}{\Phi_1} = \frac{0{,}1047197 + 0{,}6632251}{0{,}4712389} = 1{,}6296294$ — находится в допустимых пределах $= 1{,}5 - 3{,}0$.

Определение вспомогательных величин и коэффициентов закона движения толкателя по формулам (16.24) — (16.26):

$$z = \frac{5}{8};\ k_1 = 8z\left(\frac{\Phi_2}{\pi}\right)^2 = 8\frac{5}{8}\left(\frac{0{,}1047197}{3{,}1415926}\right)^2 = 0{,}0055555;$$

$$k_2 = \frac{5+z}{6}\Phi_3^2 = \frac{5+5/8}{6}0{,}6632251^2 = 0{,}4123758;$$

$$k_3=\frac{4+2z}{3}\Phi_3=\frac{4+2\cdot 5/8}{3}0{,}6632251=1{,}1606439;$$

$$K_1=k_1+k_2+k_3\Phi_2=0{,}0055555+0{,}4123758+$$
$$+1{,}1606439\cdot 0{,}1047197=0{,}5394736;$$

$$K_2=k_3+4z\frac{\Phi_2}{\pi}=1{,}1606439+4\,\frac{5}{8}\,\frac{0{,}1047197}{3{,}1415926}=1{,}2439771;$$

$$c_{11}=\frac{K_1\omega''_{\text{тох}}+K_2h_{\text{т max}}}{2K_1+K_2\Phi_1}=\frac{0{,}5394736\cdot 1{,}1459156+1{,}2439771\cdot 6{,}25}{2\cdot 0{,}5394736+1{,}2439771\cdot 0{,}4712389}=5{,}0403925,$$

где $\omega''_{\text{тох}}=\omega'_{\text{тох}}180/\pi=0{,}02\cdot 180/3{,}1415926=1{,}1459156;$

$$c_{12}=(c_{11}-\omega''_{\text{тох}})\Phi_1/\pi=(5{,}0403925-1{,}1459156)\frac{0{,}4712389}{3{,}1415926}=0{,}5841715;$$

$$c_{32}=(2c_{11}-\omega''_{\text{тох}})/K_2=(2\cdot 5{,}0403925-1{,}1459156)/1{,}2439771=$$
$$=7{,}1825036;$$

$$c_{21}=c_{32}k_3=7{,}1825036\cdot 1{,}1606439=8{,}3363289;$$

$$c_{22}=c_{32}k_1=7{,}1825036\cdot 0{,}0055555=0{,}0399024;$$

$$c_{31}=c_{32}\frac{1-z}{6\Phi_3^2}=7{,}1825036\,\frac{1-5/8}{6\cdot 0{,}6632251^2}=1{,}0205492;$$

$$c_{33}=c_{32}k_2=7{,}1825036\cdot 0{,}4123758=2{,}9618906.$$

Проверка вычисленных значений коэффициентов по формулам 16.23:

$$c_{11}\Phi_1+c_{21}\Phi_2+c_{22}+c_{33}-h_{\text{т max}}=5{,}0403925\cdot 0{,}4712389+$$
$$+8{,}3363289\cdot 0{,}1047197+0{,}0399024+2{,}9618906-6{,}25=-0{,}0000001;$$

$$c_{31}\Phi_3^4-c_{32}\Phi_3^2+c_{33}=1{,}0205492\cdot 0{,}6632251^4-$$
$$-7{,}1825036\cdot 0{,}6632251^2+2{,}9618906=-0{,}0000002;$$

$$c_{11}-c_{12}\Phi_1/\pi-\omega''_{\text{тох}}=5{,}0403925-0{,}5841715\cdot 3{,}1415926/0{,}4712389-$$
$$-1{,}1459156=0{,}0000005;$$

$$c_{21}+4c_{31}\Phi_3^3-2c_{32}\Phi_3=8{,}3363289+4\cdot 1{,}0205492\cdot 0{,}6632251^3-$$
$$-2\cdot 7{,}1825036\cdot 0{,}6632251=-0{,}0000003;$$

$$c_{11}+c_{12}\pi/\Phi_1-c_{21}-c_{22}\pi/(2\Phi_2)=5{,}0403925+$$
$$+0{,}5841715\cdot 3{,}1415926/0{,}4712389-8{,}3363289-$$

$$-0{,}0399024\cdot 3{,}1415926/(2\cdot 0{,}1047197)=0{,}0000038;$$

$$c_{22}\left(\frac{\pi}{2\Phi_2}\right)^2+12c_{31}\Phi_3^2-2c_{32}=0{,}0399024\left(\frac{3{,}1415926}{2\cdot 0{,}1047197}\right)^2+$$

$$+12\cdot 1{,}0205492\cdot 0{,}6632251^2-2\cdot 7{,}1825036=-0{,}0000819.$$

Полученные результаты находятся в допустимых пределах, так как несовпадение перемещений и скоростей в точках перехода одного участка в другой меньше 0,0001, а ускорений — меньше 0,001.

В приведенном ниже расчете безударных кулачков все текущие значения перемещений, скоростей и ускорений толкателя подсчитывались с точностью до седьмого знака после запятой. Это требование необходимо в целях получения реального закона движения толкателя для безударных кулачков. В целях сокращения книги числовые значения расчетов приведены только для начальных и конечных точек каждого участка (Φ_0, Φ_1, Φ_2 и Φ_3), а числовые значения ряда промежуточных точек приведены в соответствующих таблицах.

Подъем (перемещение) толкателя по углу поворота кулачка $\varphi_к$ (распределительного вала $\varphi_{р0}$). Подъем толкателя на участках сбега ($\varphi_{хо}=0°-19°38'=19{,}633°$)

$$h_0=\Delta s\left(1-\cos\frac{\pi}{2\Phi_0}\varphi_{хо}\right)=0{,}25\left(1-\cos\frac{3{,}1415926}{2\cdot 0{,}3426946}\varphi_{хо}\right)=$$

$$=0{,}25\,(1-\cos 4{,}5836622\cdot\varphi_{хо});$$

в начале участка при $\varphi_{хо}=\varphi_{хон}=0°$ $h_0=0{,}25\,(1-\cos 4{,}5836622\cdot 0)=0$;

в конце участка при $\varphi_{хо}=\varphi_{хок}=19{,}633°$, $h_{ок}=0{,}25\,(1-\cos 4{,}5836622\times 19{,}633)=0{,}25$ мм.

Подъем толкателя $h_т=h_0-\Delta s$ на участках сбега (выбора зазора)$=0$.

Подъем толкателя на участках положительных ускорений ($\varphi_{к1}=0°-27°$)

$$h_1=\Delta s+c_{11}\varphi_{к1}-c_{12}\sin\frac{\pi}{\Phi_1}\varphi_{к1}=$$

$$=0{,}25+5{,}0403925\varphi_{к1}-0{,}5841715\sin\frac{3{,}1415926}{0{,}4712389}\varphi_{к1}=$$

$$=0{,}25+5{,}0403925\varphi_{к1}-0{,}5841715\sin 6{,}6666665\varphi_{к1};$$

в начале участка при $\varphi_{к1}=\varphi_{к1н}=0°$

$$h_{1н}=0{,}25+5{,}0403925\cdot 0-0{,}5841715\sin 6{,}6666665\cdot 0=0{,}25 \text{ мм},$$

$$\text{а } h_т=h_0-\Delta s=0{,}25-0{,}25=0;$$

в конце участка при $\varphi_{к1}=\varphi_{к1к}=27°=0{,}4712389$ рад,

$$h_{1к}=0{,}25+5{,}0403925\cdot 0{,}4712389-0{,}5841715\sin 6{,}6666665\cdot 27=$$

$$=2{,}6252287\approx 2{,}625 \text{ мм, а } h_т=2{,}375 \text{ мм}.$$

Подъем толкателя на первых участках отрицательных ускорений ($\varphi_{к2}=0°-6°$)

$$h_2=h_{1к}+c_{21}\varphi_{к2}+c_{22}\sin\frac{\pi}{2\Phi_2}\varphi_{к2}=$$

$$=2{,}6252287+8{,}3363289\varphi_{к2}+0{,}0399024\sin\frac{3{,}1415926}{2\cdot 0{,}1047197}\varphi_{к2}=$$

$$=2{,}6252287+8{,}3363289\varphi_{к2}+0{,}0399024\sin 15{,}0000070\varphi_{к2};$$

в начале участка при $\varphi_{к2}=\varphi_{к2н}=0°=0$ рад, $h_{2н}=2{,}6252287\approx$ $\approx 2{,}625$ мм, а $h_т=2{,}375$ мм;

в конце участка при $\varphi_{к2}=\varphi_{к2к}=6°=0{,}1047197$ рад,

$$h_{2к}=2{,}6252287+8{,}3363289\cdot 0{,}1047197+0{,}0399024\sin 15{,}000007\cdot 6=$$

$$=3{,}5381089\approx 3{,}538 \text{ мм, а } h_т=3{,}288 \text{ мм}.$$

Подъем толкателя на вторых участках отрицательных ускорений ($\varphi_{к3}=0°-38°$) $h_3=h_{2к}+c_{31}(\Phi_3-\varphi_{к3})^4-c_{32}(\Phi_3-\varphi_{к3})^2+c_{33}=3{,}5381089+$ $+1{,}0205492(0{,}6632251-\varphi_{к3})^4-7{,}1825036(0{,}6632251-\varphi_{к3})^2+$ $+2{,}9618906=6{,}4999995+1{,}0205492(0{,}6632251-\varphi_{к3})^4-7{,}1825036\times$ $\times(0{,}6632251-\varphi_{к3})^2$;

в начале участка при $\varphi_{к3}=0°=0$ рад

$$h_{3н}=6{,}4999995+1{,}0205492(0{,}6632251-0)^4-$$

$$-7{,}1825036(0{,}6632251-0)^2=3{,}5381089\approx 3{,}538 \text{ мм},$$

$$\text{а } h_т=3{,}288 \text{ мм};$$

в конце участка при $\varphi_{к3}=\varphi_{к3к}=38°=0{,}6632251$ рад $h_{3к}=6{,}4999995+$ $+1{,}0205492(0{,}6632251-0{,}6632251)^4-7{,}1825036\cdot(0{,}6632251-$ $-0{,}6632251)^2=6{,}4999995\approx 6{,}50$ мм, а $h_{т\,max}=h_{max}-\Delta s=6{,}50-0{,}25=$ $=6{,}25$ мм.

Величины перемещений толкателя по участкам Φ_0, Φ_1 и $\Phi_к$ рассчитывают через 1°, а по участку Φ_2 — через 30′=0,5° и сводят в таблицу. В целях сокращения объема в табл. 16.2 приведены значения h_0, h_1, h_2 и h_3 через большие интервалы.

Скорость толкателя по углу поворота кулачка $\varphi_к$. Скорость толкателя на участках сбега ($\varphi_{к0}=0°-19°38'=19{,}633°$)

$$\omega_{т0}=\omega_к\cdot 10^{-3}\Delta s\frac{\pi}{2\Phi_0}\sin\frac{\pi}{2\cdot\Phi_0}\varphi_{к0}=$$

$$=366{,}5\cdot 0{,}25\cdot 10^{-3}\frac{3{,}1415926}{2\cdot 0{,}3426946}\sin\frac{3{,}1415926}{2\cdot 0{,}3426946}\varphi_{к0}=$$

$$=0{,}4199780\sin 4{,}5836622\varphi_{к0},$$

где $\omega_к=\omega/2=733/2=366{,}5$ рад/с — угловая частота вращения распределительного вала;

в начале участка при $\varphi_{к0}=\varphi_{к0н}=0°$ $\omega_{тон}=0{,}4199780\cdot\sin 4{,}5836622\times\times 0=0$;

в конце участка при $\varphi_{к0}=\varphi_{к0к}=19°38'=19{,}633°$

$$\omega_{ток}=0{,}4199780\cdot\sin 4{,}5836622\cdot 19{,}633=0{,}4199780\approx 0{,}4200\text{ м/с}.$$

Скорость толкателя на участках положительных ускорений ($\varphi_{к1}=0°-27°$)

$$\omega_{т1}=\omega_к\cdot 10^{-3}\left(c_{11}-c_{12}\frac{\pi}{\Phi_1}\cos\frac{\pi}{\Phi_1}\varphi_{к1}\right)=$$

$$=366{,}5\cdot 10^{-3}\left(5{,}0403925-0{,}5841715\frac{3{,}1415926}{0{,}4712389}\cos\frac{3{,}1415926}{0{,}4712389}\varphi_{к1}\right)=$$

$$=1{,}8473038-1{,}4273256\cdot\cos 6{,}6666665\varphi_{к1};$$

в начале участке при $\varphi_{к1}=\varphi_{к1н}=0°$

$$\omega_{т1н}=1{,}8473038-1{,}4273256\cdot\cos 6{,}6666665\cdot 0=$$

$$=0{,}4199782\approx 0{,}4200\text{ м/с};$$

в конце участка при $\varphi_{к1}=\varphi_{к1к}=27°$ $\omega_{т1}=\omega_{т1к}=\pm\omega_{тmax}$;

$$\omega_{т1к}=\omega_{т\,max}=1{,}8473038-1{,}4273256\cdot\cos 6{,}6666665\cdot 27=$$

$$=3{,}2746294\approx\pm 3{,}2746\text{ м/с}.$$

Скорость толкателя на первых участках отрицательных ускорений ($\varphi_{к2}=0°-6°$)

$$\omega_{т2}=\omega_к\cdot 10^{-3}\left(c_{11}+c_{22}\frac{\pi}{2\Phi_2}\cos\frac{\pi}{2\Phi_2}\varphi_{к2}\right)=$$

$$= 366{,}5 \cdot 10^{-3} \left(8{,}3363289 + 0{,}0399024 \frac{3{,}1415926}{2 \cdot 0{,}1047197} \cos \frac{3{,}1415926}{2 \cdot 0{,}1047179} \varphi_{к2} \right) =$$

$$= 3{,}0552645 + 0{,}2193635 \cdot \cos 15{,}0000070\, \varphi_{к2};$$

в начале участка при $\varphi_{к2} = \varphi_{к2н} = 0°$

$$\omega_{т2н} = 3{,}0552645 + 0{,}2193635 \cos 15{,}0000070 \cdot 0 =$$

$$= 3{,}2746280 \approx 3{,}2746 \text{ м/с};$$

в конце участка при $\varphi_{к2} = \varphi_{к2к} = 6°$

$$\omega_{т2к} = 3{,}0552645 + 0{,}2193635 \cos 15{,}0000070 \cdot 6 =$$

$$= 3{,}0552645 \approx 3{,}0553 \text{ м/с}.$$

Скорость толкателя на вторых участках отрицательных ускорений ($\varphi_{к3} = 0° - 38°$)

$$\omega_{т3} = \omega_к \cdot 10^{-3} [2 \cdot c_{32} (\Phi_3 - \varphi_{к3}) - 4 \cdot c_{31} (\Phi_3 - \varphi_{к3})^3] =$$

$$= 366{,}5 \cdot 10^{-3} [2 \cdot 7{,}1825036 (0{,}6632251 - \varphi_{к3}) -$$

$$- 4 \cdot 1{,}0205492 (0{,}6632251 - \varphi_{к3})^3] = 5{,}2647751 (0{,}6632251 - \varphi_{к3}) -$$

$$- 1{,}4961251 (0{,}6632251 - \varphi_{к3})^3;$$

в начале участка при $\varphi_{к3} = \varphi_{к3н} = 0° = 0$ рад

$$\omega_{т3н} = 5{,}2647751 (0{,}6632251 - 0) - 1{,}4961251 (0{,}6632251 - 0)^3 =$$

$$= 3{,}0552646 \approx 3{,}0553 \text{ м/с};$$

в конце участка при $\varphi_{к3} = \varphi_{к3к} = 38° = 0{,}6632251$ рад

$$\omega_{т3к} = 5{,}2647751 (0{,}6632251 - 0{,}6632251) -$$

$$- 1{,}4961251 (0{,}6632251 - 0{,}6632251)^3 = 0 \text{ м/с}.$$

Значения $\omega_{т0}$, $\omega_{т1}$, $\omega_{т2}$ и $\omega_{т3}$, подсчитанные по приведенным формулам, в зависимости от углов поворота кулачка (распределительного вала) приведены в табл. 16.2.

Ускорение толкателя. Ускорение толкателя на участках сбега ($\varphi_{к0} = 0° - 19°38' = 19{,}63°$)

$$j_{т0} = \omega_к^2 \cdot 10^{-3} \Delta s \left(\frac{\pi}{2 \cdot \Phi_0} \right)^2 \cos \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_0} \varphi_{к0} =$$

$$= 366{,}5^2 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}25 \left(\frac{3{,}1415926}{2 \cdot 0{,}3426946} \right)^2 \cos \frac{3{,}1415926}{2 \cdot 0{,}3426946} \varphi_{к0} =$$

$$= 705{,}5262071 \cdot \cos 4{,}5836622\, \varphi_{к0};$$

в начале участка при $\varphi_{к0} = \varphi_{к0н} = 0° = 0$ рад

$$j_{т0н} = 705{,}5262071 \cdot \cos 4{,}5836622 \cdot 0 = 705{,}5262071 \approx 706 \text{ м/с}^2;$$

в конце участка при $\varphi_{к0} = \varphi_{к0к} = 19°38' = 0{,}3426081$ рад

$$j_{т0к} = 705{,}5262071 \cdot \cos 4{,}5836622 \cdot 19{,}63 = 0.$$

Ускорение толкателя на участках положительных ускорений ($\varphi_{к1} = 0° - 27°$)

$$j_{т1} = \omega^2 \cdot 10^{-3}\, c_{12} \left(\frac{\pi}{\Phi_1}\right)^2 \sin \frac{\pi}{\Phi_1} \varphi_{к1} =$$

$$= 366{,}5^2 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}5841715 \left(\frac{3{,}1415926}{0{,}4712389}\right)^2 \sin \frac{3{,}1415926}{0{,}4712389} \varphi_{к1} =$$

$$= 3487{,}4322160 \cdot \sin 6{,}6666665 \cdot \varphi_{к1};$$

в начале участка при $\varphi_{к1} = \varphi_{к1н} = 0° = 0$ рад

$$j_{т1н} = 3487{,}4322160 \cdot \sin 6{,}6666665 \cdot 0 = 0,$$

в конце участка $\varphi_{к1к} = 27° = 0{,}4712389$ рад

$$j_{т1к} = 3487{,}4322160 \cdot \sin 6{,}6666665 \cdot 27 = 0.$$

Ускорение толкателя на первых участках отрицательных ускорений ($\varphi_{к2} = 0° - 6°$)

$$j_{т2} = -\omega_к^2 \cdot 10^{-3}\, c_{22} \left(\frac{\pi}{2\Phi_2}\right)^2 \sin \frac{\pi}{2\Phi_2} \varphi_{к2} =$$

$$= -366{,}5^2 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}0399024 \left(\frac{3{,}1415926}{2 \cdot 0{,}1047197}\right)^2 \sin \frac{3{,}1415926}{2 \cdot 0{,}1047197} \varphi_{к2} =$$

$$= -1205{,}9516476 \sin 15{,}0000075 \cdot \varphi_{к2},$$

в начале участка при $\varphi_{к2} = \varphi_{к2н} = 0° = 0$ рад

$$j_{т2н} = -1205{,}9516476 \cdot \sin 15{,}0000075 \cdot 0 = 0,$$

в конце участка при $\varphi_{к2} = \varphi_{к2к} = 6° = 1{,}0471975$ рад

$$j_{т2к} = -1205{,}9516476 \cdot \sin 15{,}0000075 \cdot 6 =$$

$$= -1205{,}9516476 \approx -1206 \text{ м/с}^2.$$

Ускорение на вторых участках отрицательных ускорений ($\varphi_{к3} = 0° - 38°$)

$$j_{т3} = \omega_к^2 \cdot 10^{-3} [12 c_{31} (\Phi_3 - \varphi_{к3})^2 - 2 c_{32}] =$$

$$= 366{,}5^2 \cdot 10^{-3} [12 \cdot 1{,}0205492 (0{,}6632251 - \varphi_{к3})^2 - 2 \cdot 7{,}1825036] =$$

$$= 1644{,}989520 (0{,}6632251 - \varphi_{к3})^2 - 1929{,}54002;$$

в начале участка при $\varphi_{к3} = \varphi_{к3н} = 0° = 0$ рад

$$j_{т3н} = 1644{,}989520 (0{,}6632251 - 0)^2 - 1929{,}54002 =$$

$$= -1205{,}96236 \approx -1206 \text{ м/с}^2;$$

в конце участка при $\varphi_{к3} = \varphi_{к3н} = 38° = 0{,}6632251$ рад

$$j_{т3к} = 1644{,}989520 (0{,}6632251 - 0{,}6632251)^2 - 1929{,}54002 =$$

$$= -1929{,}54002 \approx -1930 \text{ м/с}^2.$$

Максимальное и минимальное ускорение толкателя (м/с^2)

$$j_{т\,max} = \omega_к^2 \cdot c_{12} \left(\frac{\pi}{\Phi_1}\right)^2 = 366{,}5^2 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}5841715 \cdot \left(\frac{\pi}{0{,}4712389}\right)^2 =$$

$$= 3487 \text{ м/с}^2 \text{ (допустимо до 3500 м/с}^2);$$

$$j_{т\,max} = -\omega_к^2 \cdot 2 \cdot c_{32} = -366{,}5^2 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 7{,}1825036 =$$

$$= -1930 \text{ м/с}^2 \text{ (допустимо до 1500 м/с}^2).$$

Значения $j_{т0}$, $j_{т1}$, $j_{т2}$ и $j_{т3}$, подсчитанные по приведенным формулам, в зависимости от углов поворота кулачка (распределительного вала) заносят в табл. 16.2.

По данным табл. 16.2 на рис. 16.8 построены графики перемещения (подъема), скорости и ускорения толкателя.

Минимальный и максимальный радиусы кривизны профиля безударного кулачка при плоском толкателе:

$$\rho_{min} = r_к + h - 2c_{32} = 19{,}75 + 6{,}50 - 2 \cdot 7{,}1825036 = 11{,}884973 \text{ мм},$$

где $h = h_{т\,max} + \Delta s = 6{,}25 + 0{,}25 = 6{,}50$ мм; $r_к = r_{0(1)} - \Delta s = 20 - 0{,}25 = 19{,}75$ мм.

$$\rho_{max} = r_к + \Delta s + c_{11}\Phi_1/2 + c_{12}[(\pi/\Phi_1)^2 - 1] = 19{,}75 + 0{,}25 +$$

$$+ 5{,}0403925 \cdot 0{,}4712389/2 + 0{,}5841715 \cdot 0{,}5841715 [(\pi/0{,}4712389)^2 - 1] =$$

$$= 46{,}566618 \text{ мм}.$$

Проведенные расчеты показывают, что рассчитанный безударный кулачок удовлетворяет всем предъявляемым требованиям, кроме величины отрицательного ускорения. Его максимальное значе-

ние $j_{т3к}=j_{т\,min}=1930$ м/с^2 на 430 м/с^2 превышает допустимые нормы (500 — 1500 м/с^2).

В связи с этим необходимо пересчитать кулачок, увеличив протяженность отрицательных участков (Φ_2 и Φ_3). Эта рекомендация будет использована при расчете второго варианта безударного кулачка для того же двигателя, но с четырехклапанной головкой цилиндра.

4. Профилирование безударных кулачков, приводящих в движение два впускных клапана. Необходимые исходные параметры для расчета приведены в начале данного § 16.6, где также установлены основные размеры проходных сечений и клапанов: $F_{кл}=4{,}751$ см^2, $\Sigma F_{кл}=9{,}502$ см^2, $d_{кл}=2{,}46$ см, $F_{гор}=5{,}32$ см^2, $\Sigma F_{гор}=10{,}64$ см^2, а также $h_{кл}=7{,}22$ мм, $h_{т\,max}=5{,}8$ мм.

Значительно расширены фазы газораспределения в связи с необходимостью получения допустимых значений положительных и отрицательных ускорений толкателя. Окончательно принято для расчета:

$\varphi_{пр}=31°$ — предварительное открытие впускных клапанов;

$\varphi_{зп}=85°$ — запаздывание закрытия впускных клапанов;

$\varphi_{пр}+180+\varphi_{зп}=31°+180°+85°=296°$ — продолжительность открытия впускных клапанов по углу поворота коленчатого вала, а по углу поворота распределительного вала — 148°, тогда $\varphi_{ро}=74°=1{,}2915436$ рад.

В соответствии с вновь принятыми фазами газораспределения угловая продолжительность каждого участка ускорений установлена (после детального анализа и получения приемлемого профиля безударного кулачка по допускаемым показателям максимальных и минимальных ускорений):

участки набегания и сбега кулачка $\Phi_0=19°38'=19{,}63°=0{,}3426946$ рад,

участки положительных ускорений $\Phi_1=24°=0{,}4188790$ рад,

первые участки отрицательных ускорений $\Phi_2=5°=0{,}0872665$ рад,

вторые участки отрицательных ускорений $\Phi_3=45°=0{,}7853982$ рад.

Проверка принятых величин Φ_i:

$$\Phi_1+\Phi_2+\Phi_3-\pi\varphi_{ро}/180=0;\ 0{,}4188790+0{,}0872665+0{,}7853982-$$

$$-3{,}1415926\cdot 74/180=1{,}2915437-1{,}2915436=0{,}0000001=0;$$

$$\frac{\Phi_2}{\Phi_3}=\frac{0{,}0872665}{0{,}7853982}=0{,}1111$$ — допустимо в пределах 0,1 — 0,25;

$$\frac{\Phi_2+\Phi_3}{\Phi_1}=\frac{0{,}0872665+0{,}7853982}{0{,}4188790}=2{,}0833$$ — допустимо в пределах 1,5 — 3,0.

Фазы газораспределения	Параметры								
	φ° п.к.в.	$\varphi^\circ_р$ п.к.в.	φ_i°	$\varphi_к^\circ$ поворота кулачка	$h=h_т+\Delta s$, мм	$h_т$, мм	$\omega_т$, м/с	$j_т$, м/с^2	$\int_{t_x}^{t_р} = F_{кл}\,dt$, мм$^2\cdot$с
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Участок сбега	654°44′	327°22′	$\Phi_0=19°38'$	0° $\varphi_{к0}$	0	—	0	+706	—
	664°44′	332°22′		5°	0,020	—	+0,1635	+650	—
	674°44′	337°22′		10°	0,076	—	+0,3013	+492	—
	684°44′	342°22′		15°	0,159	—	+0,3914	+256	—
	694°	347°		19°38′	0,250	—	+0,4200	0	—
$\varphi_{пр}=26^\circ$	694°	347°	$\Phi_1=27°$	0° $\varphi_{к1}$	0,250	0	+0,4200	0	0
	700°	350°		3°	0,314	0,064	+0,5061	+1193	0,001
	708°	354°		7°	0,441	0,191	+0,8678	+2537	0,003
	714°	357°		10°	0,593	0,343	+1,2820	+3202	0,007
	720°	360°		13°	0,810	0,560	+1,7643	+3482	0,013
в.м.т.									
Такт впуска (180°)	0°	0°		13°	0,810	0,560	+1,7643	+3482	0,013
	10°	5°		18°	1,327	1,077	+2,5610	+3020	0,038
	20°	10°		23°	1,990	1,740	+3,1228	+1595	0,093
	28°	14°		27°	2,625	2,375	+3,2746	0	0,163
	28°	14°	$\Phi_2=6°$	0° $\varphi_{к2}$	2,625	2,375	+3,2746	0	0,163
	30°	15°		1°	2,781	2,531	+3,2672	−312	0,176
	38°	19°		5°	3,391	3,141	+3,1120	−1165	0,237
	40°	20°		6°	3,538	3,288	+3,0553	−1206	0,253
	40°	20°	$\Phi_3=38°$	0° $\varphi_{к3}$	3,538	3,288	+3,0553	−1206	0,253
	50°	25°		5°	4,230	3,980	+2,7464	−1384	0,373
	70°	35°		15°	5,369	5,119	+2,0166	−1664	0,656
	90°	45°		25°	6,133	5,883	+1,1777	−1849	1,005
	110°	55°		35°	6,498	6,248	+0,2754	−1925	1,370
	116°	58°		38°	6,500	6,250	0	−1930	1,490
	116°	58°	$\Phi_3=38°$	38° $\varphi_{к3}$	6,500	6,250	0	−1930	1,490
	122°	61°		35°	6,498	6,248	−0,2754	−1925	1,610
	142°	71°		25°	6,133	5,883	−1,1777	−1849	2,001
	162°	81°		15°	5,369	5,119	−2,0166	−1664	2,349
	180°	90°		6°	4,369	4,119	−2,6798	−1416	2,615
н.м.т.									
$\varphi_{зп}=78^\circ$	180°	90°		6°	4,369	4,119	−2,6798	−1416	2,615
	192°	96°		0°	3,538	3,288	−3,0553	−1206	2,755
	192°	96°	$\Phi_2=6°$	6° $\varphi_{к2}$	3,538	3,288	−3,0553	−1206	2,755
	194°	97°		5°	3,391	3,141	−3,1120	−1165	2,776
	202°	101°		1°	2,781	2,531	−3,2672	−312	2,781
	204°	102°		0°	2,625	2,375	−3,2746	0	2,809
	204°	102°	$\Phi_1=27°$	27° $\varphi_{к1}$	2,625	2,375	−3,2746	0	2,809
	212°	106°		23°	1,990	1,740	−3,1228	−1595	2,864
	222°	111°		18°	1,327	1,077	−2,5610	+3020	2,986
	238°	119°		10°	0,593	0,343	−1,2820	+3202	2,056
	252°	126°		3°	0,314	0,064	−0,5061	+1193	3,062
	258°	129°		0°	0,250	0	−0,4200	0	3,064
Участок сбега	258°	129°	$\Phi_0=19°38'$	19°38′ $\varphi_{к0}$	0,250	—	−0,4200	0	—
	267°16′	133°38′		15°	0,159	—	−0,3914	+256	—
	277°16′	138°38′		10°	0,076	—	−0,3013	+492	—
	287°16′	143°38′		5°	0,020	—	−0,1635	+650	—
	297°16′	148°38′		0°	0	—	0	+706	—

Определение вспомогательных величин и коэффициентов закона движения толкателя проведено по формулам (16.24) — (16.26), и результаты расчетов представлены в табл. 16.3.

Таблица 16.3

Вспомогательные величины для определения закона движения толкателя					
z	k_1	k_2	k_3	K_1	K_2
5/8	0,0038580	0,5782972	1,3744468	0,7020984	1,4438912

Коэффициенты закона движения толкателя						
c_{11}	c_{12}	c_{32}	c_{21}	c_{22}	c_{31}	c_{33}
4,5689682	0,4564069	5,5350574	7,6076419	0,0213543	0,5608185	3,2009081

Проверка вычисленных значений вспомогательных величин и коэффициентов закона движения толкателя по формулам (16.23):

$$c_{11}\Phi_1+c_{21}\Phi_2+c_{22}+c_{33}-h_{\max}=4{,}5689682\cdot 0{,}4188790+$$
$$+7{,}6076419\cdot 0{,}0872665+0{,}0213543+3{,}2009081-5{,}8=$$
$$=5{,}7999995-5{,}8=-0{,}0000005\approx 0;$$
$$c_{31}\Phi_3^4-c_{32}\Phi_3^2+c_{33}=0{,}5608185\cdot 0{,}7853982^4-5{,}5350574\cdot 0{,}7853982^2+$$
$$+3{,}2009081=3{,}4143018-3{,}4143018=0;$$
$$c_{11}-c_{12}\pi/\Phi_1-\omega''_{\text{ток}}=4{,}5689682-0{,}4564069\cdot 3{,}1415926/0{,}4188790-$$
$$-1{,}1459156=4{,}5689682-4{,}5689673=0{,}0000009\approx 0;$$
$$c_{11}-c_{12}\pi/\Phi_1-c_{21}-c_{22}\pi/(2\Phi_2)=4{,}5689682-$$
$$-0{,}4564069\cdot 3{,}1415926/0{,}4188790-7{,}6076419-$$
$$-0{,}0213543\cdot 3{,}1415926/(2\cdot 0{,}0872665)=$$
$$=7{,}9920199-7{,}9920191=0{,}0000008\approx 0;$$
$$c_{21}+4c_{31}\Phi_3^3-2\cdot c_{32}\Phi_3=7{,}6076419+4\cdot 0{,}5608185\cdot 0{,}7853982^3-$$
$$-2\cdot 5{,}5350574\cdot 0{,}7853982=8{,}6944478-8{,}6944476=0{,}0000002\approx 0;$$
$$c_{22}\left(\frac{\pi}{2\Phi_2}\right)+12c_{31}\Phi_3^2-2c_{32}=0{,}0213543\left(\frac{3{,}1415926}{2\cdot 0{,}0872665}\right)^2+$$
$$+12\cdot 0{,}5608185\cdot 0{,}7853982^2-2\cdot 3{,}2009081=$$
$$=11{,}070078-11{,}070114=-0{,}000036.$$

Полученные результаты находятся в допустимых пределах.

Подъем (перемещение) толкателя по углу поворота кулачка $\varphi_к$ (распределительного вала $\varphi_р$). Подъем толкателя на участках

сбега ($\varphi_{x0}=0°\div 19°38'=19{,}633°$) принимается таким же, как и в расчете одного впускного клапана. Числовые значения h_0 переносятся из табл. 16.2 в табл. 16.4.

Подъем толкателя $h_{т1}=h_1-\Delta s$ на участках положительных ускорений ($\varphi_{x1}=0°-24°$) рассчитан по формуле

$$h_1=\Delta s+c_{11}\varphi_{x1}-c_{12}\sin\frac{\pi}{\Phi_1}\varphi_{x1}=0{,}25+4{,}5689682\,\varphi_{x1}-$$

$$-0{,}4564069\sin\frac{3{,}1415926}{0{,}4188790}\varphi_{x1}=$$

$$=0{,}25+4{,}5689682\,\varphi_{x1}-0{,}4564069\sin 7{,}5000002\,\varphi_{x1}.$$

Рассчитанные значения h_1 заносятся в гр. 6 табл. 16.4, а значения $h_{т1}$ — в графу 7 табл. 16.4.

Подъем толкателя на первых участках отрицательных ускорений ($\varphi_{x1}=0°\div 5°$) рассчитан по формуле

$$h_2=h_{1к}+c_{21}\varphi_{x2}+c_{22}\sin\frac{\pi}{2\Phi_2}\varphi_{x2}=2{,}1638449+$$

$$+7{,}6076419\varphi_{x2}+0{,}0213543\sin\frac{3{,}1415926}{2\cdot 0{,}0872665}\varphi_{x2}=$$

$$=2{,}1638449+7{,}6076419\varphi_{x2}+0{,}0213543\sin 17{,}999991\varphi_{x}.$$

Подъем толкателя на вторых участках отрицательных ускорений ($\varphi_{x3}=0°\div 45°$) рассчитан по формуле

$$h_3=h_{2к}+c_{31}(\Phi_3-\varphi_{x3})^4-c_{32}(\Phi_3-\varphi_{x3})^2+c_{33}=$$

$$=2{,}8490912+0{,}5608185\,(0{,}7853982-\varphi_{x3})^4-5{,}5350574\,(0{,}7853982-$$

$$-\varphi_{x3})^2+3{,}2009081=6{,}0499993+0{,}5608185\,(0{,}7853982-\varphi_{x3})^4-$$

$$-5{,}5350574\,(0{,}7853982-\varphi_{x3})^2.$$

В конце второго участка отрицательных ускорений при $\varphi_{x3}=45°$

$$h_{эк}=h_{max}=6{,}0499993+0{,}5608185\,(0{,}7853982-0{,}7853982)^4-$$

$$-5{,}5350574\,(0{,}7853982-0{,}7853982)^2=6{,}0499993\approx 6{,}05\text{ мм},$$

$$\text{а } h_{т\,max}=h_{max}-0{,}25=\text{мм}.$$

Величины перемещений толкателя по участкам Φ_0, Φ_1 и Φ_3 рассчитывают через 1°, а по участку Φ_2 — через $30'=0{,}5$ и сводят в таблицу. В целях сокращения объема книги в табл. 16.4 приведены значения h_0, h_1, h_2 и h_3 через большие интервалы.

Скорость толкателя. Величины скорости толкателя на участках сбега перенесены из табл. 16.2 в табл. 16.4 (гр. 8), так как они рассчитаны ранее в процессе профилирования одного впускного клапана.

Скорость толкателя на участках положительных ускорений ($\varphi_{к1}=0°\div 24°$) рассчитана по формуле

$$\omega_{т1}=\omega_к 10^{-3}\left(c_{11}-c_{12}\frac{\pi}{\Phi_1}\cos\frac{\pi}{\Phi_1}\varphi_{к1}\right)=$$

$$=366{,}5\cdot 10^{-3}\left(4{,}5689682-0{,}4564069\frac{3{,}1415926}{0{,}4188790}\cos\frac{3{,}1415926}{0{,}4188790}\varphi_{к1}\right)=$$

$$=1{,}6745268-1{,}2545484\cdot\cos 7{,}5000002\cdot\varphi_{к1}.\ \text{При}\ \varphi_{к1}=\varphi_{к1к}=24°$$

$$\omega_{т1к}=\pm\omega_{т\,max}=\pm 2{,}9290752\approx\pm 2{,}9291\ \text{м/с}.$$

Скорость толкателя на первых участках отрицательных ускорений ($\varphi_{к2}=0°-5°$) рассчитана по формуле

$$\omega_{т2}=\omega_к 10^{-3}\left(c_{21}+c_{22}\frac{\pi}{2\Phi_2}\cos\frac{\pi}{2\Phi_2}\varphi_{к2}\right)=$$

$$=366{,}5\cdot 10^{-3}\left(7{,}6076419+0{,}0213543\frac{3{,}1415926}{2\cdot 0{,}0872665}\cos\frac{3{,}1415926}{2\cdot 0{,}0872665}\varphi_{к2}\right)=$$

$$=2{,}7882007+0{,}1408742\cos 17{,}99991\,\varphi_{к2}.$$

Скорость толкателя на вторых участках отрицательных ускорений ($\varphi_{к3}=0°-45°$) рассчитана по формуле

$$\omega_{т3}=\omega_к\cdot 10^{-3}\left[2c_{32}(\Phi_3-\varphi_{к3})-4c_{31}(\Phi_3-\varphi_{к3})^3\right]=$$

$$=366{,}5\cdot 10^{-3}\cdot[2\cdot 5{,}5350574\cdot(0{,}7853982-\varphi_{к3})-$$

$$-4\cdot 0{,}5608185\,(0{,}7853982-\varphi_{к3})^3]=4{,}0571967\,(0{,}7853982-\varphi_{к3})-$$

$$-0{,}8221599\,(0{,}7853982-\varphi_{к3})^3.$$

Значения $\omega_{т1}$, $\omega_{т2}$ и $\omega_{т3}$, подсчитанные по приведенным формулам, в зависимости от углов поворота кулачка (распределительного вала) занесены в табл. 16.4 (гр. 8).

Ускорение толкателя. Ускорение толкателя на участках положительных ускорений ($\varphi_{к1}=0°-24°$) рассчитано по формуле

$$j_{т1}=\omega_к^2\cdot 10^{-3}\,c_{12}\left(\frac{\pi}{\Phi_1}\right)^2\sin\left(\frac{\pi}{\Phi_1}\right)\varphi_{к1}=$$

$$=366{,}5^2\cdot 10^{-3}\cdot 0{,}4564069\left(\frac{3{,}1415926}{0{,}4188790}\right)^2\sin\left(\frac{3{,}1415926}{0{,}4188790}\right)\varphi_{к1}=$$

$$=3448{,}4402077\sin 7{,}5000002\,\varphi_{к1}.$$

При $\varphi_{к1}=12°$ $j_{т1}=j_{т\max}=3448{,}4402077\sin 7{,}5000002\cdot 12=3448{,}4402$ м/с^2.

Ускорение толкателя на первых участках отрицательных ускорений ($\varphi_{к2}=0°-5°$) рассчитаны по формуле

$$j_{т2}=-\omega_к^2\cdot 10^{-3}\,c_{22}\left(\frac{\pi}{2\Phi_2}\right)^2\sin\left(\frac{\pi}{\Phi_2}\right)\varphi_{к2}=$$

$$=-366{,}5^2\cdot 10^{-3}\cdot 0{,}0213543\left(\frac{3{,}1415926}{2\cdot 0{,}0872665}\right)^2\sin\left(\frac{3{,}1415926}{2\cdot 0{,}0872665}\right)\varphi_{к2}=$$

$$=-929{,}34691\sin 17{,}999991\,\varphi_{к2}.$$

Ускорение на вторых участках отрицательных ускорений ($\varphi_{к3}=0°-45°$)

$$j_{т3}=\omega_к^2\cdot 10^{-3}\left[12c_{31}(\Phi_3-\varphi_{к3})^2-2c_{32}\right]=$$

$$=366{,}5^2\cdot 10^{-3}\left[12\cdot 0{,}5608185\,(0{,}7853982-\varphi_{к3})^2-2\cdot 5{,}5350574\right]=$$

$$=903{,}96481\,(0{,}7853982-\varphi_{к3})^2-1486{,}9625.$$

Максимальное и минимальное ускорения толкателя (м/с^2)

$$j_{т\max}=\omega_к^2 c_{12}/(\pi/\Phi_1)^2=366{,}5^2\cdot 10^{-3}\cdot 0{,}4564069\cdot(\pi/0{,}418879)^2=$$

$$=3448\ \text{(допустимо до 3500)};$$

$$j_{т\min}=-\omega_к^2 2c_{32}=-366{,}5^2\cdot 10^{-3}\cdot 2\cdot 5{,}5350574=$$

$$=-1487\ \text{(допустимо до }-1500).$$

Значения $j_{т1}$, $j_{т2}$ и $j_{т3}$, подсчитанные по приведенным формулам, в зависимости от углов поворота кулачка (распределительного вала) занесены в табл. 16.4 (гр. 9).

По данным табл. 16.4 построены графики перемещения (подъема), скорости и ускорения толкателя (см. рис. 16.8).

Минимальный и максимальный радиусы кривизны профиля безударного кулачка при плоском толкателе:

$$\rho_{\min}=r_к+h-2c_{32}=14{,}75+6{,}05-2\cdot\ 5{,}5350574=9{,}729886\ \text{мм},$$

где $r_к = r_0 - \Delta s = 15 - 0{,}25 = 14{,}75$ мм; $h = h_{т\max} + \Delta s = 5{,}800 + 0{,}250 = 6{,}050$;

$$\rho_{\max} = r_к + \Delta s + c_{11}\Phi_1/2 + c_{12}[(\pi/\Phi_1)^2 - 1] = 14{,}75 + 0{,}25 + 4{,}5689682 \cdot 0{,}4188790/2 + 0{,}4564069[(3{,}1415926/0{,}4188790)^2 - 1] = 41{,}173404 \text{ мм}.$$

5. Время-сечение клапанов. Диаграммы подъема толкателей (см. рис. 16.8), построенные в масштабе по оси абсцисс $M_{\varphi р} = 1°/\text{мм}$ и по оси ординат $M_{h_т} = 0{,}1$ мм/мм, являются диаграммами подъема клапана, если изменить масштаб по оси ординат на $M_{h кл} = h_{кл\max} M_{h_т}/h_{т\max}$. Тогда:

для газораспределительного механизма с одним впускным клапаном

$$M_{h кл(1)} = 10{,}22 \cdot 0{,}1/6{,}25 = 0{,}1635 \text{ мм/м};$$

для газораспределительного механизма с двумя впускными клапанами

$$M_{h кл(2)} = 7{,}22 \cdot 0{,}1/5{,}8 = 0{,}1245 \text{ мм/м}.$$

Время-сечение клапанов за такт впуска

$$\int_{t_0}^{t_{90}} F_{кл} dt = M_t M_F F_{abcd},$$

где $M_t = M_{\varphi р}/6n_р = 1/(6 \cdot 3500) = 4{,}762 \cdot 10^{-5}$ с/мм, $M_F = M_{h кл}\ 2{,}22\, d_{тор}$, F_{abcd} — площади под кривыми $ab_{(1)}\ cd$ и $ab_{(2)}\ cd$ соответственно для механизмов с одним и двумя впускными клапанами (см. рис. 16.8) без учета площади, соответствующей выбору зазора Δs.

Время-сечение одноклапанного механизма за такт впуска

$$\int_{t_0}^{t_{90}} F_{кл(1)} dt = M_t M_{F(1)} F_{ab(1)cd} = 4{,}762 \cdot 10^{-5} \cdot 13{,}361 \cdot 4090 = 2{,}602 \text{ мм} \cdot \text{с},$$

где $M_{F(1)} = M_{h кл(1)}\, 2{,}22 d_{тор(1)} = 0{,}1635 \cdot 2{,}22 \cdot 36{,}81 = 13{,}361$ мм^2/мм и $F_{ab(1)cd} = 4090$ мм^2.

Время-сечение двухклапанного механизма за такт впуска: для каждого из двух клапанов

$$\int_{t_0}^{t_{90}} = M_t M_{F(2)} F_{ab(2)cd} = 4{,}762 \cdot 10^{-5} \cdot 7{,}194 \cdot 4{,}052 = 1{,}388 \text{ мм}^2 \cdot \text{с},$$

где $M_{F(2)} = M_{\text{кл}} 2{,}22 d_{\text{гор}(2)} = 0{,}1245 \cdot 2{,}22 \cdot 26{,}03 = 7{,}194$ мм^2/мм и $F_{ab(2)cd} = 4052$ мм^2.

Суммарное время-сечение одновременно работающих двух впускных клапанов $\int_{t_0}^{t_{90}} = 2{,}776$ мм · с (табл. 16.5).

Средняя площадь проходного сечения клапана

$$F_{\text{кл.ср}} = \int_{t_0}^{t_{90}} F_{\text{кл}} dt \,(t_{90} - t_0) = M_F F_{abcd} / l_{ad},$$

где $l_{ad} = 90$ мм — продолжительность такта впуска по диаграммам (см. рис. 16.8):

для одноклапанного механизма

$$F_{\text{кл.ср}(1)} = M_{F_1} F_{ab(1)cd} / l_{ad} = 13{,}361 \cdot 4090/90 = 607 \text{ мм}^2 = 6{,}07 \text{ см}^2;$$

для двухклапанного механизма

$$F_{\text{кл.ср}(2)} = M_{F_2} 2 F_{ab(2)cd} / l_{ad} = 7{,}194 \cdot 2 \cdot 4052/90 = 648 \text{ мм}^2 = 6{,}48 \text{ см}^2.$$

Средняя скорость потока смеси в седле клапана

$$\omega'_{\text{вп}} = v_{\text{п.ср}} F_{\text{п}} / F_{\text{кл.ср}}:$$

для одноклапанного механизма

$$\omega'_{\text{вп}} = 17{,}967 \cdot 50{,}24/6{,}07 = 149 \text{ м/с};$$

для двухклапанного механизма

$$\omega'_{\text{вп}} = 17{,}967 \cdot 50{,}24/6{,}48 = 139 \text{ м/с}.$$

Полное время-сечение клапана

$$\int_{t_{\text{пр}}}^{t_x} F_{\text{кл}} dt = M_t M_F F_x,$$

где $t_{\text{пр}}$ — момент начала, открытия впускного клапана; t_x и F_x — текущие значения времени и площади под кривой подъема толкателя (см. рис. 16.5 и 16.8).

Зависимости полного времени-сечения клапана от углов поворота кулачка (распределительного и коленчатого валов) представлены на рис. 16.5 для выпуклого и на рис. 16.8 для безударных кулачков, а числовые значения подсчитаны и занесены соответственно в табл. 16.1, 16.2 и 16.4.

Фазы газораспределения	Параметры										
	φ° п.к.в.	$\varphi_р^\circ$ п.к.в.	φ_i°	$\varphi_к^\circ$ поворота кулачка	$h = h_т + \Delta S$, мм	$h_т$, мм	$\omega_т$, м/с	$j_т$, м/с²	$\int_{t_{пр}}^{t_x} = F_{кл}\,dt$, мм²·с		
									$\omega'_{вп} = 95$ м/с		$\omega'_{вп} = 80$ м/с
									$\int_{t_{пр}}^{t_x}$	$2\cdot\int_{t_{пр}}^{t_x}$	$2\cdot\int_{t_{пр}}^{t_x}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Участок сбега	649°44′	324°52′	$\Phi_0 = 19°38'$	0° $\varphi_{к0}$	0	—	0	+706	—	—	—
	659°44′	329°52′		5°	0,020	—	+0,1635	+650	—	—	—
	669°44′	334°52′		10°	0,076	—	+0,3013	+492	—	—	—
	679°44′	339°52′		15°	0,159	—	+0,3914	+256	—	—	—
	689°	344°30′		19°38′	0,250	—	+0,4200	0	—	—	—
$\varphi_{пр} = 31°$	689	344°33′	$\Phi_1 = 24°$	0° $\varphi_{к1}$	0,250	0	+0,4200	0	0	0	0
	699°	349°30′		5°	0,371	0,121	+0,6792	+2099	0,001	0,002	0,0024
	709°	354°30′		10°	0,441	0,191	+1,3498	+3331	0,006	0,012	0,0143
	715°	357°30′		13°	0,834	0,584	+1,8383	+3419	0,009	0,018	0,0214
	720°	360°		15°30′	1,077	0,827	+2,2294	+3093	0,015	0,030	0,0356
в.м.т.	0°	0°		15°30′	1,077	0,827	+2,2294	+3093	0,015	0,030	0,0356
Такт впуска (180°)	9°	4°30′		20°	1,617	1,367	+2,7610	+1724	0,032	0,064	0,0760
	17°	8°30′		24°	2,164	1,914	+2,9291	0	0,053	0,106	0,1259
	17°	8°30′	$\Phi_2 = 5°$	0° $\varphi_{к2}$	2,164	1,914	+2,9291	0	0,053	0,106	0,1259
	19°	9°30′		1°	2,303	2,053	+2,9222	−287	0,060	0,120	0,1425
	23°	11°30′		3°	2,579	2,329	+2,8710	−752	0,080	0,160	0,1900
	27°	13°30′		5°	2,849	2,599	+2,7882	−929	0,102	0,204	0,2423
	27°	13°30′	$\Phi_3 = 45°$	0° $\varphi_{к3}$	2,849	2,599	+2,7882	−929	0,102	0,204	0,2423
	37°	18°30′		5°	3,485	3,235	+2,5527	−1046	0,145	0,290	0,3444
	57°	28°30′		15°	4,575	4,325	+2,0063	−1239	0,276	0,552	0,6556
	87°	43°30′		30°	5,673	5,423	+1,0473	−1425	0,533	1,066	1,1948
	107°	53°30′		40°	6,046	5,796	+0,3535	−1480	0,725	1,450	1,7221
	117°	58°30′		45°	6,050	5,800	0	−1487	0,822	1,644	1,9525
	117°	58°30′	$\Phi_3 = 45°$	45° $\varphi_{к3}$	6,050	5,800	0	−1487	0,822	1,644	1,9525
	127°	63°30′		40°	6,046	5,796	−0,3535	−1480	0,917	1,834	2,1782
	147°	73°30′		30°	5,673	5,423	−1,0473	−1425	1,112	2,224	2,6413
	177°	88°30′		15°	4,575	4,325	−2,0063	−1239	1,381	2,762	3,2803
	180°	90°		13°30′	4,428	4,178	−2,0863	−1214	1,403	2,806	3,3325
н.м.т.	180°	90°		13°30′	4,428	4,178	−2,0863	−1214	1,403	2,806	3,3325
$\varphi_{вп} = 85°$	197°	98°30′		5°	3,485	3,235	−2,5527	−1046	1,519	3,038	3,6081
	207°	103°30′		0°	2,849	2,599	−2,7882	−929	1,566	3,132	3,7197
	207°	103°30′	$\Phi_2 = 5°$	5° $\varphi_{к2}$	2,849	2,599	−2,7882	−929	1,566	3,132	3,7197
	211°	105°30′		3°	2,579	2,329	−2,2810	−752	1,571	3,142	3,7316
	215°	107°30′		1°	2,303	2,053	−2,9222	−287	1,606	3,212	3,8147
	217°	108°30′		0°	2,164	1,914	−2,9291	0	1,612	3,224	3,8290
	217°	108°30′	$\Phi_1 = 24°$	24° $\varphi_{к1}$	2,164	1,914	−2,9291	0	1,612	3,224	3,8290
	225°	112°30′		20°	1,617	1,367	−2,7610	+1724	1,634	3,268	3,28812
	235°	117°30′		15°	1,024	0,774	2,1546	+3186	1,648	3,296	3,9145
	245°	122°30′		10°	0,441	0,91	−1,3498	+3331	1,655	3,310	3,9311
	255°	127°30′		5°	0,371	0,121	−0,6792	+2099	1,659	3,318	3,9406
	265°	132°30		0°	0,250	0	−4200	0	1,660	3,320	3,9430
Участок сбега	265°	132°30′	$\Phi_0 = 19°38'$	19°38′ $\varphi_{к0}$	0,250	—	−0,4200	0	—	—	—
	274°16′	137°08′		15°	0,159	—	−0,3914	+256	—	—	—
	284°16′	242°08′		10°	0,076	—	−0,3013	+492	—	—	—
	294°16′	147°08′		5°	0,020	—	−0,1635	+650	—	—	—
	304°16′	152°08′		0°	0	—	0	+706	—	—	—

Сравнивая основные показатели газораспределения (см. табл. 16.5) с выпуклым и безударными кулачками, можно сделать следующие выводы:

1. При переходе с выпуклых кулачков на безударные необходимо для сохранения и тем более улучшения основных расчетных показателей газораспределения $\left(\int_{t_1}^{t_2} F_{\text{кл}}dt,\ F_{\text{кл.сеч}},\ \omega'_{\text{вп}}\right)$ увеличивать проходное сечение клапана за счет расширения фаз газораспределения и увеличения максимальной высоты подъема клапана. Необходим также выбор оптимальных величин положительных и отрицательных участков ускорения толкателя.

2. Применение безударных кулачков позволяет значительно повышать частоту вращения коленчатого вала без увеличения средней условной скорости потока смеси (или воздуха) в седле клапана $\omega'_{\text{вп}}$. Так в проведенных расчетах $\omega'_{\text{вп}}$ с выпуклым кулачком составила 145 м/с при $n_N = 5600$ мин$^{-1}$, а с безударным кулачком при $n_N = 7000$ мин$^{-1}$ $\omega'_{\text{вп}}$ увеличилась всего на 4 м/с и составила 149 м/с. Замена одного безударного кулачка двумя с тем же проходным сечением в горловине и клапане снизила условные скорости потока смеси в клапанах до $\omega'_{\text{вп}} = 139$ м/с.

3. Переход к шатровым камерам сгорания с применением двух впускных клапанов с безударными кулачками позволяет дополнительно увеличивать проходные сечения и снижать условные скорости потоков смеси в седлах клапанов, что позволит и далее увеличивать частоту вращения коленчатого вала и литровую мощность двигателе.

4. Данные двух дополнительных расчетов, представленные в табл. 16.5, показывают, что замена одного безударного кулачка (клапана) двумя с повышенными проходными сечениями в клапанах на 11,8% и на 18,7% позволила снизить условные скорости потока смеси в седлах клапанов соответственно до 125 м/с (снижение на 16,1%) и до 117 м/с (снижение на 21,5%).

5. Указанные в п. 4 повышения проходных сечений в седлах клапанов на 11,8 и 18,7 процента увеличили время-сечение клапанов за такт впуска соответственно на 19,3% (3,105 мм$^2 \cdot$с) и на 26,7% (3,297 мм$^2 \cdot$с), а полные время-сечения возросли с 3,064 мм$^2 \cdot$с (100%) до 3,713 мм$^2 \cdot$с (121,2%) и до 3,943 мм$^2 \cdot$с (128,7%).

6. Серьезным недостатком безударных кулачков является сложность их расчета и производства как самих кулачков, так и всего газораспределительного механизма.

Таблица 16.5

Итоговая таблица расчетов газораспределения

Параметры	1 клапан с выпуклым кулачком	Клапаны с безударными кулачками			
		1 клапан	2 клапана	2 клапана	2 клапана
n_N, мин$^{-1}$	5600	7000	7000	7000	7000
$\omega_{вп}$, м/с	95	95	95	85	80
$v_{п.ср}$, м/с	14,56	17,967	17,967	17,967	17,967
$F_{кл}$, см^2	7,32	9,502	4,751	5,310	5,642
$\Sigma F_{кл}=2\cdot F_{кл}$	—	—	9,502	10,620	11,284
$d_{кл}$, см	3,053	3,478	2,460	2,600	2,680
$F_{гор}$, см^2	8,20	10,640	5,320	5,947	6,319
$d_{гор}$, см	3,250	3,681	2,603	2,752	2,836
$h_{клmax}$, мм	8,92	10,22	7,22	7,64	7,87
$h_{тmax}$, мм	5,68	6,25	5,8	5,8	5,8
$\varphi^\circ_{пр}+180+\varphi^\circ_{зп}$	18+180+ +60=258	26+180+ +78=284	31+180+85=296		
Φ_0, °, рад	—	$\Phi_0=0{,}3426946$ рад$=19{,}63°$, $=19°38'$			
Φ_1, °, рад	—	27°= =0,4712389 рад	24°=0,4188790 рад		
Φ_2, °, рад	—	6°= =0,1047197 рад	5°=0,0872665 рад		
Φ_3, °, рад	—	38°= =0,6632251 рад	45°=0,7853982 рад		
$\pm\omega_{тmax}$, м/с	±2,791	±3,2746	±2,9291		
$j_{тmax}$, м/с^2	3578	3487	3448		
$j_{тmin}$, м/с^2	−1030	−1930	−1487		
r_0, мм	15	20	15		
$M_{\varphi_р}$; $M_{hт}$;	$M_{\varphi_р}=1°$/мм; $M_{hт}=0{,}1$ мм/мм				
M_t, с/м	$5{,}952\cdot10^{-5}$	$4{,}762\cdot10^{-5}$			
$M_{кл}$, мм/мм	0,157	0,1635	0,1245	0,1317	0,1357
M_F, мм^2/мм	11,3	13,361	7,194	8,046	8,544
$\int_{t_0}^{t_{90}}$ и $2\int_{t_0}^{t_{90}}$ мм$^2\cdot$с	2,569	2,602	2,776	3,105	3,297
F_{abcd}, мм^2	3820	4090	4052	4052	4052
$F_{кл.ср(1)}$; $2F_{кл.ср(2)}$, мм^2	480	607	648	726	769
$\omega'_{вп}$, м/с	145	149	139	125	117
F_{AB}, мм^2	4280	4816	4846	4846	4846
$\int_{t_{пр}}^{t_{зп}}$, мм$^2\cdot$с	2,878	3,064	3,320	3,713	3,943

16.7. РАСЧЕТ ПРУЖИНЫ КЛАПАНА

Пружина клапана должна обеспечивать при всех скоростных режимах двигателя: 1) плотную посадку клапана в седле и удержание его в закрытом положении в течение всего периода движения толкателя по начальной окружности r_0; 2) постоянную кинематическую связь между клапаном, толкателем и кулачком во время движения толкателя с отрицательным ускорением.

Плотная посадка клапанов обеспечивается:

для выпускного клапана при

$$P_{\text{прmin}} > F_{\text{гор}}(p'_r - p_a), \tag{16.35}$$

где $P_{\text{пр min}}$ — минимальное усилие пружины при закрытом клапане, Н; $F_{\text{гор}}$ — площадь горловины, м^2; p'_r и p_a — давление газов соответственно в выпускном трубопроводе и в цилиндре при впуске, МПа.

В карбюраторных двигателях разность давлений $(p'_r - p_a)$ достигает 0,05 — 0,07 МПа, а в дизелях — 0,02 — 0,03 МПа:

для впускного клапана в двигателях без наддува практически при любом минимальном усилии пружины, а в двигателях с наддувом при

$$P_{\text{прmin}} > F_{\text{гор}}(p_{\text{к}} - p_r), \tag{16.36}$$

где $p_{\text{к}}$ и p_r — давление газов соответственно во впускном трубопроводе (давление наддува) и в цилиндре при выпуске, МПа.

Кинематическая связь между деталями клапанного механизма обеспечивается при

$$P_{\text{пр}} = KP_{j\text{кл}2}, \tag{16.37}$$

где K — коэффициент запаса (для дизелей при наличии механических центробежных регуляторов $K = 1{,}28 - 1{,}52$, для карбюраторных двигателей $K = 1{,}33 - 1{,}66$); $P_{j\text{кл}2}$ — приведенная к клапану сила инерции механизма при движении толкателя с отрицательным ускорением, Н.

Расчет пружины клапана сводится к: 1) определению силы упругости пружины $P_{j\text{кл}2}$; 2) подбору по силе $P_{j\text{кл}2}$ с учетом коэффициента запаса K характеристики пружины; 3) проверке ее минимального усилия при закрытом клапане; 4) выбору размеров пружины и 5) определению запаса прочности и числа собственных колебаний пружины.

Сила инерции, приведенная к оси клапана, при движении толкателя с отрицательным ускорением

$$P_{j\text{кл}2} = -M_{\text{кл}} j_{\text{кл}2} = -M_{\text{кл}} j_{\text{т}2} l_{\text{кл}} / l_{\text{т}}, \tag{16.38}$$

где $M_{\text{кл}}$ — суммарная масса клапанного механизма, приведенная к клапану, кг.

При нижнем расположении клапанов

$$M_{кл}=m_{кл}+m_{пр}/3+m_{т}, \qquad (16.39)$$

где $m_{кл}$ — масса комплекта клапана (клапан, тарелка пружины, замок); $m_{пр}$ — масса пружины (пружин); $m_{т}$ — масса толкателя.

При верхнем расположении клапанов

$$M_{кл}=m_{кл}+m_{пр}/3+(m_{т}+m_{шт})(l_{т}/l_{кл})^2+m'_{к}, \qquad (16.40)$$

где $m_{шт}$ — масса штанги; $m'_{к}=J_{к}/l^2_{кл}\approx m_{к}(l_{кл}+l_{т})^2/12l^2_{кл}$ — масса коромысла, приведенная к оси клапана, при двуплечном рычаге с опорной стойкой в виде шпильки; $m'_{к}=J_{к}/l^2_{кл}\approx m_{к}l^2_{кл}/(3l^2_{кл})$ — масса коромысла, приведенная к оси клапана, при одноплечем рычаге с опорной стойкой в виде болта (см. рис. 16.4); $J_{к}$ и $m_{к}$ — соответственно момент инерции коромысла относительно оси качания и его масса.

При расчетах вновь проектируемых двигателей массы $m_{кл}$, $m_{пр}$, $m_{т}$, $m_{шт}$ и $m_{к}$ принимаются по конструктивным размерам и статистическим данным аналогичных клапанных механизмов. Конструктивные массы $M'_{кл}=M_{кл}/F_{гор}$ для впускных клапанов при различном их расположении и приводе имеют следующие значения (кг/м^2):

При нижнем расположении клапанов	220 — 250
При верхнем расположении клапанов с нижним расположением распределительного вала	230 — 300
При верхнем расположении клапанов с верхним расположением распределительного вала	180 — 230

На рис. 16.9 представлена кривая силы инерции $P_{jкл2}$ поступательно движущихся масс, приведенных к оси клапана. По этой кривой при выбранном значении K строят кривую abc необходимых сил упругости пружины $P_{пр}=KP_{jкл2}$ при движении толкателя с отрицательным ускорением. С помощью диаграммы подъема $h_{кл}$ клапана кривую $P_{пр}=f(\varphi_{р})$ перестраивают в координаты $f_{пр}$ — $P_{пр}$ (деформация пружины — сила упругости пружины), как показано на рис. 16.9. Полученная кривая $a'b'c'$ представляет собой зависимость необходимой силы упругости пружины от высоты подъема клапана, т. е. необходимую характеристику пружины (для выпуклого кулачка с плоским толкателем кривая $a'b'c'$ — прямая линия). Заменяя кривую $a'b'c'$ прямой $a''c''$ и продолжая ее до пересечения с вертикальной осью (точка O''), получают возможную характеристику реальной пружины.

Отрезок, отсекаемый прямой $a''O''$ на горизонтальной оси ($h_{кл}=0$), соответствует минимальной силе упругости пружины при закрытом клапане, т. е. силе $P_{прmin}$ предварительной затяжки пру-

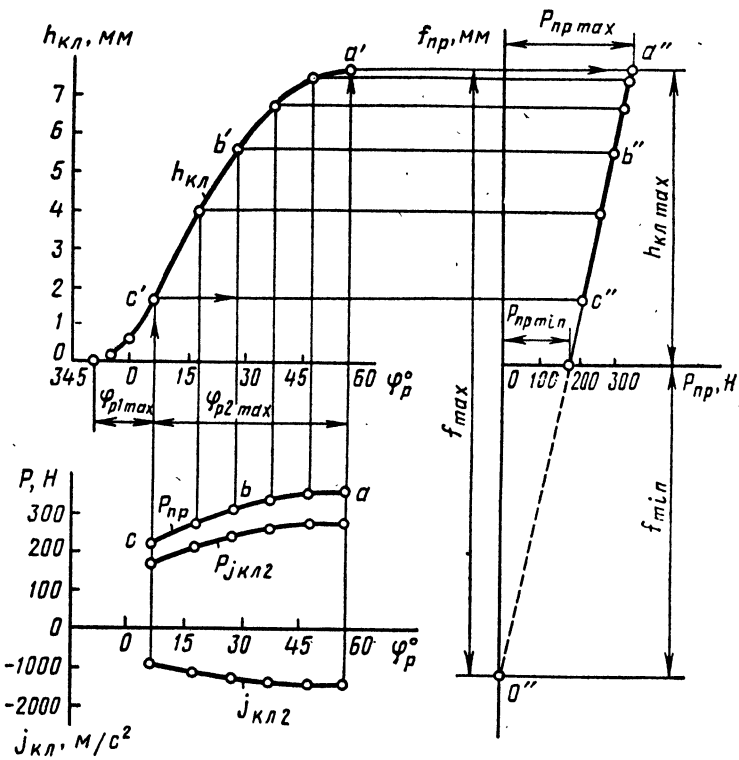


Рис. 16.9. Графическое построение характеристики пружины

жины. Если полученное значение $P_{пр\min}$ не обеспечивает выполнения неравенств (13.35) или (16.36), необходимо увеличить силу $P_{пр\min}$ за счет увеличения K или f_{max}.

По характеристике пружины, построенной графическим способом, определяют: предварительную деформацию f_{min}, полную деформацию $f_{max}=f_{min}+h_{клmax}$ и жесткость пружины $c=P_{пр max}/f_{max}$.

Для выпуклого кулачка с плоским толкателем характеристику пружины можно подобрать непосредственно по параметрам кулачка:

максимальная сила упругости пружины

$$P_{пр max}=M_{кл}Kal_{кл}\omega_к^2/l_т;$$

минимальная сила упругости пружины

$$P_{пр\min}=M_{кл}K(r_0-r_2)l_{кл}\omega_к^2/l_т;$$

жесткость пружины

$$c = M_{кл} K \omega_к^2;$$

предварительная деформация пружины

$$f_{min} = P_{прmin}/c = (r_0 - r_2) l_{кл}/l_т;$$

полная деформация пружины

$$f_{max} = f_{min} + h_{клmax} = a l_{кл}/l_т.$$

Основными конструктивными размерами пружины являются: средний диаметр пружины $D_{пр}$, диаметр проволоки $\delta_{пр}$, число витков i, шаг витка t и полная длина $L_{св}$ свободной пружины.

Средний диаметр пружины обычно принимают по конструктивным соображениям в зависимости от диаметра горловины клапана $D_{пр} = (0{,}7 - 0{,}9) d_{гор}$, а диаметр проволоки $\delta_{пр} = (3{,}5 - 6{,}0)$ мм. При наличии двух пружин на одном клапане диаметр проволоки внутренней пружины $\delta_{пр} = 2{,}2 - 4{,}5$ мм.

По принятым значениям $D_{пр}$ и подобранной характеристике пружины определяются:

число рабочих витков пружины

$$i_р = G \delta_{пр}^4 f_{max}/(8 P_{прmax} D_{пр}^3), \qquad (16.41)$$

где $G = 8{,}0 - 8{,}3$ — модуль упругости второго рода, МН/см^2; $P_{прmax}$ — сила упругости пружины, МН; $D_{пр}$ и f_{max} — соответственно средний диаметр и полная деформация пружины, см; $\delta_{пр}$ — диаметр проволоки, см;

полное число витков пружины $i_п = i_р + 2$;

шаг витка свободной пружины

$$t = \delta_{пр} + f_{max}/i_р + \Delta_{min},$$

где $\Delta_{min} = 0{,}3$ — наименьший зазор между витками пружины при полностью открытом клапане, мм;

длина пружины при полностью открытом клапане

$$L_{min} = i_п \delta_{пр} + i_р \Delta_{min}; \qquad (16.42)$$

длина пружины при закрытом клапане

$$L_0 = L_{min} + h_{клmax}; \qquad (16.43)$$

длина свободной пружины

$$L_{св} = L_{min} + f_{max}. \qquad (16.44)$$

Максимальное касательное напряжение, возникающее в пружине:

$$\tau_{max}=k'8P_{прmax}D_{пр}/(\pi\delta^3_{пр}), \qquad (16.45)$$

где k' — коэффициент, учитывающий неравномерное распределение напряжений по поперечному сечению витка пружины и зависящий от отношений $D_{пр}/\delta_{пр}$. Значения коэффициента k' приведены ниже:

$D_{пр}/\delta_{пр}$	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
k'	1,5	1,38	1,3	1,23	1,2	1,17	1,15	1,13	1,11	1,1

Максимальное напряжение в быстроходных двигателях $\tau_{max}=450\div650$ МПа.

Минимальное напряжение в пружине при закрытом клапане

$$\tau_{min}=k'8P_{прmin}D_{пр}/(\pi\delta^3_{пр}). \qquad (16.46)$$

Запас прочности n_τ пружины определяется по формулам, приведенным в § 11.3. Для пружин автотракторных двигателей $n_\tau\geqslant1{,}2-1{,}4$, а предел усталости при кручении для пружинных сталей в расчетах $\tau_{-1}=(340-400)$ МПа.

При больших силах инерции на каждый клапан устанавливают по две пружины (наружная и внутренняя). В этом случае рассчитывается каждая пружина аналогичным способом, но с соблюдением условий: $P_{прmax}=P_{пр.нmax}+P_{пр.вmax}$ и $P_{прmin}=P_{пр.нmin}+P_{пр.вmin}$. Усилия между пружинами распределяются по конструктивным соображениям в пределах $P_{пр.в}=(0{,}35-0{,}45)P_{пр}$.

Для обеспечения нормальных радиальных зазоров между направляющей втулкой и внутренней пружиной, а также между пружинами размеры пружин (мм) должны удовлетворять требованиям:

$$D_{пр.в}\geqslant d_{вт}+\delta_{пр.в}+2;\ D_{пр.н}\geqslant D_{пр.в}+\delta_{пр.в}+\delta_{пр.н}+2,$$

где $d_{вт}$ — диаметр втулки клапана; $D_{пр.в}$ и $D_{пр.н}$ — средние диаметры соответственно внутренней и наружной пружин; $\delta_{пр.в}$ и $\delta_{пр.н}$ — диаметры проволоки соответственно внутренней и наружной пружин.

Во избежание появления резонанса — совпадения частоты собственных колебаний пружины с вынужденными — определяется число свободных колебаний клапанной пружины

$$n_с=2{,}17\cdot10^7\delta_{пр}/(i_р D^2_{пр}). \qquad (16.47)$$

Отношение числа собственных свободных колебаний $n_с$ пружины к частоте вращения $n_р$ распределительного вала не должно равняться целому числу (особенно опасно $n_с/n_р=1$), а при наличии двух пружин, кроме того, должно соблюдаться неравенство $n_{с.н}/n_р\neq n_{с.в}/n_р$.

Расчет клапанной пружины карбюраторного двигателя. Из расчета газораспределения (см. п. 16.5) имеем: частоту $n_p = 0{,}5\ n_N = 2800$ мин$^{-1}$ и угловую скорость вращения $\omega_к = 293$ рад/с распределительного вала; максимальную высоту подъема впускного клапана $h_{кл\,max} = 8{,}92$ мм; диаметр горловины впускного клапана $d_{гор} = 32{,}5$ мм; размеры кулачка с выпуклым профилем: $r_0 = 15$ мм, $r_1 = 57{,}2$ мм, $r_2 = 8{,}5$ мм; $h_{т\,max} = 5{,}68$ мм, $a = r_0 + h_{т\,max} - r_2 = 12{,}18$ мм; размеры коромысла: $l_{кл} = 52{,}6$ мм, $l_т = 33{,}5$ мм; диаграммы подъема, скорости и ускорения толкателя (см. рис. 16.5 и табл. 16.1). Расположение клапанов верхнее с приводом от распределительного вала, размещенного в головке блока. Усилие от кулачка передается непосредственно на коромысло, имеющее плоскую поверхность соприкосновения с кулачком. Материал пружин — пружинная сталь, $\tau_{-1} = 350$ МПа, $\sigma_в = 1500$ МПа.

Максимальная сила упругости пружин

$$P_{прmax} = KM_{кл} a l_{кл} \omega_к^2 / l_т = 180 \cdot 1{,}4 \cdot 12{,}18 \cdot 52{,}6 \cdot 293^2 \cdot 10^6 / 33{,}5 = 414 \text{ Н},$$

где $K = 1{,}4$ — коэффициент запаса; $M_{кл} = m_{кл} + \frac{1}{3} m_{пр} + (m_т + m_{шт}) \left(\frac{l_т}{l_{кл}}\right)^2 + m'_к = 115 + \frac{1}{3} 75 + 40 = 180$ г — суммарная масса клапанного механизма, приведенная к клапану; $m_{кл} = 115$ г, $m_{пр} = m_{пр.н} + m_{пр.в} = 55 + 20 = 75$ г — массы соответственно клапана и пружин (наружной и внутренней), принятые по конструктивным соображениям; $m'_к = m_к l_{кл}^2 / (3 l_{кл}^2) = 120 \cdot 52{,}6^2 / (3 \cdot 52{,}6^2) = 40$ г — масса коромысла, приведенная к оси клапана; $m_к = 120$ г — масса коромысла.

Минимальная сила упругости пружин

$$P_{прmin} = KM_{кл} (r_0 - r_2) l_{кл} \omega_к^2 / l_т = 180 \cdot 1{,}4 (15 - 8{,}5) \cdot 52{,}6 \cdot 293^2 \cdot 10^{-6} / 33{,}5 = 221 \text{ Н}.$$

Жесткость пружин

$$c = M_{кл} K \omega_к^2 = 180 \cdot 1{,}4 \cdot 293^2 \cdot 10^{-6} = 21{,}6 \text{ кН/м}.$$

Деформация пружин:
предварительная

$$f_{min} = (r_0 - r_2) l_{кл} / l_т = (15 - 8{,}5) \cdot 52{,}6 / 33{,}5 = 10{,}2 \text{ мм};$$

полная

$$f_{max} = f_{min} + h_{клmax} = 10{,}2 + 8{,}92 = 19{,}12 \text{ мм}.$$

Распределение усилий между наружной и внутренней пружинами:

внутренняя пружина

$$P_{\text{пр.в max}} = 0{,}35 P_{\text{пр max}} = 0{,}35 \cdot 414 = 145 \text{ Н};$$
$$P_{\text{пр.в min}} = 0{,}35 P_{\text{пр min}} - 0{,}35 \cdot 221 = 77{,}4 \text{ Н};$$

наружная пружина

$$P_{\text{пр.н max}} = P_{\text{пр max}} - P_{\text{пр.в max}} = 414 - 145 = 269 \text{ Н};$$
$$P_{\text{пр.н min}} = P_{\text{пр min}} - P_{\text{пр.в min}} = 221 - 77{,}4 = 143{,}6 \text{ Н}.$$

Жесткость наружной и внутренней пружин

$$c_{\text{пр.н}} = P_{\text{пр.н max}} / f_{\max} = 269 \cdot 10^{-3} / (19{,}12 \cdot 10^{-3}) = 14{,}06 \text{ кН/м};$$
$$c_{\text{пр.в}} = P_{\text{пр.в max}} / f_{\max} = 145 \cdot 10^{-3} / (19{,}12 \cdot 10^{-3}) = 7{,}58 \text{ кН/м},$$
$$c = c_{\text{пр.н}} + c_{\text{пр.в}} = 14{,}06 + 7{,}58 = 21{,}64 \text{ кН/м}.$$

По найденным значениям

$$P_{\text{пр.max}} = P_{\text{пр.в max}} + P_{\text{пр.н max}},$$
$$P_{\text{пр.min}} = P_{\text{пр.в min}} + P_{\text{пр.н min}}$$

строится характеристика клапанных пружин (рис. 16.10).

Размеры пружин (приняты по конструктивным соображениям): диаметр проволоки $\delta_{\text{пр.н}} = 3{,}6$ мм; $\delta_{\text{пр.в}} = 2{,}4$ мм; средний диаметр пружин $D_{\text{пр.н}} = 28$ мм; $D_{\text{пр.в}} = 19$ мм,

$$d_{\text{вт}} + \delta_{\text{пр.в}} + 2 = 14 + 2{,}4 + 2 = 18{,}4 \text{ мм} < D_{\text{пр.в}} = 19 \text{ мм};$$
$$D_{\text{пр.в}} + \delta_{\text{пр.в}} + \delta_{\text{пр.н}} + 2 = 19 + 2{,}4 + 3{,}6 + 2 = 27{,}0 \text{ мм} < D_{\text{пр.н}} = 28 \text{ мм}$$

(где диаметр втулки клапана $d_{\text{вт}} = 14$ мм).

Число рабочих витков пружин

$$i_{\text{р.н}} = \frac{G \delta_{\text{пр.н}}^4 f_{\max}}{8 P_{\text{пр. н max}} D_{\text{пр.н}}^3} = \frac{8{,}3 \cdot 0{,}36^4 \cdot 1{,}912}{8 \cdot 269 \cdot 10^{-6} 2{,}8^3} = 5{,}6;$$

$$i_{\text{р.в}} = \frac{G \delta_{\text{пр.в}}^4 f_{\max}}{8 P_{\text{пр.в max}} D_{\text{пр.в}}^3} = \frac{8{,}3 \cdot 0{,}24^4 \cdot 1{,}912}{8 \cdot 145 \cdot 10^{-6} \cdot 1{,}9^3} = 6{,}6,$$

где $G = 8{,}3$ — модуль упругости второго рода, МН/см^2;

полное число витков пружин

$$i_{\text{п.н}} = i_{\text{р.н}} + 2 = 5{,}6 + 2 = 7{,}6; \; i_{\text{п.в}} = i_{\text{р.в}} + 2 = 6{,}6 + 2 = 8{,}6;$$

длина пружин при полностью открытом клапане

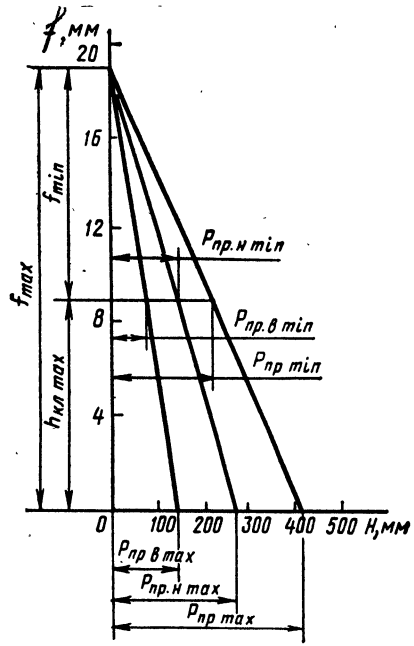


Рис. 16.10. Характеристика совместно работающих двух пружин

$$L_{\text{н min}} = i_{\text{п.н}}\delta_{\text{пр.н}} + i_{\text{р.н}}\Delta_{\min} =$$
$$= 7{,}6 \cdot 3{,}6 + 5{,}6 \cdot 0{,}3 = 29{,}1 \text{ мм};$$
$$L_{\text{в min}} = i_{\text{п.в}}\delta_{\text{пр.в}} + i_{\text{р.в}}\Delta_{\min} =$$
$$= 8{,}6 \cdot 2{,}4 + 6{,}6 \cdot 0{,}3 = 22{,}6 \text{ мм};$$
$$L_{\min} = L_{\text{н min}} = 29{,}1 \text{ мм};$$

длина пружин при закрытом клапане

$$L_0 = L_{\min} + h_{\text{кл max}} = 29{,}1 + 8{,}92 =$$
$$= 38{,}02 \text{ мм};$$

длина свободных пружин

$$L_{\text{н.св}} = L_{\text{н min}} + f_{\max} = 29{,}1 + 19{,}12 =$$
$$= 48{,}22 \text{ мм};$$
$$L_{\text{в.св}} = L_{\text{в min}} + f_{\max} = 22{,}6 + 19{,}12 =$$
$$= 41{,}72 \text{ мм}.$$

Максимальные и минимальные напряжения в пружинах:
внутренняя пружина

$$\tau_{\max} = k'_{\text{в}} \frac{8P_{\text{пр.в max}} D_{\text{пр.в}}}{\pi\delta^3_{\text{пр.в}}} = 1{,}17 \frac{8 \cdot 145 \cdot 19 \cdot 10^{-9}}{3{,}14 \cdot 2{,}4^3 \cdot 10^{-9}} = 595 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\min} = k'_{\text{в}} \frac{8P_{\text{пр.в min}} D_{\text{пр.в}}}{\pi\delta^3_{\text{пр.в}}} = 1{,}17 \frac{8 \cdot 77{,}4 \cdot 19 \cdot 10^{-9}}{3{,}14 \cdot 2{,}4^3 \cdot 10^{-9}} = 318 \text{ МПа},$$

где $k'_{\text{в}} = 1{,}17$ определен при $D_{\text{пр.в}}/\delta_{\text{пр.в}} = 19/2{,}4 = 7{,}9$;
наружная пружина

$$\tau_{\max} = k'_{\text{н}} \frac{8P_{\text{пр.н max}} D_{\text{пр.н}}}{\pi\delta^3_{\text{пр.н}}} = 1{,}18 \frac{8 \cdot 269 \cdot 28 \cdot 10^{-9}}{3{,}14 \cdot 3{,}6^3 \cdot 10^{-9}} = 485 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\min} = k'_{\text{н}} \frac{8P_{\text{пр.н min}} D_{\text{пр.н}}}{\pi\delta^3_{\text{пр.н}}} = 1{,}18 \frac{8 \cdot 143{,}6 \cdot 28 \cdot 10^{-9}}{3{,}14 \cdot 3{,}6^3 \cdot 10^{-9}} = 259 \text{ МПа},$$

где $k'_{\text{н}} = 1{,}18$ определен при $D_{\text{пр.н}}/\delta_{\text{пр.н}} = 28/3{,}6 = 7{,}8$.
Средние напряжения и амплитуды напряжений:
внутренняя пружина

$$\tau_m = (\tau_{\max} + \tau_{\min})/2 = (595 + 318)/2 = 456{,}5 \text{ МПа};$$

$$\tau_a=(\tau_{max}-\tau_{min})/2=(595-318)/2=138{,}5\ \text{МПа}.$$

Так как концентрация напряжений в витках пружины учитывается коэффициентом k', а $k_\tau/(\varepsilon_м\varepsilon_п)\approx 1$, то

$$\tau_{ak}=\tau_a k_\tau/(\varepsilon_м\varepsilon_п)=138{,}5\cdot 1=138{,}5\ \text{МПа};$$

наружная пружина

$$\tau_m=(\tau_{max}+\tau_{min})/2=(485+259)/2=372\ \text{МПа};$$
$$\tau_a=(\tau_{max}-\tau_{min})/2=(485-259)/2=113\ \text{МПа};$$
$$\tau_{ak}=\tau_a=113\ \text{МПа}.$$

Запасы прочности пружин:
внутренняя пружина

$$n_\tau=\tau_{-1}/(\tau_{ak}+\alpha_\tau\tau_m)=350/(138{,}5+0{,}2\cdot 456{,}5)=1{,}52,$$

где $\alpha_\tau=0{,}2$ определяется по табл. 11.2:
наружная пружина

$$n_\tau=\tau_{-1}/(\tau_{ak}+\alpha_\tau\tau_m)=350/(113+0{,}2\cdot 372)=1{,}87.$$

Расчет пружин на резонанс:

$$n_{с.в}=2{,}17\cdot 10^7\delta_{пр.в}/(i_{р.в}D^2_{пр.в})=2{,}17\cdot 10^7\cdot 2{,}4/(6{,}6\cdot 10^2)=21\,850;$$
$$n_{с.в}/n_р=21\,850/2800=7{,}8\neq 1,\ 2,\ 3...;$$
$$n_{с.в}=2{,}17\cdot 10^7\delta_{пр.н}/(i_{р.н}D^2_{пр.н})=2{,}17\cdot 10^7\cdot 3{,}6/(5{,}6\cdot 28^2)=17\,790;$$
$$n_{с.в}/n_р=17\,790/2800=6{,}35\neq 1,\ 2,\ 3...;$$
$$n_{с.в}/n_р=7{,}8\neq n_{с.в}/n_р=6{,}35.$$

16.8. РАСЧЕТ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ВАЛА

Распределительные валы изготовляют из углеродистых (40, 45) или легированных (15Х, 12ХН3А) сталей и легированных чугунов. При работе двигателя на распределительный вал со стороны клапанного привода действуют: сила упругости пружины $P_{пр.т}$, сила инерции деталей клапанного механизма $P_{jт}$ и сила давления газов $P_{г.т}$, приведенные к толкателю. Суммарная сила, действующая на кулачок со стороны клапанного привода:

$$P_т=P_{пр.т}+P_{jт}+P_{г.т}=(P_{пр}+P_г)\frac{l_{кл}}{l_т}+M_г j_т. \qquad (16.48)$$

Наибольшая сила $P_{т\max}$ передается на кулачок от выпускного клапана в начальный период его открытия ($\varphi_1 = 0$). Для выпуклого кулачка

$$P_{т\max} = \left[P_{пр\max} + \frac{\pi d_в^2}{4}(p_г - p'_г) \right] \frac{l_{кл}}{l_т} + M_т \omega_к^2 (r_1 - r_0), \qquad (16.49)$$

где $P_{пр.min}$ — сила упругости пружины при закрытом клапане, Н; $d_в$ — наружный диаметр тарелки выпускного клапана, м; $p_г$ — давление в цилиндре в момент начала открытия выпускного клапана (см. рис. 4.14, точка b') для расчетного режима, Па; $p'_г$ — давление в выпускном трубопроводе (при выпуске в атмосферу $p'_г \approx p_0$), Па; $l_{кл}$ и $l_т$ — плечи коромысла, мм; $\omega_к$ — угловая скорость вращения распределительного вала, рад/с; r_0 и r_1 — соответственно радиусы начальной окружности и первого участка профиля кулачка, м;

$$M_т = (m_{кл} + m_{пр}/3)(l_{кл}/l_т)^2 + m_т + m_{шт} + m''_к$$

— масса движущихся деталей механизма распределения, приведенная к толкателю, кг; $m_{кл}$, $m_{пр}$, $m_т$, $m_{шт}$ и $m''_к$ — соответственно массы клапана, пружин, толкателя, штанги и коромысла, кг; $m''_к \approx m_к (l_{кл} + l_т)^2/(12 l_т^2)$ — масса коромысла, приведенная к оси толкателя, при двуплечем рычаге с опорной стойкой в виде шпильки; $m''_к \approx m_к l^2_{кл}/(3 l^2_т)$ — масса коромысла, приведенная к оси толкателя, при одноплечем рычаге с опорной стойкой в виде болта (см. рис. 16.4).

Основным расчетом распределительного вала является расчет на жесткость, который заключается в определении стрелы прогиба y под действием суммарной силы $P_{т\max}$. Расчетная схема вала представляет собой свободно лежащую на опорах двухопорную разрезную балку, нагруженную в месте действия толкателя (рис. 16.11).

Стрела прогиба, мм

$$y = 0{,}8 P_{т\max} a^2 b^2 / [E/(d_р^4 - \delta_р^4)], \qquad (16.50)$$

где a и b — расстояния от опор до точки приложения силы $P_{т\max}$, мм; l — расстояние между опорами вала, мм; $d_р$ и $\delta_р$ — наружный и внутренний диаметры распределительного вала, мм; E — модуль упругости первого рода, МПа.

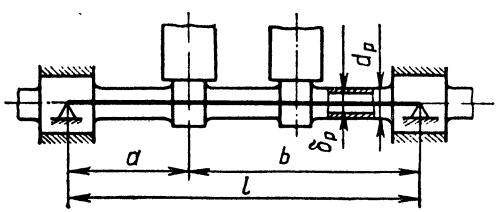


Рис. 16.11. Расчетная схема распределительного вала

Величина прогиба y не должна превышать 0,02 —

0,05 мм. Напряжения смятия, возникающие в местах контакта рабочих поверхностей кулачка и толкателя, определяют для плоского и роликового толкателей:

$$\sigma_{см} = 0{,}418\sqrt{P_{т\,max}E/(b_к r_1)}, \qquad (16.51)$$

$$\sigma_{см} = 0{,}418\sqrt{(P_{т\,max}E/b_к)(1/r + 1/r_1)}, \qquad (16.52)$$

где $b_к$ — ширина кулачка, м; r — радиус ролика толкателя, м.

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}] = 400$ — 1200 МПа.

Кроме определения стрелы прогиба и напряжений смятия иногда определяют суммарные напряжения σ_Σ, возникающие в распределительном валу от совместного действия изгибающего и скручивающего моментов. Напряжение изгиба

$$\sigma_{из} = M_{из\,max}/W_{из} = P_{т\,max}ba \cdot 32/[\pi d_р^3 (1 - \delta_р^4/d_р^4)l]. \qquad (16.53)$$

Скручивающий момент от каждого кулачка обычно достигает максимальной величины в конце первого периода подъема толкателя, когда его точка касания с кулачком наиболее удалена от оси толкателя.

Для кулачка с выпуклым профилем и плоским толкателем

$$M_{кр\,i\,max} = (P_т)_{\varphi_{р1}max} m, \qquad (16.54)$$

где $(P_т)_{\varphi_{р1}\,max} = P_{пр.т} + P_{jт1}$ при $\varphi_{р1} = \varphi_{р\,max}$; $m = \dfrac{r_1 - r_0}{r_1 - r_2}(r_0 + h_{т\,max} - r_2)\sin\varphi_р$.

Для определения максимального скручивающего момента $M_{кр\,max}$ от одновременного действия всех кулачков необходимо построить кривые набегающих моментов.

Напряжения скручивания и суммарное

$$\sigma_{max} = M_{кр\,max}/W_{кр}, \qquad (16.55)$$

$$\sigma_\Sigma = 0{,}5\sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau_{max}^2}, \qquad (16.56)$$

где $W_{кр} = 0{,}5W_{из}$ — момент сопротивления кручению расчетного сечения.

Величина σ_Σ не должна превышать 100 — 150 МПа.

Расчет распределительного вала. Из расчета клапанной пружины (см. § 16.7) и газораспределения (см. § 16.5) имеем: массы подвижных деталей механизма газораспределения $m_{кл} = 115$ г, $m_{пр} = 75$ г, $m_т = 0$, $m_{шт} = 0$ и $m_к = 120$ г; размеры кулачка $r_0 = 15$ мм, $r_1 = 57{,}2$ мм, $r_2 = 8{,}5$ мм, $h_{т\,max} = 5{,}68$ мм; размеры коромысла $l_{кл} = 52{,}6$ мм, $l_т = 33{,}5$ мм; угловую скорость вращения распределительного вала

$\omega_к = 293$ рад/с; минимальную силу упругости пружины $P_{пр.min} = 221$ Н; диаметр горловины впускного клапана $d_{гор} = 32{,}5$ мм. Максимальная сила от выпускного клапана, действующая на кулачок:

$$P_{т\,max} = \left[P_{пр.min} + \frac{\pi d_в^2}{4}(p_г - p_r)\right]\frac{l_{кл}}{l_т} + M_т\omega_к^2(r_1 - r_0) =$$

$$= \left[221 + \frac{3{,}14 \cdot 0{,}033^2}{4}(0{,}445 - 0{,}1) \cdot 10^6\right] \times$$

$$\times \frac{52{,}6}{33{,}5} + 444 \cdot 293^2 (57{,}2 - 15) \cdot 10^{-6} = 2417 \text{ Н},$$

где $d_в = \left(\frac{1}{1{,}0 \div 1{,}2}\right) d_{вп} = \frac{35}{1{,}06} = 33$ мм — диаметр тарелки выпускного клапана; $d_{вп} = (1{,}06 \div 1{,}12) d_{гор} = 1{,}076 \cdot 32{,}5 = 35$ мм — диаметр тарелки впускного клапана; $p_г = 0{,}445$ МПа определяется по индикаторной диаграмме (см. рис. 4.14, точка b'); $p'_r \approx p_0 = 0{,}1$ МПа;

$$M_т = (m_{кл} + m_{пр}/3) \cdot (l_{кл}/l_т)^2 + m_т + m_{шт} + m''_к =$$

$$= (115 + 75/3) \cdot (52{,}6/33{,}5)^2 + 99 = 444 \text{ г};$$

$$m''_к = m_к l_{кл}^2/(3l_т^2) = 120 \cdot 52{,}6^2/(3 \cdot 33{,}5^2) = 99 \text{ г}.$$

Стрела прогиба распределительного вала

$$y = 0{,}8\frac{P_{т\,max} a^2 b^2}{El(d_р^4 - \delta_р^4)} = 0{,}8\frac{2417 \cdot 26^2 \cdot 69^2}{2{,}2 \cdot 10^5 \cdot 95(32^4 - 10^4)} = 0{,}00029 \text{ мм},$$

где $E = 2{,}2 \cdot 10^5$ МПа — модуль упругости стали; $l = a + b = 26 + 69 = 95$ мм — длина пролета распределительного вала (см. рис. 16.16), принята по конструктивным соображениям; $d_р = 2r_0 + 2 = 2 \cdot 15 + 2 = 32$ мм — наружный диаметр вала; $\delta_р = 10$ мм — внутренний диаметр вала, принятый с учетом использования его для подвода смазки к кулачкам и сохранения достаточной жесткости.

Напряжение смятия

$$\sigma_{см} = 0{,}418\sqrt{P_{т\,max} E/(b_к r_1)} =$$

$$= 0{,}418\sqrt{0{,}002417 \cdot 2{,}2 \cdot 10^5/(0{,}025 \cdot 0{,}0572)} = 255 \text{ МПа},$$

где $b_к = 25$ мм — ширина кулачка.

Часть четвертая

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

Глава 17

НАДДУВ ДВИГАТЕЛЕЙ

17.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Анализ формулы эффективной мощности двигателя

$$N_e = \frac{H_u \eta_e}{l_0 \alpha} \eta_V V_л \frac{2n \cdot 10^3}{\tau} \rho \qquad (17.1)$$

показывает, что если принять неизменными рабочий объем цилиндров и состав смеси, то величина N_e при $n = \text{const}$ будет определяться отношением η_e/α, значением η_V и параметрами воздуха, поступающего в двигатель.

Так как массовый заряд воздуха $G_в$ (кг), остающегося в цилиндрах двигателя:

$$G_в = V_л \rho \eta_V, \qquad (17.2)$$

то выражение (17.1) можно записать в виде:

$$N_e = \frac{H_u \eta_e}{l_0 \alpha} \cdot \frac{2n \cdot 10^3}{\tau} G_в. \qquad (17.3)$$

Из уравнений (17.1) — (17.3) следует, что при увеличении плотности воздуха (наддува), поступившего в двигатель, эффективная мощность N_e значительно повышается.

Имеются и другие возможности повышения мощности N_e, однако по сравнению с наддувом они менее эффективны. Например, повышение мощности N_e за счет увеличения рабочего объема и числа цилиндров ухудшает массогабаритные показатели двигателя. Увеличение же частоты вращения двигателя возможно только в случае сохранения качественного протекания рабочего процесса при высоких значениях коэффициента наполнения η_V и механического КПД $\eta_м$, что на практике осуществить чрезвычайно трудно.

Увеличение эффективной мощности двигателей путем наддува позволяет повысить массовое наполнение цилиндров двигателя и, следовательно, сжигать в двигателе большее количество топлива. Эффективный КПД η_e двигателя при наддуве также несколько повышается за счет увеличения давления цикла и уменьшения удельных потерь в результате использования части энергии выпускных газов двигателя в агрегатах наддува.

В соответствии с применяемой классификацией наддува различают двигатели: 1) с низким наддувом (мощность увеличивается менее чем на 30%);

2) со средним наддувом (мощность повышается от 30 до 45%);

3) с высоким наддувом (мощность повышается свыше 45%).

В настоящее время низкий, средний и высокий наддувы широко применяются в автомобильных и тракторных двигателях внутреннего сгорания как за рубежом, так и в нашей стране, обеспечивая этим самым необходимую форсировку двигателей.

17.2. АГРЕГАТЫ И СИСТЕМЫ НАДДУВА

Форсирование двигателей по эффективному давлению за счет увеличения давления наддува предъявляет ряд требований к агрегатам, обеспечивающим дизель воздухом. Особенно важное значение имеет правильный выбор принципиальной схемы агрегата наддува и его конструктивное решение.

В настоящее время в транспортных ДВС применяют следующие системы наддува: инерционный; с механическим приводом нагнетателя; газотурбинный и комбинированный. При любой системе наддува общими условиями организации рабочего процесса в двигателе является достижение надежности и наивыгоднейших показателей работы.

Наиболее простой системой наддува является инерционная. Она позволяет использовать волновые процессы путем подбора соответствующих длин впускных и выпускных трубопроводов двигателя для увеличения количества воздуха, поступающего в цилиндры. В настоящее время инерционный наддув применяется редко, так как требуется сложная настройка впускной и выпускной систем.

Более часто используется система с механическим приводом нагнетателя (рис. 17.1, *а*). При этой системе наддува воздух подается нагнетателем, приводимым во вращение от коленчатого вала двигателя. В качестве наддувочного агрегата можно использовать центробежные, поршневые и роторно-шестеренчатые нагнетатели.

Наддув по этой системе увеличивает мощность двигателя. Это происходит в том случае, когда прирост мощности от нагнетателя превышает мощность, потребляемую приводом. Следует отметить,

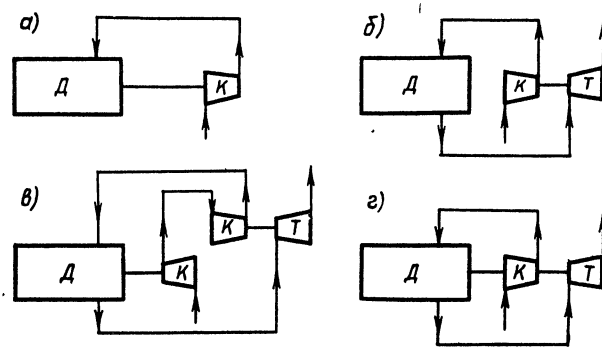


Рис. 17.1. Схемы наддува

что этот избыток мощности снижается по мере уменьшения нагрузки двигателя вследствие увеличения относительной работы, затрачиваемой на привод нагнетателя. Из-за расхода части полезной работы двигателя на привод нагнетателя его экономичность снижается. В качестве наддувочных агрегатов обычно используют нагнетатели объемного типа и центробежные компрессоры. Центробежные компрессоры компактны вследствие их большой быстроходности. Однако ненадежность механического привода центробежного компрессора и повышенная шумность агрегата при работе снижают его достоинства. Как правило, приводные центробежные компрессоры используют для наддува четырехтактных двигателей. В двухтактных двигателях наибольшее распространение имеют объемные нагнетатели типа Рут.

Некоторые недостатки, присущие системе с приводными нагнетателями, не обнаруживаются в агрегатах с газотурбинным наддувом (рис. 17.1, *б*), объединяющих газовую турбину и компрессор (турбокомпрессор). В настоящее время этот способ наддува наиболее широко применяется в автомобильных и тракторных двигателях внутреннего сгорания.

Газовая турбина работает на выпускных газах двигателя, энергия которых используется турбиной для привода компрессора. Газовая связь турбины с двигателем обеспечивает наиболее приемлемую компоновку всего наддувочного агрегата и простоту его конструктивного выполнения.

Комбинированный наддув предусматривает наличие механического привода нагнетателя от двигателя и газовой связи с ним. Например, в схеме, приведенной на рис. 17.1, *в*, турбокомпрессор, выполняющий роль первой ступени наддува, механически не связан с двигателем, а вторая ступень компрессора является приводной от коленчатого вала двигателя.

В схеме, приведенной на рис. 17.1, *г*, вал турбокомпрессора механически связан с коленчатым валом двигателя. Такая

компоновка позволяет при избытке мощности газовой турбины отдавать ее на коленчатый вал двигателя, а при недостатке — отбирать от двигателя. Если мощность газовой турбины и компрессора равна, то энергия не перераспределяется.

В настоящее время комбинированный наддув применяется в основном в двигателях большой мощности (судовые, тепловозные и др.).

В агрегатах турбонаддува применяют радиальные и осевые турбины и компрессоры. Осевые компрессоры не нашли широкого распространения при наддуве автомобильных и тракторных дизелей. Это объясняется в основном тем, что в малорасходных осевых компрессорах потери энергии значительны из-за малых высот сопловых и рабочих лопаток и относительно больших радиальных зазоров. Кроме того, в ступени осевого компрессора степень повышения давления $\pi_к \leqslant 1{,}3$. Поэтому при более высоких значениях $\pi_к$ осевой компрессор должен быть многоступенчатым.

Степень повышения давления в центробежных компрессорах значительно выше. В компрессорах высокофорсированных двигателей величина $\pi_к = 3{,}0 — 3{,}5$. Возможно в одной ступени получить и более высокую степень повышения давления — 4,5 — 5,0.

Газовые турбины, как и компрессоры, могут быть радиальными и осевыми. В агрегатах газотурбинного наддува применяют оба типа турбин. Однако в большинстве случаев используют радиальные турбины, имеющие некоторые преимущества по сравнению с турбинами осевого типа. Турбокомпрессоры выпускаются двух типов — с осевой и центростремительной турбинами (рис. 17.2).

Одной из главных задач при внедрении газотурбинного наддува является создание оптимальных условий для более полного использования энергии выпускных газов.

В современных автомобильных и тракторных двигателях применяют следующие системы наддува: 1) *импульсные* — с переменным давлением газов в выпускном коллекторе; 2) *изобарные* — с постоянным давлением газов в выпускном коллекторе; 3) *комбинированные* — с разделенным выпускным коллектором и общим (изобарным) корпусом турбины.

При относительно малом уровне форсировки по наддуву более эффективна импульсная система. Эффективность импульсной системы наддува можно повысить, например, за счет уменьшения объема трубопроводов, идущих от цилиндров к турбине. Это позволяет повысить эффективную мощность дизеля и его экономичность на бóльшую величину, чем при наддуве с постоянным давлением газов.

Для обеспечения высокой степени использования энергии импульсов входной аппарат турбины проектируют многосекционным (два, четыре и т. д.) и выпуск газов производят в многосекционный коллектор с учетом чередования вспышек в цилиндрах. При такой

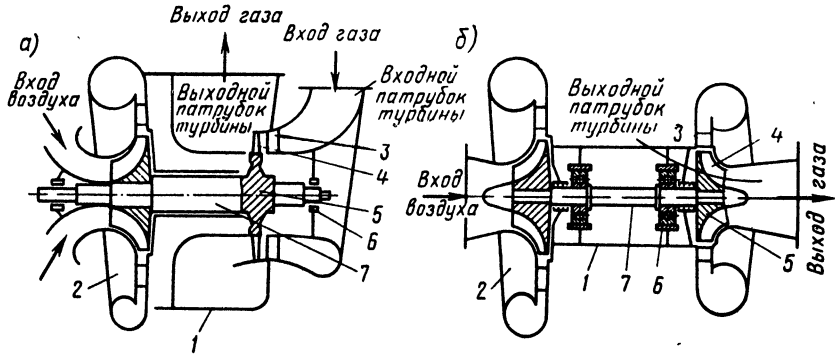


Рис. 17.2. Схемы турбокомпрессоров:

а — с осевой турбиной (ТК); *б* — с радиальной центростремительной турбиной (ТКР); *1* — корпус ТК; *2* — центробежный компрессор; *3* — направляющий аппарат турбины; *4* — рабочие лопатки турбины; *5* — диск турбины; *6* — подшипники; *7* — ротор ТК

системе наддува уменьшается давление в конце такта выпуска и снижается величина насосных потерь.

Таким образом, применение импульсной системы при относительно малом объеме трубопроводов и умеренном наддуве несколько улучшает мощностные и экономические характеристики двигателей по сравнению с системой наддува при постоянном давлении. Однако использование системы наддува при постоянном давлении значительно упрощает конструкцию выпускной системы. Поэтому для каждого конкретного случая выбор системы осуществляют с обязательным учетом ее преимуществ и недостатков.

17.3. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ТУРБОКОМПРЕССОРА

Технико-экономические показатели дизелей с наддувом в большой степени зависят от выбора геометрических и конструктивных параметров элементов проточной части турбокомпрессоров. Определение геометрических размеров элементов турбины и компрессора и их параметров, обеспечивающих требуемую производительность и напор при заданной эффективности, и является целью проведения газодинамического расчета.

Компрессор

В настоящее время наиболее распространенным типом центробежного компрессора, применяемого для турбокомпрессоров, является радиально-осевой компрессор полуоткрытого типа с радиальным расположением лопаток на выходе из рабочего колеса.

На рис. 17.3 представлена схема проточной части центробежного компрессора с лопаточным диффузором. На этом рисунке буквой

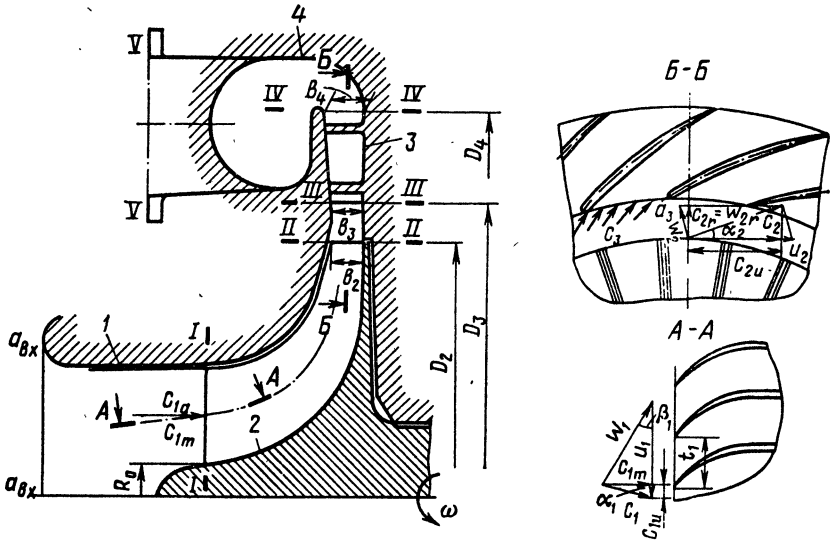


Рис. 17.3. Схема проточной части центробежного компрессора с лопаточным диффузором:

1 — входное устройство; *2* — рабочее колесо; *3* — диффузор; *4* — воздухосборник

c обозначена абсолютная, *w* — относительная, *u* — окружная скорости. Сечение $a_{вх}$ — $a_{вх}$ соответствует параметрам потока на входе в подводящий патрубок, *I* — *I* — перед входными кромками лопаток, *II* — *II* — за выходными кромками на диаметре D_2, *III* — *III* — на выходе из безлопаточного диффузора, *IV* — *IV* — на выходе из лопаточного диффузора и *V* — *V* — на выходе из воздухосборника. Окружные составляющие абсолютной скорости имеют индекс *u*, радиальные — *r*, осевые — *a*.

Компрессор рассчитывают для одного режима — или номинального или максимального крутящего момента.

Основными параметрами, характеризующими работу центробежной ступени, являются степень повышения давления в компрессоре $\pi_к$ и массовый расход воздуха $G_в$.

Эффективность ступени оценивается *изоэнтропическим* (*адиабатическим*) КПД $\eta_{ад.к}$ — отношением работы адиабатического сжатия к действительной работе сжатия. При проектировании компрессора надо исходить из требований, устанавливающих значения КПД в зависимости от наружного диаметра D_2 колеса компрессора (табл. 17.1).

Производительность компрессора (массовый расход воздуха через двигатель), кг/с, определяют по данным теплового расчета.

Объемный расход воздуха (нм^3/с)

$$Q_в = G_в/\rho_0, \qquad (17.4)$$

где ρ_0 — плотность воздуха, кг/м^3.

Таблица 17.1

Основные параметры и размеры	Типоразмеры					
	ТКР-7	ТКР-8,5	ТКР-11	ТКР-14	ТКР-18	ТКР-23
Номинальный базовый диаметр колеса компрессора, мм	70	85	110	140	180	230
Степень повышения давления	1,3 — 1,9		1,3 — 2,5		1,3 — 3,5	
Температура газов перед турбиной при длительной работе, °С, не более	650					
Максимальная температура газов перед турбиной, допускаемая в течение 1 ч, °С, не более	700					
КПД компрессора на заданном режиме, не менее:						
с лопаточным диффузором	Применение лопаточного диффузора не рекомендуется			0,75	0,76	0,78
с безлопаточным диффузором	0,66	0,68	0,70	0,72	0,72	0,74
КПД турбины, не менее	0,70	0,72	0,74	0,74	0,75	0,76

Для расчета компрессора сначала задаются параметрами окружающей среды (см. § 4.1).

Входное устройство и рабочее колесо. Температуры потока на выходе и входе патрубка компрессора (сечение I — I и $a_{вх}$ — $a_{вх}$, рис. 17.3) принимают равными, т. е. $T_{авх} = T_0 K$. Это условие выполняется, если пренебречь теплообменом с окружающей средой при движении воздуха от входного сечения патрубка к выходному.

Давление потока в сечении $a_{вх}$ — $a_{вх}$

$$p_{авх} = p_0 - \Delta p_{вс},$$

где $\Delta p_{вс} = 0{,}002$ — $0{,}006$ — потери давления на преодоление сопротивлений на всасывании в компрессор, МПа. Величина $\Delta p_{вс}$ зависит в основном от сопротивления воздушного фильтра и трубопроводов.

С целью снижения потерь энергии во входном устройстве ему придают форму конфузора, обеспечивающего непрерывное ускорение потока вдоль оси входного патрубка. Для осевого и коленообразного патрубков отношение между площадями входного и вы-

ходного сечений $F_{авх}/F_1 = 1{,}3 - 2{,}0$, а для радиально-кругового $F_{авх}/F_1 = 2{,}0 - 3{,}5$.

Для определения степени повышения давления $\pi_к$ в компрессоре кроме давления $p_{авх}$ необходимо знать величину давления воздуха $p_к$ на выходе из него: $\pi_к = p_к/p_{авх}$.

По значениям $Q_в$ и $\pi_к$ (рис. 17.4) определяют типоразмер турбокомпрессора, а по табл. 17.1 — номинальный базовый диаметр колеса компрессора D_2.

Для оценки напорных качеств компрессора используют коэффициент напора $\bar{H}_{ад.к}$, характеризующий эффективность использования окружной скорости колеса для совершения адиабатической работы сжатия и представляющий отношение адиабатической работы сжатия $L_{ад.к}$ (Дж/кг) к квадрату окружной скорости u_2 (м/с) на наружном диаметре колеса:

$$\bar{H}_{ад.к} = L_{ад.к}/u_2^2, \qquad (17.5)$$

где

$$L_{ад.к} = \frac{k}{k-1} R_в T_{a_{вх}} (\pi_к^{k-1/k} - 1). \qquad (17.6)$$

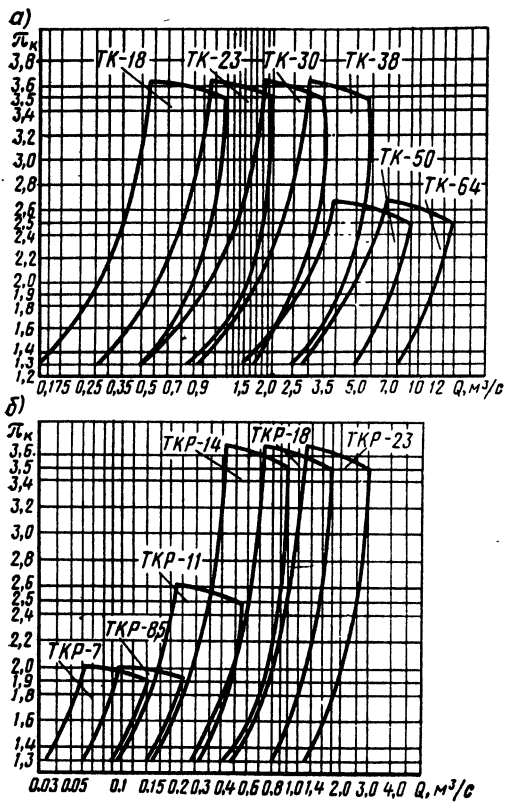


Рис. 17.4. Расходные характеристики турбокомпрессоров типов ТК (*а*) и ТКР (*б*)

Для полуоткрытых осерадиальных колес коэффициент напора $\bar{H}_{ад.к} = 0{,}56 - 0{,}64$ и зависит от наружного диаметра колеса D_2, окружной скорости u_2 и качества профилирования проточной части компрессора. Меньшие значения $\bar{H}_{ад.к}$ принимают для колес с $D_2 = 70 - 110$ мм, более высокие — с $D_2 > 110$ мм. В компрессорных ступенях с лопаточным диффузором величина $\bar{H}_{ад.к}$ выше на 0,02 — 0,04, чем при безлопаточном диффузоре.

Окружная скорость u_2 на наружном диаметре рабочего колеса определяется из уравнения (17.5)

$$u_2=\sqrt{L_{\text{ад.к}}/\bar{H}_{\text{ад.к}}}.$$

Величина окружной скорости колеса зависит от степени повышения давления воздуха в компрессоре $\pi_к$. В высоконапорных компрессорах $u_2=250-500$ м/с. Частота вращения компрессора $n_к=60u_2/(\pi D_2)$ мин$^{-1}$.

Параметры воздуха в выходном сечении $I-I$ (см. рис. 17.3) патрубка можно определить, если задаться абсолютной скоростью c_1 потока в этом сечении. Величина абсолютной скорости c_1 потока перед колесом может изменяться в широких пределах ($c_1=60-150$ м/с). Бóльшие значения абсолютной скорости c_1 принимают для компрессоров с высокими окружными скоростями ($u_2=300-500$ м/с). При осевом входе потока осевая составляющая абсолютной скорости c_{1a} перед колесом принимается равной абсолютной скорости c_1, т. е. $c_{1a}=c_1$.

Температура воздуха на входе в колесо (сечение $I-I$)

$$T_1=T_{a_{\text{вх}}}+\frac{c^2_{a_{\text{вх}}}-c_1^2}{2\frac{k}{k-1}R_{\text{в}}}=T_{a_{\text{вх}}}+\frac{c^2_{a_{\text{вх}}}-c_1^2}{2c_{\text{р}}}K, \qquad (17.7)$$

где $c_{\text{р}}$ — теплоемкость воздуха при постоянном давлении, Дж/(кг·К).

Относительные потери в воздухоподводящем патрубке компрессора оценивают коэффициентом потерь $\xi_{\text{вх}}$. Для патрубков с осевым входом $\xi_{\text{вх}}=0{,}03-0{,}06$, для коленообразных патрубков $\xi_{\text{вх}}=0{,}10-0{,}15$. Задавшись величиной $\xi_{\text{вх}}$, определяют потери в воздухоподводящем патрубке компрессора (Дж/кг):

$$L_{r_{\text{вх}}}=\xi_{\text{вх}}c_1^2/2. \qquad (17.8)$$

Показатель политропы $n_{\text{вх}}$ на участке входа воздуха в компрессор определяют из выражения

$$\frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{вх}}-1}=\frac{k}{k-1}-\frac{L_{r_{\text{вх}}}}{R_{\text{в}}(T_1-T_{a_{\text{вх}}})}. \qquad (17.9)$$

Давление воздуха перед колесом компрессора

$$p_1=p_{a_{\text{вх}}}(T_1/T_{a_{\text{вх}}})^{n_{\text{вх}}/(n_{\text{вх}}-1)}.$$

Площадь F_1 (м^2) поперечного сечения входа в рабочее колесо при известном значении ρ_1 определяют по расходу воздуха $G_{\text{в}}$ и абсолютной скорости c_1 потока в сечении $I-I$:

$$F_1=G_{\text{в}}/(c_1\rho_1).$$

Диаметр рабочего колеса (м) на входе в компрессор

$$D_1 = \sqrt{\frac{F_1}{0{,}785\,[1-(D_0/D_1)^2]}},$$

где D_0 — диаметр втулки рабочего колеса, м.

Величина D_0/D_1 в выполненных конструкциях изменяется в пределах 0,25 — 0,60.

Диаметр D_0 втулки колеса

$$D_0 = D_1 D_0/D_1.$$

Одним из основных конструктивных параметров компрессора является отношение D_1/D_2, называемое *относительным диаметром* колеса на входе. Для большинства созданных конструкций центробежных компрессоров $D_1/D_2 = 0{,}5$ — $0{,}7$. Отношение D_1/D_2 выбирают предельно наибольшим для уменьшения габаритных размеров компрессора.

По известным значениям D_1 и D_0 определяют средний диаметр на входе в колесо

$$D_{1ср} = \sqrt{(D_1^2 + D_0^2)/2}$$

и относительный средний диаметр входного сечения колеса

$$\bar{D}_{1ср} = D_{1ср}/D_2.$$

Работа, затрачиваемая на сжатие воздуха в компрессоре, его КПД и напор зависят от числа лопаток колеса. Строгих и однозначных рекомендаций по выбору числа лопаток нет. В выполненных конструкциях компрессоров для наддува автомобильных и тракторных двигателей $z_л = 12$ — 16, для колес малых диаметров ($D_2 = 70$ — 100 мм) принимают меньшие значения $z_л$.

При бесконечном числе лопаток работа сжатия (Дж/кг) без закрутки потока на входе в колесо

$$L'_п = u_2^2.$$

При конечном числе лопаток работа сжатия $L_п$ отличается от работы $L_п$. Это отличие оценивают коэффициентом мощности

$$\mu = L_п/L'_п = c_{2u}/u_2. \qquad (17.10)$$

Коэффициент мощности μ для осерадиальных колес в области расчетных режимов можно определить с достаточной точностью по формуле П. К. Казанджана

$$\mu=\frac{1}{1+\frac{2}{3}\frac{\pi}{z_л}\frac{1}{1-(D_{1ср}/D_2)^2}}. \qquad (17.11)$$

Из выражения (17.10) следует, что окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из колеса $c_{2u}=\mu u_2$. Радиальная скорость c_{2r} определяется из заданного соотношения c_{2r}/u_2. В выполненных компрессорах $c_{2r}=(0{,}25 — 0{,}40)u_2$ м/с. Абсолютная скорость (м/с) воздуха на выходе из колеса находится из треугольника скоростей (см. рис. 17.3): $c_2=\sqrt{c_{2u}^2+c_{2r}^2}$. Обычно $c_2=(0{,}90 — 0{,}97)u_2$ м/с.

Температуру воздуха (К) на выходе из рабочего колеса можно определить из уравнения

$$T_2=T_1+(\mu+\alpha_f-\mu^2/2)u_2^2/c_p, \qquad (17.12)$$

где α_f — коэффициент дисковых потерь (для полуоткрытых колес $\alpha_f=0{,}04 — 0{,}08$).

При определении давления p_2 воздушного потока на выходе из колеса показатель политропы сжатия воздуха $n_т$ определяют по эмпирическим зависимостям или принимают по опытным данным. В выполненных конструкциях компрессоров $n_т=1{,}4 — 1{,}6$.

Давление воздуха за колесом

$$p_2=p_1(T_2/T_1)^{n_т/(n_т-1)}. \qquad (17.13)$$

По значениям p_2 и T_2 можно определить плотность ρ_2 воздушного потока и найти ширину (м) рабочих лопаток колеса на диаметре D_2 (см. рис. 17.3):

$$b_2=G_в/(\pi D_2 c_{2r}\rho_2). \qquad (17.14)$$

Относительная ширина лопаток $\bar{b}_2=b_2/D_2$. Максимальный КПД компрессора обычно обеспечивается при $\bar{b}_2=0{,}04 — 0{,}07$.

Существующие малоразмерные компрессоры выполняют с относительной шириной колеса $\bar{B}=B/D_2=0{,}25 — 0{,}35$. Ширина колеса B зависит в основном от технологии изготовления и геометрических размеров колеса. Чем меньше D_2, тем труднее обеспечить плавный поворот потока в меридиональном сечении, тем шире должно быть колесо. Ориентировочно можно принять $\bar{B}\leqslant 0{,}3$ или $D_2>110$ мм и $\bar{B}\geqslant 0{,}3$ при $D_2\leqslant 110$ мм. Однако увеличение $\bar{B}$ свыше 0,35 не приводит к заметному повышению КПД компрессора.

Диффузоры и воздухосборник. Воздушный поток на выходе из колеса имеет высокую кинетическую энергию. В диффузоре кинети-

ческая энергия преобразуется в потенциальную за счет торможения потока.

Ширина b_3 безлопаточной части диффузора принимается по известному значению высоты b_2 лопаток компрессора на выходе, т. е. $b_3=(0{,}90 — 1{,}0)b_2$. Если за безлопаточным диффузором следует лопаточный, то принимают $b_3=b_2$.

Наружный диаметр D_3 безлопаточного диффузора $D_3=(1{,}05 — 1{,}20)D_2$. При отсутствии лопаточного диффузора $\bar{D}_3=1{,}4 — 1{,}8$.

Абсолютная скорость (м/с) на выходе из безлопаточного диффузора в первом приближении

$$c_3=\frac{c_2}{\bar{D}_3}\frac{b_2}{b_3}. \qquad (17.15)$$

В компрессорах, в которых за безлопаточным следует лопаточный диффузор, отношение $c_2/c_3=1{,}08 — 1{,}25$. При одном безлопаточном диффузоре $c_2/c_3=1{,}65 — 2{,}2$.

При газодинамическом расчете лопаточного диффузора по принятым конструктивным размерам определяют температуру, давление и скорость движения воздушного потока в межлопаточных каналах.

Применение лопаточного диффузора позволяет повысить максимальное значение КПД и коэффициента напора компрессора по сравнению с безлопаточным диффузором за счет уменьшения потерь.

Наружный диаметр D_4 лопаточного диффузора определяют в зависимости от величины D_2, т. е. $D_4=(1{,}35 — 1{,}70)D_2$. Ширину b_4 лопаточного диффузора на выходе принимают равной b_3 или несколько большей, т. е. $b_4\geqslant b_3$. Если велики потери на трение, желательно выполнять диффузор со стенками, расходящимися под углом $\nu=5 — 6°$.

Ширина (м) лопаточного диффузора на выходе

$$b_4=b_3+(D_4-D_3)\operatorname{tg}\nu/2. \qquad (17.16)$$

Давление за лопаточным диффузором

$$p_4=p_{\text{авх}}\pi_{\text{х}}.$$

Для определения температуры T_4 необходимо определить показатель политропы сжатия $n_{\text{д}}$ в диффузоре. В щелевом и лопаточном диффузорах $n_{\text{д}}=1{,}6 — 1{,}8$.

Температура (К) за диффузором

$$T_4=T_2(p_4/p_2)^{(n_{\text{д}}-1)/n_{\text{д}}}.$$

Скорость воздушного потока (м/с) на выходе из лопаточного диффузора определяют из уравнения энергии:

$$c_4=\sqrt{c_2^2-(T_4-T_2)2c_p}. \qquad (17.17)$$

Из лопаточного диффузора центробежного компрессора воздух поступает в воздухосборник, позволяющий подвести поток к впускному трубопроводу с минимальными потерями энергии.

Из применяемых воздухосборников наибольший КПД имеет воздухосборник, выполненный в виде несимметричной улитки.

Площадь поперечного сечения воздухосборника в выходном сечении иногда принимают такой, чтобы скорость воздуха была равна или близка его скорости на выходе из лопаточного диффузора, т. е. $c_4 \approx c_5$.

Потери напора $L_{гул}$ (Дж/кг) в улитке (воздухосборнике)

$$L_{гул}=\xi_{ул}c_4^2/2, \qquad (17.18)$$

где $\xi_{ул}=0{,}1$ — $0{,}3$ — коэффициент потерь в улитке.

Имея в виду, что $c_5 \approx c_4$, температуру T_5 на выходе из улитки с известным приближением можно принять равной температуре T_4 на выходе из лопаточного диффузора, т. е. $T_5 \approx T_4$.

Давление (МПа) на выходе из улитки

$$p_5=p_4\left(1-\frac{L_{гул}}{R_в T_5}\frac{k-1}{k}\right)^{k/(k-1)}. \qquad (17.19)$$

Скорость потока в улитке можно понизить, выполнив выходной патрубок воздухосборника диффузорным (рис. 17.5). В этом случае несколько повышается давление p_5.

Основные параметры компрессора. Давление p_5 на выходе из улитки компрессора соответствует давлению $p_к$ наддувочного воздуха перед входом во впускной трубопровод двигателя, т. е. принимают $p_5=p_к$.

Полученное давление p_5 на выходе из компрессора не должно отличаться от принятого в тепловом расчете двигателя давления $p_к$ более чем на 2 — 4%. В противном случае необходимо произвести повторный расчет компрессора, изменив параметры, определяющие его напор.

Действительная степень повышения давления в компрессоре

$$\pi_к=p_5/p_{a_{вх}}=p_к/p_{a_{вх}}.$$

Адиабатическая работа (Дж/кг), определенная по действительной степени повышения давления:

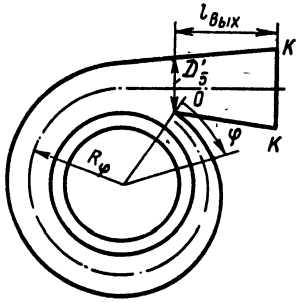


Рис. 17.5. Схема улитки

$$L_{ад.к}=\frac{k}{k-1}R_в T_{a_{вх}}(\pi_к^{(k-1)/k}-1).$$

Адиабатический КПД компрессора

$$\eta_{ад.к}=T_0(\pi_к^{(k-1)/k}-1)/(T_5-T_0). \quad (17.20)$$

Полученное значение КПД компрессора должно удовлетворять требованиям для нагнетателей данного типоразмера (см. табл. 17.1).

Коэффициент напора

$$\bar{H}_{ад.к}=L_{ад.к}/u_2^2.$$

Величина $\bar{H}_{ад.к}$ не должна отличаться от принятого в расчете $\bar{H}_{ад.к}$ более чем на 2 — 4%.

Мощность (кВт), затрачиваемая на привод компрессора:

$$N_к=L_{ад.к}G_в/(1000\eta_{ад.к}). \quad (17.21)$$

Газовая турбина

В комбинированных двигателях внутреннего сгорания применяют осевые и радиальные турбины. В атомобильных и тракторных двигателях в основном используют малоразмерные одноступенчатые радиальные турбины. При небольших расходах газа и высоких окружных скоростях радиальные турбины имеют более высокий КПД, чем осевые. Поэтому радиальные турбины применяют для турбокомпрессоров меньших типоразмеров (см. табл. 17.1). Осевые турбины применяют при диаметрах колес турбокомпрессоров 180 мм и выше.

Входной направляющий аппарат малоразмерных турбин для автомобильных и тракторных двигателей может быть лопаточным или безлопаточным. При безлопаточном направляющем аппарате расчетные параметры газового потока на входе в рабочее колесо обеспечиваются специальным профилированием улиточной части корпуса турбины.

Рабочие колеса газовых турбин выполняют обычно осерадиальными (рис. 17.6). Такая конструкция колеса обеспечивает наиболее полное срабатывание энергии выпускных газов.

На рис. 17.6 буквой c обозначены абсолютные скорости, w — относительные, u — окружные. Сечение $0-0$ относится к параметрам газа перед турбиной, $I-I$ — на выходе газа из направляющего аппарата (перед входными кромками рабочих лопаток), $II-II$ — к параметрам газа за турбиной. Окружные составля-

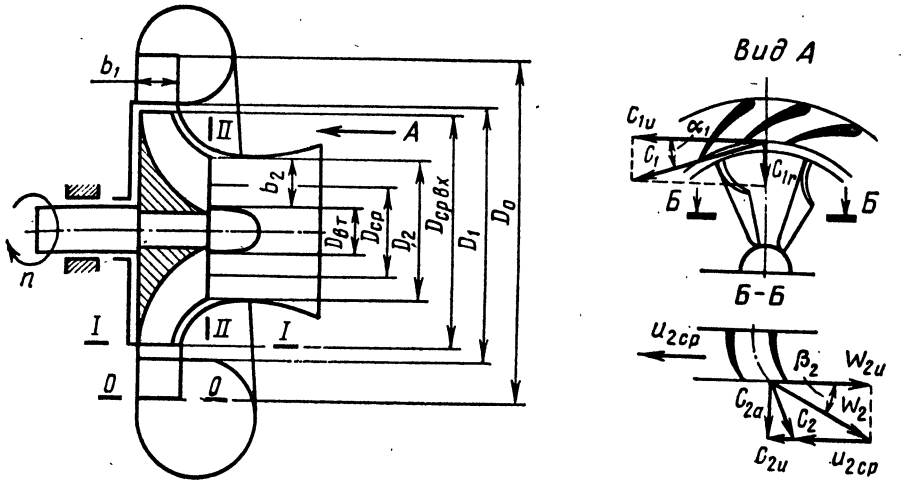


Рис. 17.6. Схема проточной части радиальной турбины

ющие абсолютной скорости имеют индекс u, радиальные — r и осевые — a.

При газодинамическом расчете турбины исходными данными являются результаты предыдущих расчетов (теплового расчета двигателя и компрессора).

В свободном турбокомпрессоре совместная работа газовой турбины и компрессора обеспечивается:

при соответствии частоты вращения ротора турбины частоте вращения ротора компрессора:

$$n_т = n_к;$$

при равенстве мощностей турбины и компрессора:

$$N_т = N_к;$$

при наличии определенной зависимости между расходами газа через турбину $G_г$, воздуха через компрессор $G_в$ и воздуха и топлива через двигатель:

$$G_г = G_в\left(1+\frac{1}{\alpha\varphi_п l_0}\right), \qquad (17.22)$$

где $G_т$ — количество выпускных газов, поступающих на турбину от двигателя, кг/с.

Температуру газов перед турбиной можно определить по данным теплового расчета двигателя из уравнения теплового баланса

по температуре выпускных газов $T_р$. Величина $T_р$ зависит в основном от параметров газа в конце процесса расширения, от коэффициента избытка воздуха α, давления в ресивере, теплообмена в выпускном тракте и других факторов. Точно определить температуру $T_р$ газа трудно, поэтому ее находят по приближенной зависимости без учета работы газов в цилиндре во время выпуска и гидравлических потерь в выпускных органах:

$$T_р = \frac{1}{m} T_b \left[1 + \frac{p_р}{p_b} (m-1) \right], \qquad (17.23)$$

где $m = 1{,}3 \div 1{,}5$ — средний показатель политропы расширения газов в цилиндре во время выпуска; $p_р$ — давление газа в выпускном патрубке, МПа.

Температуру выпускных газов $t'_р$, состоящих из смеси отработавших газов с продувочным воздухом, определяют методом последовательных приближений из выражения

$$c'_р t'_р = \frac{\mu_0 c''_р t_р + c_р (\varphi_п - 1) t_к}{\mu_0 + \varphi_п - 1},$$

где $c''_р$, $c_р$, $c'_р$ — мольные теплоемкости соответственно продуктов сгорания при температуре $t_р$, воздуха при температуре $t_к$ и смеси продуктов сгорания с воздухом при температуре $t'_р$.

Температуру $T_т$ газа перед турбиной с известным приближением можно принять равной температуре выпускных газов $T_р$, т. е. $T_т = T_р$. Необходимо иметь в виду, что температура газа перед турбиной при длительной работе двигателя не должна превосходить допустимых значений, указанных в табл. 17.1.

Противодавление p_2 за турбиной обычно принимают на основании опытных данных. Величина p_2 зависит в основном от длины и конфигурации отводящего трубопровода и гидравлических сопротивлений глушителя.

Для оценки КПД турбины $\eta_т$ можно воспользоваться рекомендациями табл. 17.1 в соответствии с принятым типоразмером турбокомпрессора (см. расчет компрессора). Общий КПД $\eta_т$ турбины включает все механические потери в турбокомпрессоре.

Эффективность турбокомпрессора оценивают коэффициентом полезного действия, представляющим собой произведение КПД турбины и компрессора.

Таким образом, КПД турбокомпрессора

$$\eta_{тк} = \eta_т \eta_{ад.к}. \qquad (17.24)$$

Для современных турбокомпрессоров $\eta_{тк} = 0{,}48 — 0{,}62$.

Давление $p_т$ газа перед турбиной определяют из баланса мощности на валу турбокомпрессора ($N_к = N_т$):

$$p_т = \frac{p_2}{\left(1 - \frac{k_т - 1}{k_т} \cdot \frac{L_{ад.к} G_в}{\eta_т \eta_{ад.к} R_т T_т G_т}\right)^{k_т/(k_т - 1)}}, \qquad (17.25)$$

где $\eta_т$ — общий КПД турбины (принимается ориентировочно).

Направляющий аппарат. В направляющем аппарате турбин автомобильных и тракторных двигателей обычно срабатывается лишь часть подводимой энергии газа. Поэтому они являются реактивными. Перераспределение теплоперепада в ступени турбины характеризуется степенью реактивности $\rho_т$, которая представляет отношение теплоперепада, срабатываемого в рабочем колесе, к общему теплоперепаду. Для радиально-осевых турбин оптимальная степень реактивности $\rho_т = 0{,}45 — 0{,}55$.

Полная адиабатическая работа расширения газа (Дж/кг) в турбине

$$L_{ад.т} = L_{ад.к} G_в / (\eta_т \eta_{ад.к} G_т). \qquad (17.26)$$

Адиабатическая работа расширения в направляющем аппарате

$$L_с = (1 - \rho_т) L_{ад.т}.$$

Абсолютная скорость c_1 (м/с) газа перед рабочим колесом

$$c_1 = \varphi_c \sqrt{2 L_c}, \qquad (17.27)$$

где φ_c — коэффициент скорости, учитывающий потери в направляющем аппарате. Для радиально-осевых турбин с диаметром колес 80 — 180 мм $\varphi_c = 0{,}92 — 0{,}96$.

После нахождения абсолютной скорости c_1 определяют температуру T_1 газа на выходе из направляющего аппарата (сопла):

$$T_1 = T_т - \frac{c_1^2}{2 k_т R_т / (k_т - 1)}.$$

Характер течения газа в проточной части направляющего аппарата турбины определяется числом Маха:

$$M_1 = c_1 / a_1 = c_1 / \sqrt{k_т R_т T_1}, \qquad (17.28)$$

где a_1 — скорость звука, м/с.

Если $M_1 < 1$, то поток газа — дозвуковой и сопло турбины должно быть конфузорного типа (суживающееся).

Для определения радиальной c_{1r} и окружной c_{1u} составляющих абсолютной скорости c_1 необходимо задаться величиной угла α_1 выхода газового потока из направляющего аппарата. Величина угла α_1 изменяется в широких пределах ($\alpha_1 = 12 - 27°$) и принимается исходя из условия получения максимального значения КПД турбины.

Радиальная и окружная составляющие абсолютной скорости газа (м/с) перед рабочим колесом (рис. 17.6)

$$c_{1r} = c_1 \sin \alpha_1;\ c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1.$$

Окружной скоростью u_1 на наружном диаметре колеса обычно задаются, стремясь обеспечить оптимальную величину параметра быстроходности турбины:

$$\chi = u_1 / c_{ад}, \qquad (17.29)$$

где $c_{ад} = \sqrt{2L_{ад.т}}$ — условная адиабатическая скорость истечения газа, м/с.

Значение χ должно находиться в диапазоне 0,65 — 0,70. Величину u_1 обычно принимают несколько большей скорости u_{1u}, чтобы повысить КПД турбины. При этом условии угол входа потока на лопатки рабочего колеса будет больше 90°:

$$\beta_1 = 90° + \operatorname{arctg} \frac{u_1 - c_{1u}}{c_{1r}}.$$

Значение β_1 должно находиться в интервале 75 — 110°. Если β_1 выходит за эти пределы, то необходимо скорректировать α_1 и $\rho_т$.

Относительная скорость потока (м/с)

$$w_1 = c_{1r} / \sin \beta_1.$$

Наружный диаметр (м) рабочего колеса

$$D_1 = 60u_1 / (\pi n_т).$$

Входной диаметр направляющего аппарата определяется величиной D_0/D_1, которая в выполненных конструкциях турбин изменяется в пределах 1,3 — 1,5:

$$D_0 = D_1 (D_0/D_1).$$

В рассматриваемых типах турбин число направляющих лопаток $z_1 \leqslant 20$.

Потери энергии в направляющем аппарате (Дж/кг) зависят от c_1 и φ_c:

$$\Delta L_c = (1/\varphi_c^2 - 1)\, c_1^2/2. \qquad (17.30)$$

Установив величину потерь ΔL_c, можно найти отношение

$$\frac{n_c}{n_c - 1} = \frac{k_т}{k_т - 1} + \frac{\Delta L_c}{R_т (T_т - T_1)} \qquad (17.31)$$

и, следовательно, определить давление газа на выходе из направляющего аппарата

$$p_1 = p_т (T_1/T_т)^{n_c/(n_c-1)},$$

где n_c — показатель политропы расширения в направляющем аппарате.

Плотность газового потока (кг/м^3) на выходе из направляющего аппарата

$$\rho_1 = p_1 10^6/(R_т T_1).$$

Ширина лопаток (м) направляющего аппарата определяется из уравнения неразрывности:

$$b_1' = G_т/(\pi D_1 \rho_1 c_1 \sin \alpha_1). \qquad (17.32)$$

Рабочее колесо. В межлопаточных каналах одноступенчатого рабочего колеса процесс преобразования потенциальной энергии газового потока в кинетическую заканчивается.

Величина адиабатической работы расширения газа в колесе турбины определяется степенью ее реактивности:

$$L_{рк} = \rho_т L_{ад.т}. \qquad (17.33)$$

Конструктивные параметры рабочего колеса приведены в табл. 17.2.

Для радиально-осевых колес с диаметром $D_1 = 70 — 140$ мм число лопаток составляет $z_2 = 10 — 18$. Рекомендуется колеса с наружным диаметром $D_1 = 70 — 85$ мм проектировать с числом лопаток $z_2 = 10 — 12$, а с диаметром $D_1 = 110 — 140$ мм — с числом лопаток $z_2 = 13 — 18$.

Относительная средняя скорость газа на выходе из рабочего колеса

$$w_2 = \psi \sqrt{w_1^2 + 2L_{рк} - u_1^2 (1 - \bar{D}_{2ср}^2)}, \qquad (17.34)$$

где ψ — коэффициент скорости, учитывающий потери в рабочем колесе турбины (для осерадиальных турбин $\psi = 0{,}80 — 0{,}85$); $\bar{D}_{2ср} = D_{2ср}/D_1$ — относительный среднеквадратичный диаметр колеса на выходе.

Таблица 17.2

Наименование	Формула	Пределы изменения
Внутренний диаметр	$D_2=D_1\left(\frac{D_2}{D_1}\right)$	$\frac{D_2}{D_1}=0{,}70-0{,}82$
Втулочный диаметр	$D_{вт}=D_1\left(\frac{D_{вт}}{D_1}\right)$	$\frac{D_{вт}}{D_1}=0{,}2-0{,}3$
Среднеквадратичный диаметр колеса на выходе	$D_{2ср}=\sqrt{\frac{D_2^2+D_{вт}^2}{2}}$	
Ширина лопаток колеса на входе	$b_1=b_1'$	
Ширина колеса	$B=D_1\left(\frac{B}{D_1}\right)$	$\frac{B}{D_1}=0{,}30-0{,}35$

Окружная скорость колеса (м/с)

$$u_{2ср}=u_1D_{2ср}/D_1.$$

Считая выход потока газа осевым ($c_2=c_{2a}$), из треугольника скоростей (см. рис. 17.6) находят абсолютную скорость (м/с) на выходе из колеса

$$c_2=\sqrt{w_2^2-u_{2ср}^2}.$$

Температура газа (К) на выходе из колеса

$$T_2=T_1-\frac{1}{\frac{k_т}{k_т-1}R_т}\left[(1-\alpha_f)u_1^2-\frac{c_1^2-c_2^2}{2}\right], \qquad (17.35)$$

где $\alpha_f=0{,}04-0{,}08$ — коэффициент дисковых потерь.

Адиабатический КПД турбины без учета потерь с выходной скоростью

$$\eta'_{ад.т}=\frac{T_т-T_2}{T_т\left[1-(p_2/p_т)^{(k_т-1)/k_т}\right]}. \qquad (17.36)$$

Если учесть потери с выходной скоростью, то

$$\eta_{ад.т}=\eta'_{ад.т}-c_2^2/(2L_{ад.т}).$$

Доля потери с выходной скоростью при отсутствии диффузора и больших углах α_1 может быть весьма значительной.

Общий КПД турбины определяется с учетом всех гидравлических и механических потерь:

$$\eta_т = \eta_{ад.т}\eta_{тк.мех},$$

$\eta_{тк.мех}$ — механический КПД турбокомпрессора (для автомобильных и тракторных турбокомпрессоров $\eta_{тк.мех}=0{,}92$ — $0{,}96$).

Расчетная величина $\eta_т$ не должна отличаться более чем на 2 — 4% от ранее принятой при определении адиабатической работы газа в турбине [см. формулу (17.25)]. В противном случае требуется повторить расчет, изменив газодинамические и конструктивные параметры турбины.

Мощность, развиваемая турбиной (кВт),

$$N_т = L_{ад.т}G_г\eta_т/1000 \qquad (17.37)$$

должна соответствовать мощности $N_к$, потребляемой компрессором, т. е. $N_т = N_к$.

17.4. ПРИБЛИЖЕННЫЙ РАСЧЕТ КОМПРЕССОРА И ТУРБИНЫ

Выбрать основные параметры и рассчитать турбокомпрессор для четырехтактного дизеля мощностью $N_e=233$ кВт при частоте вращения $n=2600$ мин$^{-1}$. Тепловой расчет двигателя приведен в § 5.3.

Расчет компрессора. Параметры окружающей среды и физические константы для воздуха приняты по данным теплового расчета (см. § 4.1). Компрессор радиально-осевой с лопаточным диффузором, одноступенчатый.

Массовый расход воздуха через двигатель

$$G_в = \frac{\alpha\varphi_п l_0 N_e g_e}{36\cdot 10^5} = \frac{1{,}7\cdot 1{,}0\cdot 14{,}452\cdot 233\cdot 220}{36\cdot 10^5} = 0{,}35 \text{ кг/с},$$

$\varphi_п=1{,}0$ — коэффициент продувки.

Плотность воздуха на входе в компрессор

$$\rho_0 = p_0\cdot 10^6/(R_в T_0) = 0{,}1\cdot 10^6/(287\cdot 293) = 1{,}19 \text{ кг/м}^3.$$

Объемный расход воздуха через компрессор

$$Q_в = G_в/\rho_0 = 0{,}35/1{,}19 = 0{,}294 \text{ нм}^3/\text{с}.$$

Расчет входного устройства и рабочего колеса. Температура воздуха в сечении $a_{вх}-a_{вх}$ (см. рис. 17.3)

$$T_{a_{вх}} = T_0 = 293 \text{ К}.$$

Давление воздуха в сечении $a_{вх} - a_{вх}$

$$p_{a_{вх}} = p_0 - \Delta p_{вс} = 0{,}1 - 0{,}005 = 0{,}095 \text{ МПа},$$

где $\Delta p_{вс} = 0{,}005$ — потери давления на всасывании в компрессор, МПа.

Степень повышения давления воздуха в компрессоре

$$\pi_к = p_к / p_{a_{вх}} = 0{,}17/0{,}095 = 1{,}79,$$

где $p_к = 0{,}17$ МПа — давление наддувочного воздуха (см. тепловой расчет дизеля).

По известным значениям $Q_в$ и $\pi_к$, используя графические зависимости (см. рис. 17.4), определяем типоразмер турбокомпрессора — ТКР-11, а по табл. 17.1 находим номинальный базовый диаметр колеса компрессора — $D_2 = 0{,}11$ м $= 110$ мм.

Адиабатическая работа сжатия в компрессоре

$$L_{ад.к} = \frac{k}{k-1} R_в T_{a_{вх}} (\pi_к^{(k-1)/k} - 1) =$$

$$= \frac{1{,}4}{1{,}4-1} 287 \cdot 293 (1{,}79^{(1{,}4-1)/1{,}4} - 1) = 53\,400 \text{ Дж/кг}.$$

Окружная скорость на наружном диаметре колеса компрессора

$$u_2 = \sqrt{L_{ад.к} / \bar{H}_{ад.к}} = \sqrt{53400/0{,}60} = 298 \text{ м/с},$$

где $\bar{H}_{ад.к} = 0{,}6$ — коэффициент напора.

Частота вращения колеса компрессора

$$n_к = 60u^2/(\pi D_2) = 60 \cdot 298/(3{,}14 \cdot 0{,}11) = 51\,600 \text{ мин}^{-1}.$$

Температура воздуха на входе в колесо компрессора (сечение $I - I$)

$$T_1 = T_{a_{вх}} + \frac{c_{a_{вх}}^2 - c_1^2}{2c_p} = 293 + \frac{40^2 - 80^2}{2 \cdot 1005} = 290{,}6 \text{ К},$$

где $c_{a_{вх}} = 40$ — скорость воздуха во входном сечении, м/с; $c_1 = 80$ — абсолютная скорость потока перед колесом, м/с; $c_p = 1005$ — теплоемкость воздуха при постоянном давлении, Дж/(кг · К).

Потери в воздухоподводящем патрубке компрессора

$$L_{r_{вх}} = \xi_{вх} c_1^2/2 = 0{,}04 \cdot 80^2/2 = 128 \text{ Дж/кг},$$

где $\xi_{вх}$ — 0,04 — коэффициент потерь для патрубков с осевым входом.

Показатель политропы $n_{вх}$ на участке входа воздуха в компрессор определяем из выражения

$$\frac{n_{вх}}{n_{вх}-1}=\frac{k}{k-1}-\frac{L_{r_{вх}}}{R_в(T_1-T_{a_{вх}})}=\frac{1,4}{1,4-1}-\frac{128}{287(290,6-293)}=$$

$$=3,686,$$

откуда $n_{вх}=1,37$.

Давление перед колесом компрессора

$$p_1=p_{a_{вх}}(T_1/T_{a_{вх}})^{n_{вх}/(n_{вх}-1)}=0,095\,(290,6/293)^{1,37/(1,37-1)}=$$

$$=0,0915 \text{ МПа}.$$

Плотность воздуха в сечении $I-I$

$$\rho_1=p_1\cdot 10^6/(R_в T_1)=0,0915\cdot 10^6/(287\cdot 290,6)=1,1 \text{ кг/м}^3.$$

Площадь поперечного сечения $I-I$

$$F_1=G_в/(c_1\rho_1)=3,5/(80\cdot 1,1)=0,00397 \text{ м}^2.$$

Диаметр рабочего колеса на входе в компрессор

$$D_1=\sqrt{F_1/\{0,785\,[1-(D_0/D_1)^2]\}}=$$

$$=\sqrt{0,00397/[0,785(1-0,3^2)]}=0,0745 \text{ м}=74,5 \text{ мм},$$

где D_0/D_1 — 0,3 — отношение диаметра втулки колеса к его диаметру на входе.

Диаметр втулки рабочего колеса компрессора

$$D_0=D_1D_0/D_1=0,0745\cdot 0,3=0,0223 \text{ м}=22,3 \text{ мм}.$$

Относительный диаметр втулки рабочего колеса

$$\bar{D}_0=D_0/D_2=0,0223/0,11=0,203.$$

Относительный диаметр колеса на входе

$$\bar{D}_1=D_1/D_2=0,0745/0,11=0,675.$$

Относительный средний диаметр на входе в колесо

$$\bar{D}_{1ср}=\sqrt{(\bar{D}_0^2+\bar{D}_1^2)/2}=\sqrt{(0,203^2+0,675^2)/2}=0,5.$$

Коэффициент мощности для осерадиальных колес

$$\mu = 1 \Big/ \left[1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{z_л} \frac{1}{(1 - \bar{D}^2_{1ср})} \right] =$$

$$= 1 \Big/ \left[1 + \frac{2}{3} \frac{3{,}14}{16} \frac{1}{(1 - 0{,}5^2)} \right] = 0{,}85,$$

где $z_л = 16$ — число лопаток рабочего колеса компрессора.

Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из колеса

$$c_{2u} = \mu u_2 = 0{,}85 \cdot 298 = 254 \text{ м/с}.$$

Радиальная составляющая абсолютной скорости

$$c_{2r} = 0{,}3 u_2 = 0{,}3 \cdot 298 = 89{,}5 \text{ м/с}.$$

Абсолютная скорость воздуха на выходе из колеса (см. рис. 17.3)

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2} = \sqrt{254^2 + 89{,}5^2} = 269 \text{ м/с}.$$

Отношение $c_2/u_2 = 269/298 = 0{,}905$ лежит в допускаемых пределах.

Температура воздуха на выходе из колеса

$$T_2 = T_1 + (\mu + \alpha_f - \mu^2/2) u_2^2 / c_p = 290{,}6 + (0{,}85 + 0{,}05 -$$

$$- 0{,}85^2/2) \cdot 298^2 / 1005 = 339{,}5 \text{ К},$$

где $\alpha_f = 0{,}05$ — коэффициент дисковых потерь.

Показателем политропы сжатия в рабочем колесе задаемся: $n_л = 1{,}5$.

Давление воздуха на выходе из колеса

$$p_2 = p_1 (T_2/T_1)^{n_л/(n_л - 1)} = 0{,}0915 (339{,}5/290{,}6)^{1{,}5/(1{,}5-1)} =$$

$$= 0{,}146 \text{ МПа}.$$

Плотность воздуха за рабочим колесом

$$\rho_2 = p_2 \cdot 10^6 / (R_в T_2) = 0{,}146 \cdot 10^6 / (287 \cdot 339{,}5) = 1{,}49 \text{ кг/м}^3.$$

Высота лопаток рабочего колеса на диаметре D_2 (см. рис. 17.3)

$$b_2 = G_2 / (\pi D_2 c_{2r} \rho_2) = 0{,}35 / (3{,}14 \cdot 0{,}11 \cdot 89{,}5 \cdot 1{,}49) = 0{,}0076 \text{ м} = 7{,}6 \text{ мм}.$$

Относительная высота лопаток в выходном сечении колеса

$$\bar{b}_2 = b_2 / D_2 = 0{,}0076 / 0{,}11 = 0{,}069.$$

Относительная ширина колеса компрессора

$$\bar{B}=B/D_2=0{,}033/0{,}11=0{,}3,$$

где $B=0{,}033$ — ширина колеса компрессора, м.

Расчет диффузоров и воздухосборника. Ширину безлопаточной части диффузора принимаем равной высоте лопаток колеса на выходе (см. рис. 17.3):

$$b_3=b_2=0{,}0076 \text{ м}=7{,}6 \text{ мм}.$$

Наружный диаметр безлопаточного диффузора

$$D_3=D_2\bar{D}_3=0{,}11\cdot 1{,}14=0{,}125 \text{ м}=125 \text{ мм},$$

где $\bar{D}_3=D_3/D_2=1{,}14$ — относительный наружный диаметр безлопаточного диффузора.

Абсолютная скорость на выходе из безлопаточного диффузора

$$c_3=\frac{c_2}{\bar{D}_3}\cdot\frac{b_2}{b_3}=\frac{269}{1{,}14}\cdot\frac{0{,}0076}{0{,}0076}=236 \text{ м/с}.$$

Отношение $c_2/c_3=1{,}14$ не превышает допустимых значений.

Давление за лопаточным диффузором

$$p_4=p_{a_{вх}}\pi_к=0{,}095\cdot 1{,}79=0{,}17 \text{ МПа}.$$

Показатель политропы сжатия в диффузорах принимаем $n_д=1{,}7$.

Температура воздуха за лопаточным диффузором

$$T_4=T_2(p_4/p_2)^{(n_д-1)/n_д}=339{,}5(0{,}17/0{,}146)^{(1{,}7-1)/1{,}7}=362 \text{ К}.$$

Скорость воздуха на выходе из лопаточного диффузора

$$c_4=\sqrt{c_2^2-(T_4-T_2)2c_p}=$$

$$=\sqrt{269^2-(362-339{,}5)\cdot 2\cdot 1005}=164 \text{ м/с}.$$

Наружный диаметр лопаточного диффузора (см. рис. 17.3) находится в пределах $D_4=(1{,}35-1{,}70)D_2$. Принимаем $D_4=1{,}6D_2=$ $=1{,}6\cdot 0{,}11=0{,}176$ м $=176$ мм.

Ширина лопаточного диффузора на выходе

$$b_4=b_3+(D_4-D_3)\operatorname{tg}\nu/2=0{,}0076+(0{,}176-0{,}125)\operatorname{tg}6°/2=$$

$$=0{,}0103 \text{ м}=10{,}3 \text{ мм},$$

где $\nu=6°$ — угол раскрытия стенок лопаточного диффузора.

Скорость воздуха на выходе из воздухосборника

$$c_5 = c_4 = 164 \text{ м/с}.$$

Потери в воздухосборнике (улитке)

$$L_{r_{\text{ул}}} = \xi_{\text{ул}} c_4^2/2 = 0{,}15 \cdot 164^2/2 = 2020 \text{ Дж/кг},$$

где $\xi_{\text{ул}} = 0{,}15$ — коэффициент потерь в воздухосборнике.

Давление на выходе из улитки

$$p_5 = p_4\left(1 - \frac{L_{r_{\text{ул}}}}{R_{\text{в}} T_5} \cdot \frac{k-1}{k}\right)^{k/(k-1)} =$$

$$= 0{,}17\left(1 - \frac{2020}{287 \cdot 362}\,\frac{1{,}4-1}{1{,}4}\right)^{1{,}4/(1{,}4-1)} = 0{,}167 \text{ МПа}.$$

Давление воздуха в компрессоре можно повысить, если выходной патрубок воздухосборника будет диффузорным (см. рис. 17.5).

Расчет основных параметров компрессора. Конечное давление $p_5 = 0{,}167$ МПа на выходе из компрессора отличается от принятого $p_{\text{к}} = 0{,}17$ МПа в тепловом расчете на 1,9%, что допустимо.

Температура воздуха после компрессора ($T_5 = 362$ К) отличается от полученного в тепловом расчете значения $T_{\text{к}} = 361$ К на 0,028%.

Действительная степень повышения давления в компрессоре

$$\pi_{\text{к}} = p_5/p_{a_{\text{вх}}} = 0{,}167/0{,}095 = 1{,}76.$$

Адиабатический КПД компрессора

$$\eta_{\text{ад.к}} = T_0(\pi_{\text{к}}^{(k-1)/k} - 1)/(T_5 - T_0) =$$

$$= 293\,(1{,}76^{(1{,}4-1)/1{,}4} - 1)/(362 - 293) = 0{,}746.$$

Адиабатическая работа, определенная по действительной степени повышения давления:

$$L_{\text{ад.к}} = \frac{k}{k-1} R_{\text{в}} T_{a_{\text{вх}}}(\pi_{\text{к}}^{(k-1)/k} - 1) =$$

$$= \frac{1{,}4}{1{,}4-1} 287 \cdot 293\,(1{,}76^{(1{,}4-1)/1{,}4} - 1) = 51\,900 \text{ Дж/кг}.$$

Коэффициент напора $\bar{H}_{\text{ад.к}} = L_{\text{ад.к}}/u_2^2 = 51\,900/298^2 = 0{,}585$ отличается от принятого в расчете $\bar{H}_{\text{ад.к}} = 0{,}6$ на 2,5%, что допустимо.

Мощность, затрачиваемая на привод компрессора:

$$N_{\text{к}} = L_{\text{ад.к}} G_{\text{в}}/1000\eta_{\text{ад.к}} = 51\,900 \cdot 0{,}35/(1000 \cdot 0{,}746) = 24{,}35 \text{ кВт}.$$

Расчет турбины. Количество выпускаемых газов, поступающих на турбину от двигателя:

$$G_т = G_в[1 + 1/(\alpha\varphi_п l_0)] =$$

$$= 0{,}35[1 + 1/(1{,}7 \cdot 1{,}0 \cdot 14{,}452)] = 0{,}365 \text{ кг/с}.$$

Давление газа в выпускном патрубке зависит от системы наддува и изменяется в четырехтактных двигателях в пределах $p_р = (0{,}80 \div 0{,}92)p_к$. Имея в виду, что $p_р$ должно быть выше давления $p_т$ перед турбиной, принимаем

$$p_р = 0{,}92p_к = 0{,}92 \cdot 0{,}167 = 0{,}154 \text{ МПа}.$$

Температура газа перед турбиной при $\varphi_п = 1$

$$T_т = T_р = \frac{1}{m} T_b \left[1 + \frac{p_р}{p_b}(m-1)\right] =$$

$$= \frac{1129}{1{,}43}\left[1 + \frac{0{,}154}{0{,}485}(1{,}43 - 1)\right] = 896 \text{ К},$$

где $T_р$ — температура газа в выпускном патрубке; $m = 1{,}43$ — показатель политропы расширения в процессе выпуска.

Противодавление за турбиной $p_2 = (1{,}02 — 1{,}05)p_0$ МПа. В расчетах принимаем $p_2 = 1{,}03\ p_0 = 1{,}03 \cdot 0{,}1 = 0{,}103$ МПа.

Показатель изоэнтропы $k_т$ выпускных газов рассчитывают по температуре газа, составу топлива и коэффициенту избытка воздуха. Для четырехтактных двигателей $k_т = 1{,}33 — 1{,}35$. В расчетах принимаем $k_т = 1{,}34$.

Молекулярная масса газа перед турбиной находится с учетом параметров, определенных в тепловом расчете дизеля:

$$\mu_т = \mu_в \frac{1 + \alpha\varphi_п l_0}{\mu_0 \alpha\varphi_п l_0} = 28{,}96 \frac{1 + 1{,}7 \cdot 1{,}0 \cdot 14{,}452}{1{,}037 \cdot 1{,}7 \cdot 1{,}0 \cdot 14{,}452} = 29{,}1 \text{ кг/кмоль}.$$

Газовая постоянная выпускных газов

$$R_т = R/\mu_т = 8315/29{,}1 = 286 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

В соответствии с определенным ранее типом турбокомпрессора (ТКР-11) принимаем для расчета изобарную радиальную турбину с КПД $\eta_т = 0{,}76$.

Давление газа перед турбиной

$$p_т = p_2 \Big/ \left(1 - \frac{\frac{k_т - 1}{k_т} L_{ад.к} G_в}{\eta_т \eta_{ад.к} R_т T_т G_т}\right)^{k_т/(k_т-1)} =$$

$$= 0{,}103 \Big/ \left(1 - \frac{1{,}34-1}{1{,}34} \frac{51\,900 \cdot 0{,}35}{0{,}76 \cdot 0{,}746 \cdot 286 \cdot 896 \cdot 0{,}365}\right)^{1{,}34/(1{,}34-1)} = 0{,}147 \text{ МПа}.$$

Отношение $p_к/p_т = 0{,}167/0{,}147 = 1{,}13$. Для четырехтактных двигателей $p_к/p_т = 1{,}1 — 1{,}2$.

Расчет направляющего аппарата (сопла). Полная адиабатическая работа расширения газа в турбине

$$L_{ад.т} = L_{ад.к} G_в/(\eta_т \eta_{ад.к} G_т) =$$

$$= 51\,900 \cdot 0{,}35/(0{,}76 \cdot 0{,}746 \cdot 0{,}365) = 88\,000 \text{ Дж/кг}.$$

Адиабатическая работа расширения в направляющем аппарате

$$L_с = (1 - \rho_т) L_{ад.т} = (1 - 0{,}5) 88\,000 = 44\,000 \text{ Дж/кг},$$

где $\rho_т = 0{,}5$ — степень реактивности.

Абсолютная скорость газа перед рабочим колесом

$$c_1 = \varphi_с \sqrt{2L_с} = 0{,}94 \sqrt{2 \cdot 44\,000} = 278 \text{ м/с},$$

где $\varphi_с = 0{,}94$ — коэффициент скорости.

Температура газа за направляющим аппаратом

$$T_1 = T_т - \frac{c_1^2}{2k_т R_т/(k_т - 1)} = 896 - \frac{278^2}{2 \cdot 1{,}34 \cdot 286/(1{,}34-1)} = 861{,}6 \text{ К}.$$

Число Маха

$$M_1 = \frac{c_1}{\sqrt{k_т R_т T_1}} = \frac{278}{\sqrt{1{,}34 \cdot 286 \cdot 861{,}6}} = 0{,}484,$$

т. е. поток газа дозвуковой и сопло надо выполнять суживающимся.

Радиальная и окружная составляющие абсолютной скорости газа перед рабочим колесом (см. рис. 17.6)

$$c_{1r} = c_1 \sin \alpha_1 = 278 \sin 25° = 118 \text{ м/с};$$

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 = 278 \cos 25° = 252 \text{ м/с},$$

где $\alpha_1 = 25°$ — угол выхода потока из направляющего аппарата.

Угол входа потока на лопатки рабочего колеса

$$\beta_1 = 90° + \operatorname{arctg}\frac{u_1 - c_{1u}}{c_{1r}} = 90° + \operatorname{arctg}\frac{276-252}{118} = 101°30',$$

где $u_1 = 276$ м/с — окружная скорость на наружном диаметре колеса.

С целью повышения КПД турбины принимают $u_1 > c_{1u}$.

Условная адиабатическая скорость истечения газа

$$c_{ад} = \sqrt{2L_{ад.т}} = \sqrt{2 \cdot 88\,000} = 420 \text{ м/с}.$$

Параметры быстроходности турбины

$$\chi = u_1/c_{ад} = 276/420 = 0{,}66$$

лежат в диапазоне 0,65 — 0,70.

Относительная скорость потока перед колесом

$$w_1 = c_{1r}/\sin\beta_1 = 118/\sin 101°30' = 120{,}5 \text{ м/с}.$$

Наружный диаметр рабочего колеса

$$D_1 = 60u_1/(\pi n_т) = 60 \cdot 276/(3{,}14 \cdot 51\,600) = 0{,}102 \text{ м} = 102 \text{ мм}.$$

Необходимо иметь в виду, что $n_т = n_т$.

Потери энергии в направляющем аппарате

$$\Delta L_c = \left(\frac{1}{\varphi_c^2} - 1\right)\frac{c_1^2}{2} = \left(\frac{1}{0{,}94^2} - 1\right)\frac{278^2}{2} = 5300 \text{ Дж/кг}.$$

Входной диаметр направляющего аппарата

$$D_0 = D_1(D_0/D_1) = 0{,}102 \cdot 1{,}4 = 0{,}143 \text{ м} = 143 \text{ мм}.$$

Показатель политропы расширения в направляющем аппарате

$$\frac{n_c}{n_c - 1} = \frac{k}{k-1} + \frac{L_c}{R_т(T_т - T_1)} = \frac{1{,}34}{1{,}34-1} + \frac{5300}{286(896-861{,}6)} = 4{,}48;$$

$$n_c = 1{,}288.$$

Давление газа на выходе из направляющего аппарата

$$p_1 = p_т\left(\frac{T_1}{T_т}\right)^{n_c/(n_c-1)} = 0{,}147\left(\frac{861{,}6}{896}\right)^{1{,}288/(1{,}288-1)} = 0{,}1223 \text{ МПа}.$$

Плотность газового потока

$$\rho_1 = p_1 \cdot 10^6/(R_\text{г} T_1) = 0{,}1223 \cdot 10^6/(286 \cdot 861{,}6) = 0{,}498 \text{ кг/м}^3.$$

Ширина лопаток направляющего аппарата

$$b_1' = \frac{G_\text{г}}{\pi D_1 \rho_1 c_1 \sin\alpha_1} = \frac{0{,}365}{3{,}14 \cdot 0{,}102 \cdot 0{,}498 \cdot 278 \sin 25^\circ} = 0{,}0194 \text{ м} = 19{,}4 \text{ мм}.$$

Расчет рабочего колеса. Адиабатическая работа расширения газа в колесе турбины

$$L_\text{р.к} = \rho_\text{т} L_\text{ад.т} = 0{,}5 \cdot 88\,000 = 44\,000 \text{ Дж/кг}.$$

Данные расчета конструктивных параметров рабочего колеса запишем в табл. 17.3

Таблица 17.3

Параметры	Значение, м
Внутренний диаметр при $D_2/D_1 = 0{,}75$	$D_2 = D_1(D_2/D_1) = 0{,}0767$
Втулочный диаметр при $D_\text{вт}/D_1 = 0{,}25$	$D_\text{вт} = D_1(D_\text{вт}/D_1) = 0{,}0256$
Среднеквадратичный диаметр колеса на выходе	$D_\text{2ср} = \sqrt{(D_2^2 + D_\text{вт}^2)/2} = 0{,}0572$
Ширина лопаток колеса на входе	$b_1 = b_1' = 0{,}0194$
Ширина колеса при $B/D_1 = 0{,}3$	$B = D_1(B/D_1) = 0{,}0306$

Относительная скорость газа на выходе из рабочего колеса

$$w_2 = \psi \sqrt{w_1^2 + 2L_\text{р.к} - u_1^2(1 - \bar{D}_\text{2ср}^2)} =$$

$$= 0{,}845 \sqrt{120{,}5^2 + 2 \cdot 44\,000 - 276^2(1 - 0{,}56^2)} = 190 \text{ м/с},$$

где $\psi = 0{,}845$ — коэффициент скорости; $\bar{D}_\text{2ср} = D_\text{2ср}/D_1 = 0{,}0572/0{,}102 = 0{,}56$ — относительный среднеквадратичный диаметр колеса на выходе.

Окружная скорость на диаметре $D_\text{2ср}$

$$u_\text{2ср} = \pi D_\text{2ср} n_\text{т}/60 = 3{,}14 \cdot 0{,}0572 \cdot 51\,600/60 = 155 \text{ м/с}.$$

Считая выход потока газа осевым ($c_2 = c_{2a}$), из треугольника скоростей (см. рис. 125) находим величину абсолютной скорости на выходе из колеса

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 - u_\text{2ср}^2} = \sqrt{190^2 - 155^2} = 110 \text{ м/с}.$$

Температура газа на выходе из колеса

$$T_2 = T_1 - \frac{1}{k_т R_т/(k_т - 1)}\left[(1-\alpha_f)u_1^2 - \frac{c_1^2 - c_2^2}{2}\right] =$$

$$= 861{,}6 - \frac{1}{1{,}34 \cdot 286/(1{,}34-1)}\left[(1-0{,}08)\cdot 276^2 - \right.$$

$$\left. - \frac{278^2 - 110^2}{2}\right] = 828{,}5 \text{ К},$$

где $\alpha_f = 0{,}08$ — коэффициент дисковых потерь.

Адиабатический КПД турбины без учета потерь с выходной скоростью

$$\eta_{ад.т} = \frac{T_т - T_2}{T_т[1-(p_2/p_т)^{(k_т-1)/k_т}]} = \frac{896 - 828{,}5}{896[1-(0{,}103/0{,}147)^{(1{,}34-1)/1{,}34}]} =$$

$$= 0{,}871.$$

Адиабатический КПД турбины с учетом потерь с выходной скоростью

$$\eta_{ад.т} = \eta'_{ад.т} - \frac{c_2^2}{2L_{ад.т}} = 0{,}871 - \frac{110^2}{2 \cdot 88\,000} = 0{,}802.$$

Общий КПД турбины

$$\eta_т = \eta_{ад.т}\eta_{тх.мех} = 0{,}802 \cdot 0{,}95 = 0{,}76,$$

где $\eta_{тх.мех} = 0{,}95$ — механический КПД турбокомпрессора.

КПД турбокомпрессора

$$\eta_{тх} = \eta_т \eta_{ад.х} = 0{,}76 \cdot 0{,}746 = 0{,}566.$$

Мощность, развиваемая турбиной:

$$N_т = \frac{L_{ад.т} G_т}{1000}\eta_т = \frac{88\,000 \cdot 0{,}365}{1000} 0{,}76 = 24{,}35 \text{ кВт},$$

соответствует мощности, потребляемой компрессором ($N_т = N_к$).

Глава 18

РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМ ПИТАНИЯ

18.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Для осуществления рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания нужна горючая смесь — смесь топлива с окислителем. В результате сгорания горючей смеси скрытая химическая энергия топлива переходит в тепловую, а затем в механическую, которая и приводит в движение автомобиль или трактор.

В качестве двигателей внутреннего сгорания для автомобилей и тракторов в настоящее время используют.

1. Двигатели с внешним смесеобразованием и воспламенением смеси от постороннего источника. В этих двигателях используют легко испаряемое топливо (жидкое или газообразное), а горючую смесь, как правило, приготовляют за пределами основного рабочего объема (цилиндра и камеры сгорания) двигателя в специальном приборе — карбюраторе. К этому же типу относятся двигатели с так называемой системой непосредственного впрыска легкого топлива во впускной трубопровод (коллектор).

2. Двигатели с внутренним смесеобразованием и самовоспламенением топлива. В этих двигателях используется трудноиспаряемое топливо (дизельное топливо, соляровые масла и их смеси) и горючая смесь образуется в камерах сгорания двигателей. Поэтому конструкция камер сгорания дизелей оказывает непосредственное влияние на способ смесеобразования и воспламенения горючей смеси. В современных дизелях в зависимости от конструкции камер сгорания и способа подачи топлива используют неразделенные камеры с объемным или пленочным смесеобразованием и разделенные камеры сгорания — предкамерные и вихрекамерные. К этому типу можно отнести бензиновые двигатели с впрыском топлива непосредственно в полость цилиндра.

Независимо от типов и видов двигателей внутреннего сгорания к их системам питания предъявляются требования, основными из которых являются.

1. Точное дозирование топлива и окислителя (воздуха) по циклам и цилиндрам.

2. Приготовление горючей смеси в строго определенный, как правило, очень малый отрезок времени.

3. Образование горючей, а затем и рабочей смеси, обеспечивающей полное сгорание топлива и отсутствие токсичных компонентов в продуктах сгорания.

4. Автоматическое изменение количества и состава горючей смеси в соответствии с изменением режима работы двигателя как скоростного, так и нагрузочного.

5. Надежный пуск двигателя в различных температурных условиях.

6. Стабильность установленной регулировки системы питания в течение длительного времени эксплуатации двигателя наряду с возможностью изменения регулировки в зависимости от условий эксплуатации и технического состояния двигателя.

7. Технологичность системы питания: простота и надежность конструкции, удобство монтажа, регулировки, обслуживания и ремонта.

Выполнение указанных требований в системах питания автомобильных и тракторных двигателей, в основном, обеспечивается:

а) для двигателей с внешним смесеобразованием карбюратором в карбюраторных двигателях, карбюратором-смесителем в газовых двигателях, электромагнитными форсунками и блоком управления в двигателях с впрыском легкого топлива во впускной коллектор;

б) для двигателей с внутренним смесеобразованием насосом высокого давления и форсункой или насос-форсункой, а для двигателей с впрыском легкого топлива непосредственно в полость цилиндра электромагнитными форсунками и электронным блоком управления — микропроцессором.

18.2. КАРБЮРАТОР

Основным прибором системы питания двигателей с внешним смесеобразованием многие годы являлся карбюратор. Он имеет ряд систем и устройств, обеспечивающих выполнение основных требований, предъявляемых к системам питания двигателей.

1. Главную дозирующую систему с корректировкой (компенсацией) подачи топлива, обеспечивающую получение заданных составов смеси на всех основных эксплуатационных режимах двигателя.

2. Систему холостого хода для обеспечения устойчивой работы двигателя без нагрузки и на малых нагрузках (обогрев, освещение и т. п.).

3. Систему обогащения смеси при переходе к максимальным нагрузкам для получения максимальной мощности.

4. Устройства, обеспечивающие хорошую приемистость двигателя (быстрое обогащение смеси при разгоне).

5. Приспособления и устройства, обеспечивающие надежный пуск как холодного, так и горячего двигателя.

6. Дополнительные устройства, обеспечивающие надежность и стабильность работы карбюратора.

При проведении расчетов карбюраторов, как правило, ограничиваются расчетом элементов главной дозирующей системы, определяя основные размеры диффузора и жиклеров.

Расчет диффузора. При расчете диффузора определяют скорости движения воздуха в его различных сечениях и устанавливают основные конструктивные размеры.

Из атмосферы воздух через воздухоочиститель и воздушный патрубок проходит минимальное сечение диффузора, где его скорость значительно возрастает, а давление понижается.

Связь между изменением скорости и давления потока воздуха устанавливается по уравнению Бернулли для несжимаемой жидкости в предположении, что давление в сечении $I-I$ (рис. 18.1) равно атмосферному, т. е. $p_{I-I}=p_0$, а скорость воздуха $\omega_{I-I}=0$. Кроме того, с достаточной степенью точности воздух можно рассматривать как несжимаемую жидкость, а его плотность ρ_0 постоянной на всем протяжении впускного тракта. Эти допущения дают ошибку не более 2%, так как давление в различных сечениях карбюратора изменяется незначительно, а максимальное разрежение в минимальном сечении $II-II$ диффузора $\Delta p_д=p_0-p_д$ не превышает 15 — 20 кПа.

Таким образом, теоретическая скорость воздуха $\omega_в$ (м/с) (без учета гидравлических сопротивлений) для любого сечения диффузора:

$$w_в=\sqrt{2(p_0-p_x)/\rho_0}=\sqrt{2\Delta p_x/\rho_0}, \qquad (18.1)$$

где p_x и Δp_x — соответственно давление и разрежение в любом сечении $x-x$ диффузора, Па; ρ_0 — плотность воздуха, кг/м^3;

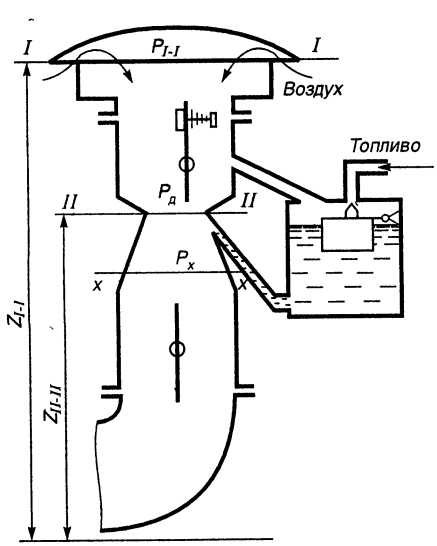


Рис. 18.1. Схема элементарного карбюратора

для минимального сечения диффузора (сечение $II-II$)

$$w_в=\sqrt{2\Delta p_д/\rho_0}. \qquad (18.2)$$

Действительная скорость воздуха в диффузоре

$$w_д=\varphi_д\alpha_с w_в=\mu_д w_в, \qquad (18.3)$$

где $\varphi_д$ — коэффициент скорости, учитывающий гидравлические сопротивления впускного тракта; $\alpha_с=f_п/f_д=0{,}97$ — 0,98 — коэффициент сужения струи, равный отношению площади минимального сечения потока воздуха $f_п$ к минимальной площади диффузора $f_д$ в сечении $II-II$; $\mu_д=\varphi_д\alpha_с$ — коэффициент расхода диффузора.

На рис. 18.2 представлена зависимость коэффициента расхода $\mu_д$ от разрежения $\Delta p_д$ в диффузорах различных карбюраторов. Из графика видно, что при малых разрежениях $\mu_д$ быстро возрастает, а затем незначительно изменяется, иногда слегка убывая с ростом $\Delta p_д$. Заштрихованная область, лежащая между двумя кривыми $\mu_д$, характеризует изменение $\mu_д$ для большинства карбюраторов. При расчете диффузоров кривая $\mu_д$ определяется на основании опытных данных или принимается близкой к максимальной кривой $\mu_д$.

Действительный секундный расход воздуха (кг/с) через диффузор исходя из его размеров определяется уравнением

$$G_в = (\pi d_д^2/4)\mu_д w_в \rho_0 = (\pi d_д^2/4)\mu_д \sqrt{2\Delta p_д \rho_0}, \qquad (18.4)$$

где $d_д$ — диаметр диффузора, м; ρ_0 — плотность воздуха, кг/м^3. С другой стороны, расход воздуха через диффузор равен количеству воздуха, поступающего в каждую секунду в цилиндры двигателя при данной частоте вращения. Для четырехтактных двигателей

$$G_в = \eta_V \frac{\pi D^2}{4} S \frac{ni}{2 \cdot 60} \rho_0, \qquad (18.5)$$

где D и S — диаметр и ход поршня, м; n — частота вращения, мин$^{-1}$. Из уравнений (18.4) и (18.5) устанавливается взаимосвязь между разрежением в диффузоре и частотой вращения коленчатого вала

$$\Delta p_д = \left[\frac{\eta_V}{\mu_д}\left(\frac{D}{d_д}\right)^2 S \frac{n_i}{120}\right]^2 \frac{\rho_0}{2} \qquad (18.6)$$

и определяется диаметр диффузора

$$d_д = D\sqrt{\eta_V S n i/(120\mu_д w_в)} = \sqrt{4G_в/(\pi \mu_д w_в \rho_0)}. \qquad (18.7)$$

Диаметр диффузора подбирают таким образом, чтобы при малой частоте вращения и прикрытой дроссельной заслонке получить скорость воздуха не менее 40 — 50 м/с, а при высокой частоте вращения и полностью открытой дроссельной заслонке — не выше 120 — 130 м/с. При скорости

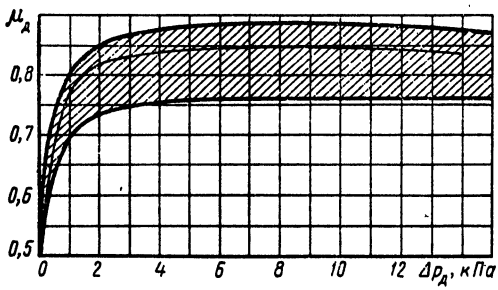


Рис. 18.2. Зависимость коэффициента расхода воздуха от разрежения в диффузоре

воздуха меньше 40 м/с возможно ухудшение распыливания топлива и, следовательно, увеличение удельных расходов топлива, а при скоростях воздуха выше 130 м/с возможно снижение наполнения и мощности двигателя.

Расчет жиклеров. Основой главной дозирующей системы является элементарный карбюратор, который обогащает смесь по мере увеличения разрежения в диффузоре, т. е. с увеличением открытия дроссельной заслонки или частоты вращения коленчатого вала. На рис. 18.3 представлены характеристики элементарного карбюратора *1* и «идеального» карбюратора *2*. Из сравнения характеристик видно, что элементарный карбюратор с ростом разрежения в диффузоре практически постоянно обогащает смесь, в то время как для «идеального» карбюратора необходимо постепенное обеднение горючей смеси вплоть до максимальных разрежений, когда требуется некоторое обогащение смеси. Таким образом, для получения от элементарного карбюратора характеристики, близкой к «идеальной», необходимо устройство, обеспечивающее обеднение горючей смеси на всех основных эксплуатационных режимах работы двигателя (рис. 18.3, участок *AB*). С этой целью главные дозирующие системы карбюраторов снабжены дополнительными устройствами, обеспечивающими так называемую компенсацию (обеднение) смеси.

Для компенсации смеси в основном используют два принципа: 1) регулирование разрежения в диффузоре и 2) регулирование разрежения у жиклера. Можно использовать и оба принципа одновременно.

Компенсацию смеси за счет регулирования разрежения в диффузоре при наличии одного главного жиклера (рис. 18.4) конструктивно можно осуществить установкой воздушного клапана *3* (рис. 18.4, *а*), снижающего разрежение в диффузоре, или установкой упругих (подвижных) пластин *5* (рис. 18.4, *б*), изменяющих сечение диффузора.

Компенсацию смеси за счет регулирования разрежения у жиклера можно осуществить установкой дополнительного компенсационного жиклера *8*, топливо из которого попадает в распылитель *6* через компенсационный колодец *7*, сообщающийся с атмосферой (рис. 18.4, *в*), или установкой топливного *10* и воздушного (эмульсионного) *9* жиклеров (рис. 18.4, *г*). При такой схеме компенсации смеси (так называемом пневматическом торможении топлива) из распылителя *11* вместе с

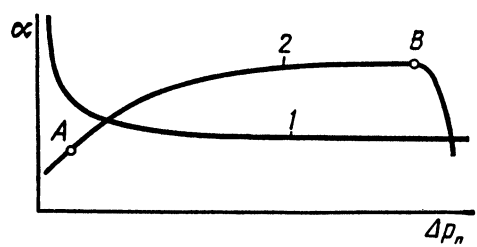


Рис. 18.3. Характеристики элементарного (*1*) и «идеального» (*2*) карбюраторов

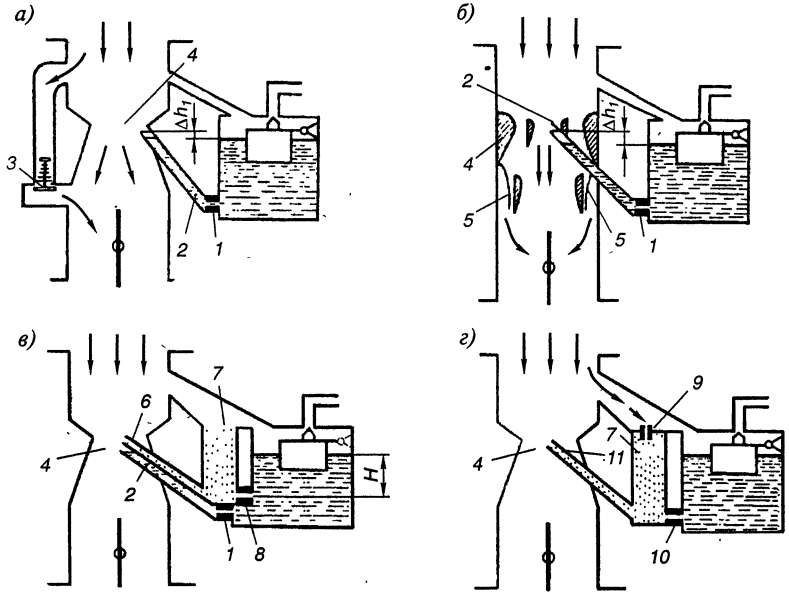


Рис. 18.4. Схемы карбюраторов с различными системами компенсации смеси

топливом поступает воздух, прошедший через воздушный жиклер *9* и компенсационный колодец *7*.

Истечение топлива из распылителя *2* главного жиклера *1* (рис. 18.4, *а*, *б*, *в*) происходит вследствие понижения давления в горловине диффузора *4*.

Теоретическая скорость топлива, протекающего через главный жиклер:

$$w_{т.г}=\sqrt{2\left(\frac{\Delta p_д}{\rho_т}-g\Delta h\right)}=\sqrt{\frac{2}{\rho_т}(\Delta p_д-g\Delta h\rho_т)}, \qquad (18.8)$$

где $\rho_т$ — плотность топлива (для бензинов $\rho_т=730-750$) кг/м^3; $g=9{,}81$ м/с^2 — ускорение свободного падения; $\Delta h=(\Delta h_1+\Delta h_{п.н})$ м — условная высота столба топлива, задерживающая истечение топлива из распылителя; $\Delta h_1=(0{,}002-0{,}005)$ м — расстояние между уровнем топлива в поплавковой камере и устьем распылителя (рис. 18.4, *а*, *б*); $\Delta h_{п.н}$ — условная высота столба, пропорциональная силам поверхностного натяжения топлива при вытекании его из устья распылителя (для бензина $\Delta h_{п.н}\approx 3\cdot 10^{-6}$ м и ею обычно пренебрегают).

Теоретическая скорость топлива, протекающего через компенсационный жиклер *8* (рис. 18.4, *в*), зависит от величины столба

топлива H, находящегося над уровнем жиклера, и определяется из выражения

$$w_{тк}=\sqrt{2gH}. \qquad (18.9)$$

Теоретическая скорость топлива, проходящего через топливный жиклер *10* (рис. 18.4, *г*), определяется из уравнения

$$w_{т.т}=\sqrt{\frac{2}{\rho_т}(\Delta p_д-\Delta p_{кол})}, \qquad (18.10)$$

где $\Delta p_{кол}=\dfrac{\Delta p_д}{1+(f_в/f_р)^2}$ — разрежение в компенсационном колодце *7*; $f_в$ и $f_р$ — соответственно площади проходных сечений воздушного (эмульсионного) жиклера *9* и распылителя *11*.

Действительная скорость истечения топлива из жиклеров отличается от теоретической на величину коэффициента расхода

$$\mu_ж=\varphi_т\alpha_т, \qquad (18.11)$$

где $\varphi_т$ — коэффициент скорости, учитывающий потери при истечении топлива из жиклера; $\alpha_т$ — коэффициент сужения струи топлива.

Из-за трудностей раздельного определения коэффициентов $\varphi_т$ и $\alpha_т$ по опытным данным определяют величину $\mu_ж$. На величину коэффициента расхода топлива значительное влияние оказывают геометрические формы и размеры жиклера и прежде всего отношение длины жиклера $l_ж$ к его диаметру $d_ж$. На рис. 18.5 представлены кривые изменения $\mu_ж$ в зависимости от разрежения в диффузоре для трех жиклеров с отношением $l_ж/d_ж=2$, 6 и 10.

Действительная скорость истечения топлива из жиклера $\omega_ж=\mu_ж\omega_т$ изменяется в зависимости от режима работы двигателя и лежит в пределах 0 — 6 м/с, а секундный расход топлива определяется из выражений:

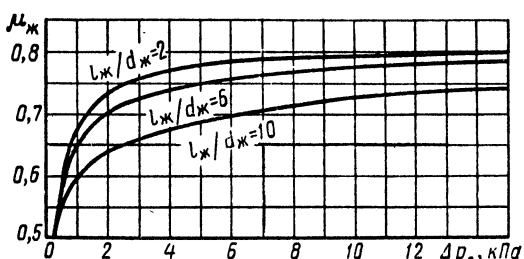


Рис. 18.5. Зависимость коэффициента расхода топлива от разрежения

для главного жиклера

$$G_т=\frac{\pi d_{ж.г}^2}{4}\mu_{ж.г}\omega_{т.г}\rho_т=$$

$$=\frac{\pi d_{ж.г}^2}{4}\sqrt{2\rho_т(\Delta p_д-gh\rho_т)}; \qquad (18.12)$$

для компенсационного жиклера

$$G_т=\frac{\pi d_{ж.к}^2}{4}\mu_{ж.к}\omega_{т.к}\rho_т=\frac{\pi d_{ж.к}^2}{4}\mu_{ж.к}\rho_т\sqrt{2gH}; \qquad (18.13)$$

для топливного жиклера

$$G_т=\frac{\pi d_{ж.т}^2}{4}\mu_{ж.т}\omega_{т.т}\rho_т=\frac{\pi d_{ж.т}^2}{4}\mu_{ж.т}\sqrt{2\rho_т(\Delta p_д-\Delta p_{кол})}. \qquad (18.14)$$

При компенсации смеси за счет пневматического торможения топлива из распылителя истекает эмульсия, в составе которой кроме топлива $G_т$ находится некоторое количество воздуха:

$$G_{в.э}=\frac{\pi d_{в.э}^2}{4}\mu_{в.э}w_{в.э}\rho_0=\frac{\pi d_{в.э}^2}{4}\mu_{в.э}\sqrt{2\rho_0(\Delta p_д-\Delta p_{кол})}, \qquad (18.15)$$

где $d_{в.э}$ — диаметр эмульсионного (воздушного) жиклера, м; $\mu_{в.э}$ и $\omega_{в.э}$ — соответственно коэффициент расхода воздуха и теоретическая скорость истечения воздуха из эмульсионного жиклера. Диаметр топливного жиклера

$$d_ж=\sqrt{4G_т/(\pi\mu_ж w_т\rho_т)}, \qquad (18.16)$$

диаметр эмульсионного (воздушного) жиклера

$$d_{в.э}=\sqrt{4G_{в.э}/(\pi\mu_{в.э}w_{в.э}\rho_0)}. \qquad (18.17)$$

Характеристика карбюратора. Характеристикой карбюратора называется кривая изменения состава смеси α в зависимости от разрежения в диффузоре. Состав горючей смеси характеризуется коэффициентом избытка воздуха $\alpha=G_в/G_т l_0$ и зависит от разрежения в диффузоре:

для карбюратора с одним главным жиклером

$$\alpha=\frac{\frac{\pi d_д^2}{4}\mu_д\sqrt{2\rho_0\Delta p_д}}{l_0\frac{\pi d_{ж.г}^2}{4}\mu_{ж.г}\sqrt{2\rho_т(\Delta p_д-g\Delta h\rho_т)}}=\left(\frac{d_д}{d_{ж.г}}\right)^2\frac{\mu_д}{l_0\mu_{ж.г}}\sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_т}\frac{\Delta p_д}{\Delta p_д-g\Delta h\rho_т}}; \qquad (18.18)$$

для карбюратора с главным и компенсационным жиклерами

$$\alpha=\frac{\frac{\pi d_д^2}{4}\mu_д\sqrt{2\rho_0\Delta p_д}}{l_0\left[\frac{\pi d_{ж.г}^2}{4}\mu_{ж.г}\sqrt{2\rho_т(\Delta p_д-g\Delta h\rho_т)}+\frac{\pi d_{ж.к}^2}{4}\mu_{ж.к}\rho_т\sqrt{2gH}\right]}=$$

$$= \frac{d_д^2 \mu_д \sqrt{\rho_0 \Delta p_д}}{l_0 [d_{ж.т}^2 \mu_{ж.т} \sqrt{\rho_т (\Delta p_д - g \Delta h \rho_т)} + d_{ж.к}^2 \mu_{ж.к} \rho_т \sqrt{gH}]}; \qquad (18.19)$$

для карбюратора с топливным и эмульсионным жиклерами

$$\alpha = \frac{\frac{\pi d_д^2}{4} \mu_д \sqrt{\rho_0 \Delta p_д} + \frac{\pi d_{в.э}^2}{4} \mu_{в.э} \sqrt{2\rho_0 (\Delta p_д - \Delta p_{кол})}}{l_0 \frac{\pi d_{ж.т}^2}{4} \mu_{ж.т} \sqrt{2\rho_т (\Delta p_д - \Delta p_{кол})}} =$$

$$= \left(\frac{d_д}{d_{ж.т}}\right)^2 \frac{\mu_д}{l_0 \mu_{ж.т}} \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_т} \frac{\Delta p_д}{\Delta p_д - \Delta p_{кол}}} + \left(\frac{d_{в.э}}{d_{ж.т}}\right)^2 \frac{\mu_{в.э}}{l_0 \mu_{ж.т}}. \qquad (18.20)$$

Характеристика карбюратора строится в пределах от $\Delta p_д = (0{,}5 — 1{,}0)$ кПа до значения $\Delta p_д$ при максимальной скорости воздуха в диффузоре. Расчет обычно проводится в табличной форме (см. § 18.3).

По приведенной методике расчета карбюратора ориентировочно определяют основные размеры диффузора и жиклеров и устанавливают принципиальную возможность получения принятой в тепловом расчете зависимости α от частоты вращения, а следовательно, и от разрежения в диффузоре при полностью открытой дроссельной заслонке.

Определенные расчетным путем размеры элементов карбюратора должны быть обязательно проверены на испытательных стендах.

На протяжении многих лет различные конструкции карбюраторов являлись основными приборами дозирования топлива и смесеобразования в бензиновых двигателях. Но за последние 10 — 15 лет карбюраторные системы топливоподачи в большинстве ведущих автомобильных фирм мира были вытеснены системами впрыска легкого топлива во впускной коллектор или непосредственно в полость цилиндра. Основной причиной этого послужила неспособность карбюраторных систем обеспечить экологические требования по сокращению токсичности отработавших газов. Кроме того, карбюраторы не смогли обеспечить начавшийся в последние годы рост мощностных и экономических показателей двигателей за счет повышения частоты вращения коленчатого вала. Гидравлические и механические связи карбюраторных систем стали серьезно тормозить естественное стремление конструкторов создавать более мощные и экономичные двигатели без увеличения их габаритов и массы.

Мир электроники, компьютеров и микропроцессоров потребовал новых систем топливоподачи, «мгновенно» реагирующих на по-

стоянно изменяющиеся условия работы двигателя. На смену механическим и гидравлическим карбюраторным системам и устройствам пришли электромагнитные, электронные и микроэлектронные приборы и устройства.

Вместе с тем карбюраторные двигатели еще выпускаются как в нашей стране, так и за рубежом. Они устанавливаются на недорогих легковых автомобилях и малотоннажных грузовиках. Продолжаются попытки и по совершенствованию карбюраторных систем, в том числе с электронным управлением, способных конкурировать с электронным впрыском бензина.

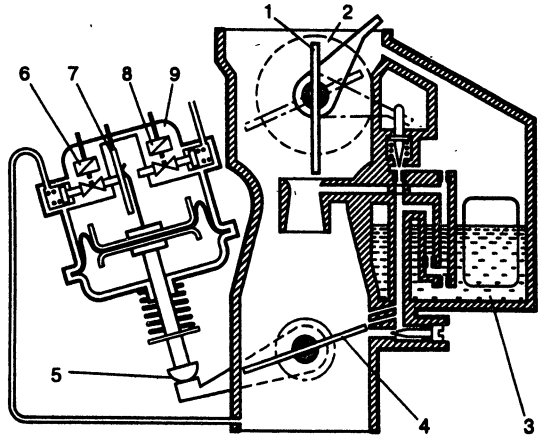


Рис. 18.6. Схема карбюратора «Экотроник»:

1 — воздушная заслонка; *2* — электропривод воздушной заслонки; *3* — поплавковая камера; *4* — дроссельная заслонка; *5* — концевой датчик холостого хода; *6* — вакуумный соленоид; *7* — датчик положения штока пневмопривода; *8* — вентиляционный соленоид; *9* — пневмопривод дроссельной заслонки

Фирмой Pierburg создан карбюратор «Экотроник» с электронным блоком управления, регулирующим состав топливовоздушной смеси (обогащение — обеднение) за счет изменения положения воздушной заслонки. Карбюратор имеет также автоматическую подсистему регулирования частоты вращения коленчатого вала, для чего используется специальный пневмопривод дроссельной заслонки. Управление этой подсистемой также осуществляет электронный блок (рис. 18.6).

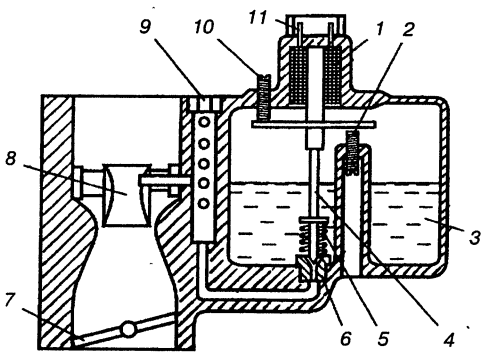


Рис. 18.7. Схема главной дозирующей системы карбюратора с электронным управлением:

1 — соленоид; *2* — упор бедного состава смеси; *3* — поплавковая камера; *4* — дозирующая игла; *5* — пружина; *6* — топливный жиклер; *7* — дроссельная заслонка; *8* — малый диффузор; *9* — воздушный жиклер; *10* — упор богатого состава смеси; *11* — контакты разъема

Схема главной дозирующей системы еще одного электронного карбюратора представлена на рис. 18.7. Основным компонентом системы является соленоид *1*, поддерживающий такое положение дозирующей иглы *4*

между упорами *10* (богатая смесь) и *2* (бедная смесь), которое пропускает через жиклер *6* определенное количество топлива, необходимое для получения стехиометрического состава смеси ($\alpha=1$) при прогретом двигателе практически на всем диапазоне частоты вращения коленчатого вала и нагрузок двигателя. Управление соленоидом осуществляет электронный блок в соответствии с получаемыми сигналами от специального кислородного (или циркониевого) датчика, постоянно фиксирующего отклонения состава рабочей смеси от стехиометрического по анализу отработавших газов. Регулирование состава смеси на режиме холостого хода может выполнять другой соленоид, или основной, приводящий в движение еще одну запорную иглу холостого хода.

Существуют также карбюраторы с электронным управлением, в которых регулирование состава смеси осуществляется за счет изменения сечения воздушных жиклеров.

18.3. РАСЧЕТ КАРБЮРАТОРА

По данным теплового расчета (см. § 5.2) диаметр цилиндра $D=78$ мм, ход поршня $S=78$ мм, число цилиндров $i=4$, плотность воздуха $\rho_0=1{,}189$ кг/м^3, теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива $l_0=14{,}957$ кг возд/кг топл, при $N_{emax}=60{,}42$ кВт и $n_N=5600$ мин$^{-1}$ коэффициент наполнения $\eta_V=0{,}8784$, часовой расход топлива $G_т=18{,}186$ кг/ч; при $N_e=60{,}14$ кВт и $n_{max}=6000$ мин$^{-1}$ $\eta_V=0{,}8609$, $G_т=19{,}125$ кг/ч.

Необходимо определить основные размеры диффузора и жиклеров карбюратора, имеющего главную дозирующую систему с компенсационным жиклером, и получить характеристику карбюратора, которая обеспечивала бы при полностью открытой дроссельной заслонке и изменении частоты вращения состав смеси (α), принятый в тепловом расчете (см. рис. 5.1).

Расчет диффузора. Теоретическую скорость воздуха при $n_N=5600$ мин$^{-1}$ принимаем равной $\omega_в=145$ м/с.

Разрежение в диффузоре при $\omega_в=145$ м/с определяется по формуле (18.2)

$$\Delta p_д=\omega_в^2\rho_0/2=145^2\cdot 1{,}189/2=12\,499 \text{ Па}\approx 12{,}5 \text{ кПа}.$$

Действительная скорость воздуха в диффузоре

$$\omega_д=\mu_д\omega_в=0{,}840\cdot 145=121{,}80 \text{ м/с},$$

где $\mu_д=0{,}840$ — определяется по рис. 18.2 при $\Delta p_д=12{,}5$ кПа и в предположении, что кривая $\mu_д$ рассчитываемого карбюратора близка к максимальной кривой $\mu_д$ (см. рис. 18.2).

Действительный секундный расход воздуха через диффузор

$$G_в = \eta_V \frac{\pi D^2}{4} S \frac{ni}{120} \rho_0 = 0{,}8784 \frac{3{,}14 \cdot 0{,}078^2}{43} 0{,}078 \frac{5600 \cdot 4}{120} 1{,}189 =$$

$$= 0{,}0726 \text{ кг/с}.$$

Диаметр диффузора

$$d_д = D \sqrt{\frac{\eta_V S n i}{120 \mu_д \omega_в}} = 0{,}078 \sqrt{\frac{0{,}8784 \cdot 0{,}078 \cdot 5600 \cdot 4}{120 \cdot 0{,}840 \cdot 145}} = 0{,}02527 \text{ м} \approx 25{,}3 \text{ мм},$$

или

$$d_д = \sqrt{\frac{4G_в}{\pi \mu_д \omega_в \rho_0}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}0726}{3{,}14 \cdot 0{,}840 \cdot 145 \cdot 1{,}189}} = 0{,}02527 \text{ м} \approx 25{,}3 \text{ мм}.$$

Расчет главного жиклера. Теоретическая скорость топлива при истечении из главного жиклера

$$\omega_{т.р} = \sqrt{2(\Delta p_д / \rho_т - g\Delta h)} = \sqrt{2(12\,499/740 - 9{,}81 \cdot 0{,}004)} = 5{,}8054 \text{ м/с},$$

где $\rho_т = 740$ — плотность бензина, кг/м^3; $\Delta h = 4$ мм $= 0{,}004$ м. Действительная скорость топлива при истечении из главного жиклера

$$\omega_{ж.г} = \mu_{ж.г} \omega_{ж.г} = 0{,}798 \cdot 5{,}8054 = 4{,}6327 \approx 4{,}6 \text{ м/с},$$

где $\mu_{ж.г} = 0{,}798$ — определяется по рис. 18.5 при выборе жиклера с $l_ж/d_ж = 2$.

Действительный расход топлива двигателем при $n_N = 5600$ мин$^{-1}$ по данным теплового расчета составляет 18,186 кг/ч или 0,00505 кг/с. Так как топливо подается через два жиклера — главный и компенсационный, необходимо так подобрать их размеры, чтобы они обеспечивали выбранную в тепловом расчете зависимость α от частоты вращения. Предварительно принимаем расход топлива через главный жиклер $G_{т.г} = 0{,}00480$ кг/с, а через компенсационный — $G_{т.к} = G_т - G_{т.г} = 0{,}00505 - 0{,}00480 = 0{,}00025$ кг/с.

Диаметр главного жиклера [см. формулу (18.16)]

$$d_{ж.г} = \sqrt{\frac{4G_{т.г}}{\pi \mu_{ж.г} \omega_{т.г} \rho_т}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}00480}{3{,}14 \cdot 0{,}798 \cdot 5{,}8054 \cdot 740}} = 0{,}0013355 \text{ м} \approx 1{,}33 \text{ мм}.$$

Расчет компенсационного жиклера. Теоретическая скорость топлива при истечении из компенсационного жиклера

$$\omega_{т.к} = \sqrt{2gH} = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}05} = 0{,}9905 \text{ м/с},$$

где $H=50$ мм$=0{,}05$ м — уровень топлива в поплавковой камере над компенсационным жиклером.

Истечению топлива со скоростью $\omega_{т.х}=0{,}9905$ м/с приблизительно соответствует разрежение

$$\Delta p=\omega_{т.х}^2\rho_т/2=0{,}9905^2\cdot 740/2=726\text{ Па}\approx 0{,}7\text{ кПа}.$$

Поэтому коэффициент расхода компенсационного жиклера можно определить по рис. 18.5 при $\Delta p\approx 0{,}7$ кПа. Выбираем компенсационный жиклер с отношением $l_ж/d_ж\approx 5$, тогда $\mu_{ж.х}=0{,}65$ (см. рис. 18.5).

Диаметр компенсационного жиклера

$$d_{ж.х}=\sqrt{\frac{4G_{т.х}}{\pi\mu_{ж.х}\omega_{т.х}\rho_т}}=\frac{4\cdot 0{,}00025}{3{,}14\cdot 0{,}65\cdot 0{,}9905\cdot 740}=0{,}0008175\text{ м}\approx 0{,}82\text{ мм}.$$

Расчет характеристики карбюратора. Характеристику карбюратора строят в пределах от $\Delta p_д$ при $n_{min}=1000$ мин$^{-1}$ до $\Delta p_д$ при $n_{max}=6000$ мин$^{-1}$ (см. § 6.2 и 6.3) по формуле

$$\Delta p_д=\left[\frac{\eta_V}{\mu_д}\left(\frac{D}{d_д}\right)^2 S\frac{ni}{120}\right]^2\frac{\rho_0}{2}.$$

Определение $\Delta p_д$ при полностью открытой дроссельной заслонке и заданном значении n осуществляется подбором значения $\mu_д$, соответствующего получаемому значению $\Delta p_д$. По графику на рис. 18.2 определяем при $\Delta p_д=0{,}5-0{,}6$ кПа $\mu_д=0{,}70$ и при $\Delta p_д=12$ — 13 кПа $\mu_д=0{,}838$. Тогда при $n_{min}=1000$ об/мин

$$\Delta p_д=\left[\frac{0{,}8744}{0{,}7}\left(\frac{0{,}078}{0{,}02527}\right)^2 0{,}078\frac{1000\cdot 4}{120}\right]^2\frac{1{,}189}{2}=569\text{ Па};$$

при $n_{max}=6000$ мин$^{-1}$

$$\Delta p_д=\left[\frac{0{,}8609}{0{,}838}\left(\frac{0{,}078}{0{,}02527}\right)^2 0{,}078\frac{6000\cdot 4}{120}\right]^2\frac{1{,}189}{2}=13\,860\text{ Па},$$

где $\eta_V=0{,}8744$ и $\eta_V=0{,}8609$ взяты из теплового расчета, а принятые значения $\mu_д=0{,}70$ и $\mu_д=0{,}838$ соответствуют полученным значениям $\Delta p_д=569$ Па и $\Delta p_д=13\,860$ Па (см. рис. 18.2).

Принимаем девять расчетных точек характеристики в пределах от $\Delta p_д=569$ Па до $\Delta p_д=13\,860$ Па (табл. 18.1).

Таблица 18.1

Параметры	Разрежение в диффузоре $\Delta p_д$, Па								
	569	1000	2000	4000	6000	8000	10000	12499	13860
Коэффициент расхода диффузора $\mu_д$	0,700	0,770	0,815	0,840	0,845	0,845	0,845	0,840	0,838
Расход воздуха через диффузор $G_в$, кг/с	0,01292	0,01882	0,02817	0,04107	0,05061	0,05844	0,06532	0,07259	0,07626
Коэффициент расхода главного жиклера $\mu_{ж.г}$	0,580	0,680	0,735	0,770	0,784	0,792	0,795	0,798	0,799
Теоретическая скорость истечения топлива из главного жиклера $\omega_{т.г}$, кг/с	1,2090	1,6197	2,3077	3,2756	4,0166	4,6408	5,1905	5,8046	6,1128
Расход топлива через главный жиклер $G_{т.г}$, кг/с	0,000726	0,001141	0,001757	0,002613	0,003262	0,003808	0,004275	0,004799	0,005060
Общий расход топлива $G_т$, кг/с	0,000976	0,001391	0,002007	0,002863	0,003512	0,004058	0,004525	0,005049	0,005310
$G_т l_0$	0,01460	0,02081	0,03002	0,04282	0,05253	0,06070	0,06768	0,07552	0,07942
Коэффициент избытка воздуха α	0,885	0,904	0,938	0,959	0,963	0,963	0,965	0,961	0,960

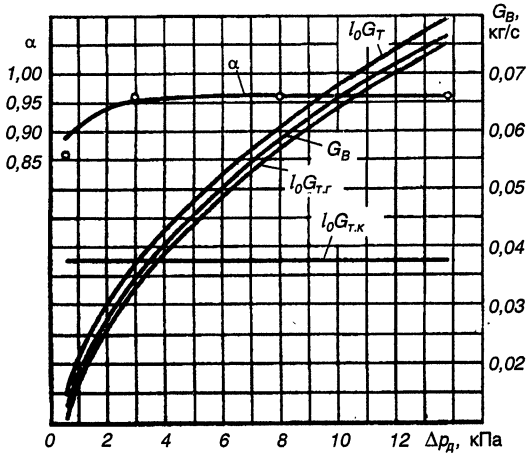


Рис. 18.8. Расчетная характеристика карбюратора

Коэффициент расхода диффузора определяют по графику на рис. 18.2 для принятых расчетных значений $\Delta p_д$ и заносят в табл. 18.1.

Секундный расход воздуха (кг/с) через диффузор в зависимости от разрежения определяется по формуле (18.4)

$$G_в=\frac{\pi d_д^2}{4}\mu_д\sqrt{2\rho_0\Delta p_д}=$$

$$=\frac{3{,}14\cdot 0{,}02527^2}{4}\mu_д\sqrt{2\cdot 1{,}189\Delta p_д}=$$

$$=0{,}000773\mu_д\sqrt{\Delta p_д}.$$

Коэффициент расхода главного жиклера определяется по графику на рис. 18.5 для принятых значений $\Delta p_д$.

Теоретическая скорость истечения топлива (м/с) из главного жиклера

$$\omega_{т.г}=\sqrt{\frac{2}{\rho_т}(\Delta p_д-g\Delta h\rho_т)}=\sqrt{\frac{2}{740}(\Delta p_д-9{,}81\cdot 0{,}004\cdot 740)}=$$

$$=0{,}05198\sqrt{\Delta p_д-29{,}04}.$$

Расход топлива (кг/с) через главный жиклер

$$G_{т.г}=\frac{\pi d_{ж.г}^2}{4}\mu_{ж.г}\omega_{т.г}\rho_т=\frac{3{,}14\cdot 0{,}0013355^2}{4}\mu_{ж.г}\omega_{т.г}\cdot 740=0{,}001036\mu_{ж.г}\omega_{т.г}.$$

Расход топлива через компенсационный жиклер не зависит от разрежения и ранее был принят $G_{т.к}=0{,}00025$ кг/с.

Общий расход топлива

$$G_т=G_{т.г}+G_{т.к}=G_{т.г}+0{,}00025 \text{ кг/с}.$$

Коэффициент избытка воздуха

$$\alpha=\frac{G_в}{G_т l_0}=\frac{d_д^2\mu_д\sqrt{\rho_0\Delta p_д}}{l_0\left[d_{ж.г}^2\mu_{ж.г}\sqrt{\rho_т(\Delta p_д-g\Delta h\rho_т)}+d_{ж.к}^2\mu_{ж.к}\rho_т\sqrt{gH}\right]}=$$

$$= \frac{0{,}02527^2 \mu_д \sqrt{1{,}189 \Delta p_д}}{14{,}957 [0{,}0013355^2 \mu_{ж.г} \sqrt{740(\Delta p_д - 9{,}81 \cdot 0{,}004 \cdot 740)} + 0{,}0008175^2 \cdot 0{,}65 \cdot 740 \sqrt{9{,}81 \cdot 0{,}05}]} =$$

$$= \frac{0{,}00004656 \mu_д \sqrt{\Delta p_д}}{0{,}0000485 \mu_{ж.г} \sqrt{\Delta p_д - 29{,}04} + 0{,}000225}.$$

Все расчетные данные сводят в табл. 18.1 и по ним строят характеристику карбюратора (рис. 18.8). Как видно из рисунка, полученная кривая зависимости α от $\Delta p_д$ очень близка к значениям α, принятым в тепловом расчете (эти значения отмечены на рис. 18.8 точками). Следовательно, рассчитанный карбюратор в первом приближении отвечает предъявленным к нему требованиям при работе двигателя на основных рабочих режимах.

18.4. СИСТЕМЫ ВПРЫСКА ТОПЛИВА В ДВИГАТЕЛЯХ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

Практически все существующие системы впрыска можно разделить на три основные группы по месту впрыскивания легкого топлива:

— системы центрального впрыска, в которых одна электромагнитная форсунка осуществляет непрерывную подачу топлива во впускной коллектор над дроссельной заслонкой, обеспечивая топливом все цилиндры двигателя. В многоцилиндровых и V-образных двигателях устанавливаются две форсунки над каждой дроссельной заслонкой. По способу смесеобразования данные системы наиболее близки к системам топливоподачи и смесеобразования карбюраторных двигателей;

— системы распределительного впрыска над впускными клапанами. В этих системах могут применяться форсунки двух типов: электромагнитные форсунки циклового (дискретного) впрыскивания, а также форсунки непрерывного действия;

— системы распределенного впрыска непосредственно в полость цилиндра. Эти системы относятся к принципиально новым системам бензиновых двигателей— с внутренним смесеобразованием, аналогичным системам смесеобразования дизелей.

Преимуществом всех систем впрыскивания легкого топлива по сравнению с карбюраторными двигателями является раздельная подача и регулировка количества и качества топлива и воздуха, позволяющая более точно поддерживать необходимый состав топливовоздушной смеси в каждый момент времени в соответствии с постоянно изменяющимся режимом работы двигателя.

Вторым важнейшим преимуществом систем впрыска является использование самых последних достижений науки, техники

и технологии: электронные блоки управления, в том числе микропроцессорные, электромагнитные быстродействующие форсунки, самые различные датчики, контролирующие количество и состав рабочей смеси и отработавших газов.

Указанные преимущества систем впрыска легкого топлива позволяют удовлетворять растущие экологические требования по сокращению токсичных выбросов в атмосферу, экономить топливо, повышать технико-экономические и мощностные характеристики двигателей, снижать их массогабаритные параметры.

Вместе с тем постоянно растет сложность изготовления двигателей, повышаются требования к качеству топлива и смазочным материалам, усложняется технология производства, растет количество прецизионных деталей, узлов, приборов и датчиков, используемых в двигателях, что безусловно повышает как стоимость самих двигателей, так и стоимость автомобилей в целом.

Системы распределенного впрыска

Наиболее распространенными являются системы распределенного впрыскивания топлива в зоны впускных клапанов. Эти системы могут быть как с электронным, так и с электромеханическим управлением. На рис. 18.9 приведена принципиальная схема электронной системы распределенного впрыска.

Топливо из бака *1* засасывается в электрический бензонасос *2* и под давлением поступает в топливный фильтр *3*, а затем в подающий топливопровод *12* и регулятор давления *10*, который поддерживает определенное давление топлива в зависимости от нагрузки двигателя. Из регулятора давления избыточное количество топлива возвращается в бензобак *1* по топливопроводу обратного слива *11*, а основная часть топлива направляется в распределительный топливной коллектор (или к «рельсе») *9*, где расположены электромагнитные форсунки *8*, каждая из которых обеспечивает топливом один цилиндр.

Воздух после воздухоочистителя проходит через расходомер *14* и дроссельную заслонку *13* (или байпасные каналы *16*), а в зоне впускного тракта перед впускными клапанами подходит к форсункам, где и происходит начало образования топливовоздушной смеси. Здесь следует отметить, что регулятор давления топлива *10* фактически является стабилизатором перепада давления между топливом и воздухом (рис. 18.10). Этот перепад давлений сохраняется постоянным практически на всех режимах работы двигателя.

Регулирование состава топливовоздушной смеси осуществляется за счет изменения количества топлива, подаваемого форсункой во впускной коллектор за один цикл в соответствии с длительностью управляющего импульса напряжения. Длительность этого

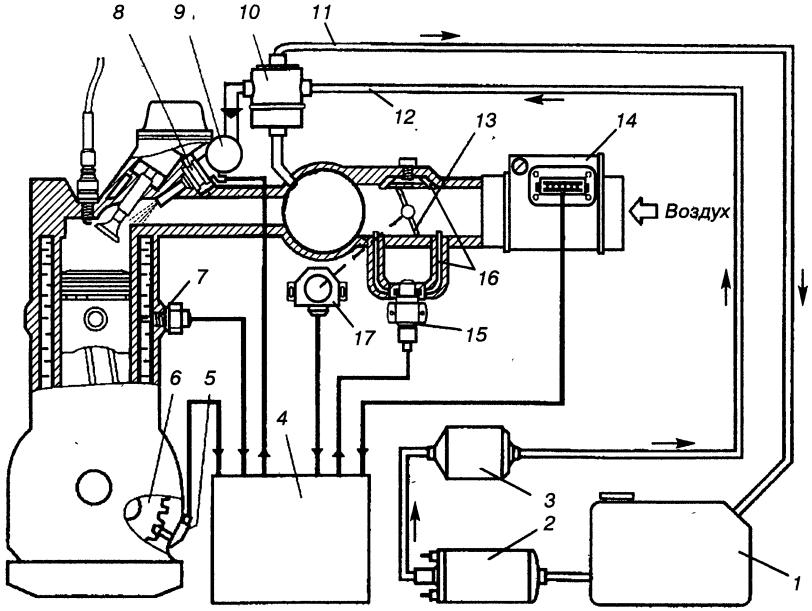


Рис. 18.9. Электронная система распределенного впрыска топлива:

1 — топливный бак; *2* — бензонасос; *3* — топливный фильтр; *4* — блок управления; *5* — датчик частоты вращения коленчатого вала; *6* — маркерный диск; *7* — датчик температуры охлаждающей жидкости; *8* — форсунка; *9* — топливный коллектор (рельса); *10* — регулятор давления; *11* — топливопровод обратного слива; *12* — подающий топливопровод; *13* — дроссельная заслонка; *14* — датчик расхода воздуха; *15* — регулятор холостого хода; *16* — байпасные каналы; *17* — датчик положения дроссельной заслонки

импульса рассчитывается микропроцессором на основании сигналов, поступающих от различных датчиков и соответствующих программ (матриц топливодозирования), заложенных в память блока управления *4* (рис. 18.11).

Для приготовления топливовоздушной смеси определенного состава необходимо уменьшать или увеличивать длительность управляющего импульса в соответствии с конкретными режимами и условиями работы двигателя.

Так, при пуске холодного двигателя необходимо значительно обогащать смесь и, следовательно, увеличивать длительность управляющего импульса. Это увеличение осуществляется по специальной программе в соответствии с сигналами датчиков температуры охлаждающей жидкости *7* и всасывающего воздуха *14*. С ростом температуры и увеличением частоты вращения длительность управляющего импульса сокращается, а при достижении частоты вращения 300 — 500 мин$^{-1}$ пусковой период считается завершенным. Частота вращения коленчатого вала отслеживается датчиком *5* по маркерному диску *6* (см. рис. 18.9).

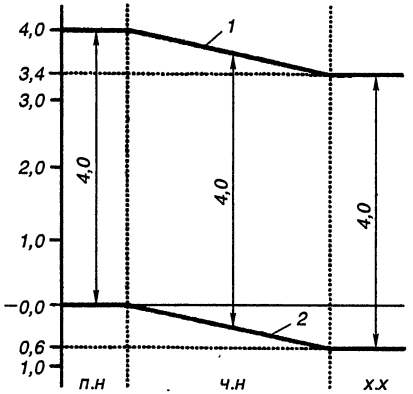


Рис. 18.10. Диаграмма работы регулятора давления:

1 — давление в топливном коллекторе, кг/см^2; *2* — разрежение за дроссельной заслонкой, кг/см^2; х.х.— холостой ход; ч.н.— частичные нагрузки; п.н.— полная нагрузка

Устойчивую работу двигателя на холостом ходу с заданной частотой вращения автоматически обеспечивает регулятор холостого хода *15* в зависимости от температуры охлаждающей жидкости. На холостом ходу непрогретого двигателя дроссельная заслонка закрыта, а воздух поступает через верхний и нижний байпасные каналы *16*. При достижении температуры охлаждающей жидкости 50 — 70 °С регулятор *15* прекращает подачу воздуха через нижний байпасный канал. После этого воздух поступает только через верхний байпас, сечение которого можно изменять винтом регулировки частоты вращения коленчатого вала на холостом ходу.

После запуска холодного двигателя и достижения частоты вращения коленчатого вала, превышающей 400 — 600 мин$^{-1}$, начинается работа микропроцессора по основной (базовой) матрице топливодозирования (см. рис. 18.11). В период прогрева двигателя длительность управляющих импульсов $\tau_{упр}$, предусмотренная базовой матрицей, умножается на коэффициенты $K_{t.охл.ж}$ и $K_{t.возд}$, значения которых в виде таблиц или графиков (рис. 18.12) также хранятся в памяти блока управления. $K_{t.охл.ж}$ понижается с ростом температуры и, достигая 1 при 70 — 80 °С, прекращает свое влияние на $\tau_{упр}$. $K_{t.возд}$ при температуре воздуха ниже 20 °С увеличивает длительность $\tau_{упр}$, обогащая смесь, а при температуре выше 20 °С уменьшает $\tau_{упр}$, обедняя смесь.

Работа прогретого двигателя на частичных нагрузках отслеживается блоком управления в основном по сигналам датчика частоты вращения коленчатого вала *5* и датчиков расхода *14* и температуры воздуха *7*. Длительность управля-

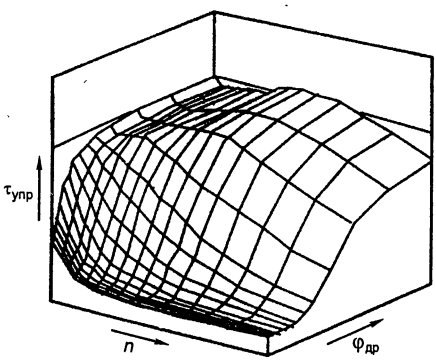


Рис. 18.11. Базовая матрица топливодозирования:

n — частота вращения коленчатого вала; $\varphi_{др}$ — угол открытия дроссельной заслонки (нагрузка); $\tau_{упр}$ — длительность управляющих импульсов топливоподачей

ющих импульсов $\tau_{упр}$ практически совпадает с длительностью импульсов $\tau_{баз}$ базовой матрицы топливодозирования. Сигнал о переходе двигателя на режим максимальной мощности блок управления получает от датчика положения дроссельной заслонки *17* и в соответствии с данными базовой матрицы увеличивает управляющий импульс, обогащая смесь.

В случае торможения двигателем работа блока управления осуществляется по специальной программе, обеспечивающей при полном закрытии дроссельной заслонки отключение подачи топлива форсунками (при этом $\tau_{упр}=0$) и быстрое снижение частоты вращения до 1200 — 1300 мин$^{-1}$. Но при дальнейшем уменьшении частоты вращения подача топлива вновь возобновляется.

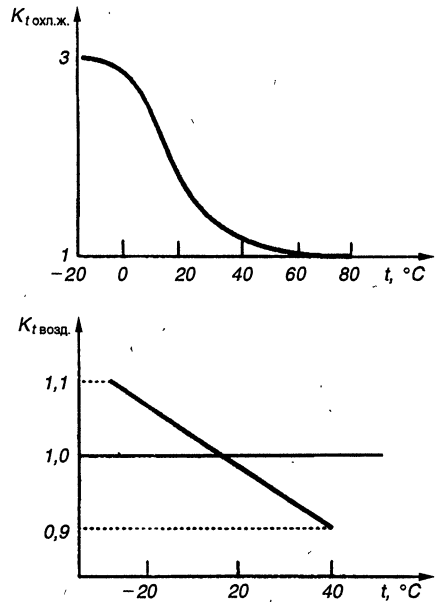


Рис. 18.12. Зависимость коэффициентов коррекции $K_{tохл.ж}$ и $K_{tвозд}$ от температуры

Работа двигателя с распределенным впрыском зависит не только от частоты управляющих импульсов напряжения, но и от синхронизации их периодичности с системой газораспределения. В настоящее время используются три метода впрыскивания топлива электромагнитными форсунками — одновременный, групповой и фазированный (последовательный). При одновременном впрыске все форсунки соединены параллельно и управляются одним импульсом. При этом в системе впрыск осуществляется один (реже два) раз за каждый поворот коленчатого вала на 360°. Периодичность впрыска при групповой схеме составляет 720° поворота коленчатого вала для каждой группы цилиндров, а количество управляющих импульсов за полный цикл работы двигателя равно количеству групп. При фазированном впрыске момент подачи управляющего импульса напряжения синхронизируется с моментом открытия впускного клапана соответствующего цилиндра и даже может изменяться в зависимости от режима работы двигателя. Естественно, что фазированный впрыск обеспечивает более равномерный состав смеси по цилиндрам, что уменьшает токсичность и в определенной мере улучшает мощностные характеристики двигателя. Вместе с тем эта система требует более совершенного блока управления, она сложнее и дороже одновременного и группового впрыскивания.

Точность и равномерность подачи топлива по цилиндрам зави-

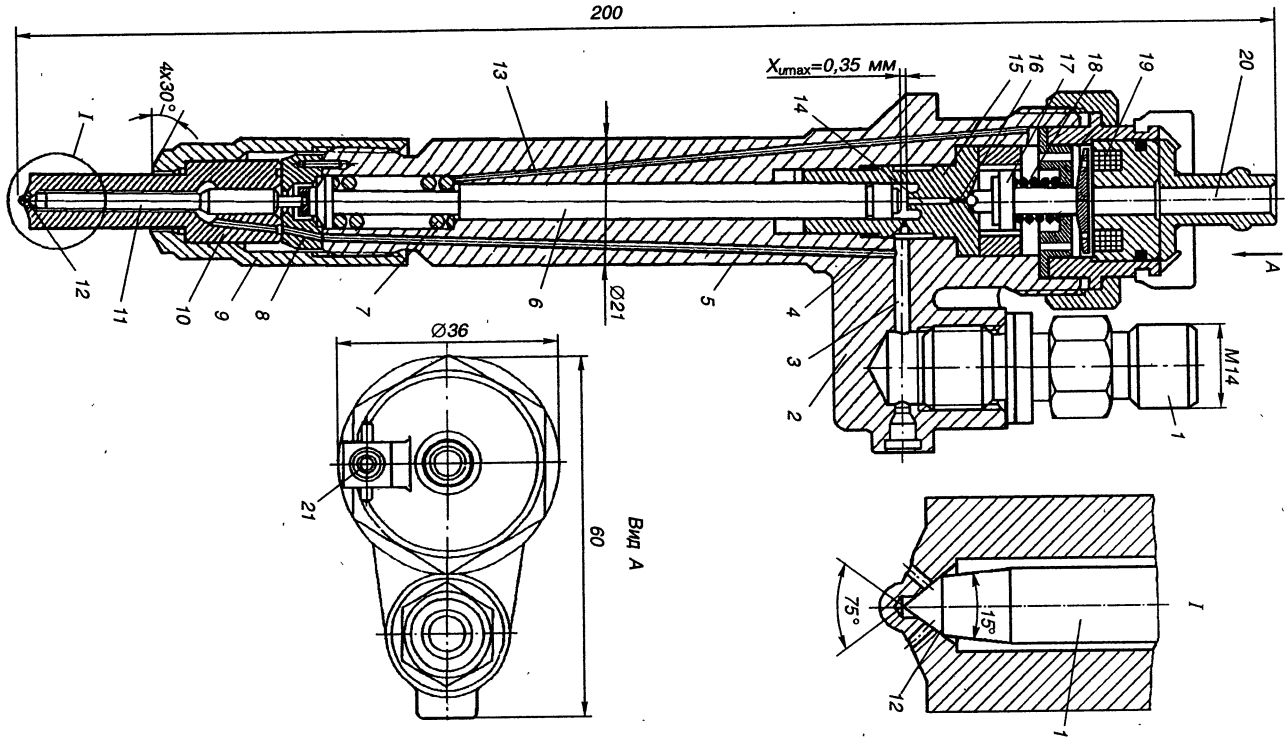


Рис. 18.13. Электрогидравлическая форсунка:

1 — штуцер топливоподачи; *2* — корпус форсунки; *3* — горизонтальный топливный канал; *4* — дозатор; *5* — канал подвода топлива к распылителям; *6* — плунжер; *7* — пружина; *8* — проставка между корпусом и распылителем; *9* — стяжная гайка; *10* — распылитель; *11* — игла распылителя; *12* — сопло; *13* — сливной канал избыточного корпуса; *14* — торец втулки; *15* — втулка; *16* — седло клапана; *17* — якорь клапана; *18* — пружина якоря; *19* — электромагнит-соленоид; *20* — сливной штуцер

сит также и от качества форсунок. Для распределенного впрыска применяется достаточно большое число электромагнитных форсунок, но принцип их действия одинаков. Одна из схем таких электрогидравлических форсунок приведена на рис. 18.13. Наиболее распространенной в настоящее время является электромагнитная форсунка со штифтовым запирающим устройством, выпускаемая фирмой BOSCH (см. рис. 18.14, *а*). Топливо через фильтр *1* поступает в корпус *7* форсунки, а затем к запирающему устройству *3* с распылителем, которое размещено в седле *4* и прочно соединено с корпусом. Под действием давления топлива и пружины *5*, прижимающих клапан (штифт) к седлу *4*, выходное отверстие форсунки плотно закрыто. Под действием управляющего импульса напряжения соленоид втягивает якорь и клапан открывается. Быстродействие открытия и закрытия клапана в соответствии с управляющим импульсом определяется жесткостью пружины *5*, массой подвижной части запирающего клапана и индуктивностью обмотки соленоида.

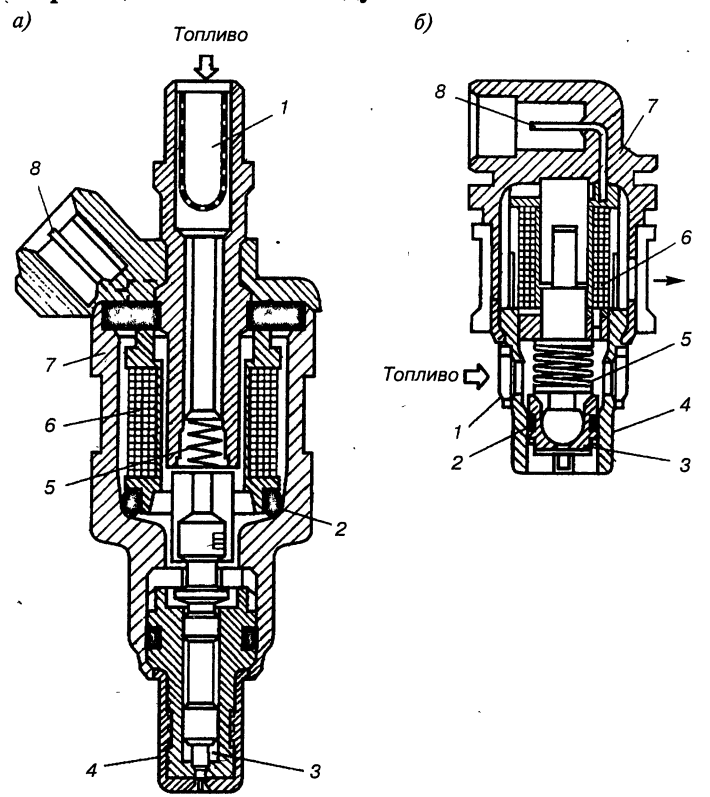


Рис. 18.14. Конструкции форсунок для систем распределенного (*а*) и центрального (*б*) впрыска:

1 — топливный фильтр; *2* — уплотнительные кольца; *3* — запирающее устройство; *4* — седло; *5* — пружина; *6* — электромагнит-соленоид; *7* — корпус; *8* — электрический разъем

С уменьшением сопротивления соленоида и массы подвижных деталей быстродействие форсунки повышается, а разброс цикловых подач по цилиндрам снижается.

Как уже отмечалось, системы распределенного впрыска имеют достаточно широкое распространение, но поиск наиболее приемлемых и совершенных конструкций продолжается. Сегодня существует значительное число систем, отличающихся теми или иными конструктивными элементами. Вот некоторые из них.

1. Вместо рассмотренной схемы с «выносным» бензонасосом и регулятором давления топлива в ряде конструкций они объединяются в единый «погружной» моноблок топливного насоса и устанавливаются непосредственно в бензобаке. При этом исключается топливопровод обратного слива и уменьшается испарение топлива, что снижает токсичность двигателя.

2. Применяются системы, в которых вместо замера расхода воздуха осуществляется его расчет блоком управления на основе сигналов датчика абсолютного давления воздуха за дроссельной заслонкой, датчика частоты вращения коленчатого вала и датчика температуры воздуха.

3. Отдельные системы распределенного впрыска имеют кислородные датчики (λ-зонды или λ-корректоры), основой которых является диоксид циркония ZrO_2. Принцип работы кислородного датчика состоит в генерировании э.д.с., величина которой определяется содержанием свободного кислорода в отработавших газах и в окружающем воздухе. При незначительных изменениях состава смеси (от $\alpha = 0{,}98$ до $\alpha = 1{,}02$) э.д.с. на выходе из датчика изменяется скачком от нескольких милливольт до одного вольта. Эти «скачки» кислородного датчика преобразуются блоком управления в команды по непрерывной коррекции длительности управляющих импульсов, что обеспечивает поддержание примерно стехиометрического состава смеси на всех основных режимах работы двигателя, кроме режимов, выходящих за рамки действия датчика. Это режимы ускорения и максимальной мощности, прогрева и торможения двигателя. Таким образом кислородный дат-

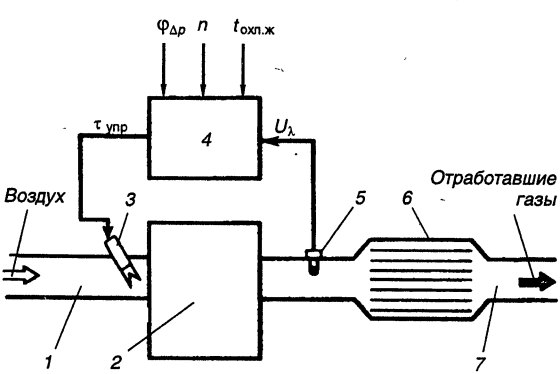


Рис. 18.15. Упрощенная схема регулировки состава смеси и отработавших газов с кислородным датчиком (λ-зонд) и трехкомпонентным нейтрализатором:

1 — впускной коллектор; *2* — двигатель; *3* — форсунка; *4* — блок управления; *5* — кислородный датчик (λ-зонд); *6* — трехкомпонентный нейтрализатор; *7* — выпускная труба

чик включается в автоматическую систему регулирования состава смеси с обратной связью, что позволяет снизить уровень токсичности отработавших газов.

4. Наиболее хорошие результаты по нейтрализации трех основных токсичных компонентов в отработавших газах ($НО_х$, СО и СН) достигаются при включении в систему регулирования состава смеси с обратной связью трехкомпонентного каталитического нейтрализатора. Максимальная эффективность этого нейтрализатора находится в том же диапазоне состава рабочей смеси ($\alpha \approx 1$), который и поддерживает кислородный датчик (λ-зонд). Упрощенная схема такой системы представлена на рис. 18.15.

Аналогичные системы регулирования состава смеси с обратной связью, имеющие в своем составе кислородный датчик и трехкомпонентный нейтрализатор, используются и в карбюраторах с электронным управлением.

Системы центрального впрыска

Системы центрального впрыска (рис. 18.16) в основном аналогичны распределенным системам, но имеют только одну электромаг-

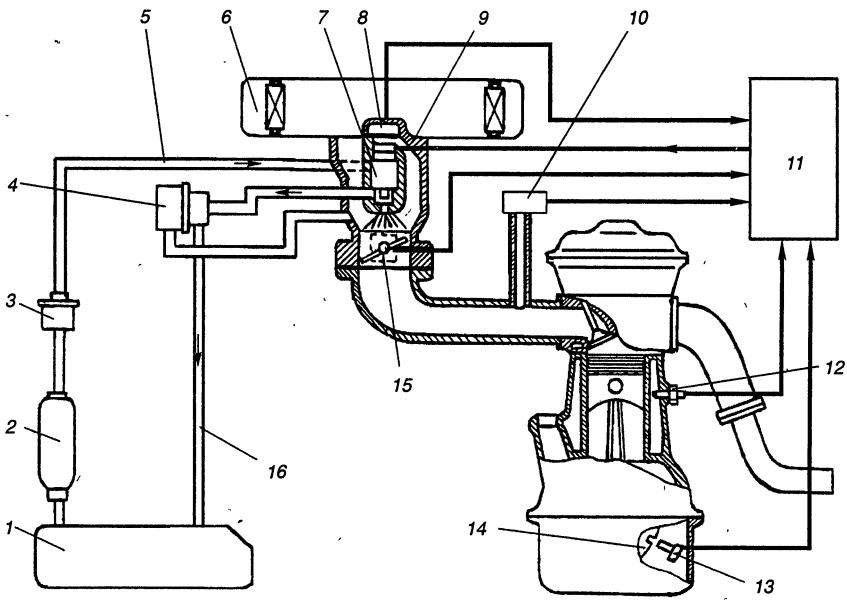


Рис. 18.16. Система центрального впрыска:

1 — топливный бак; *2* — бензонасос; *3* — топливный фильтр; *4* — регулятор давления; *5* — подающий топливопровод; *6* — воздухозаборник; *7* — форсунка; *8* — датчик температуры всасываемого воздуха; *9* — корпус моноблока дроссельной заслонки; *10* — датчик абсолютного давления во впускном коллекторе; *11* — блок управления; *12* — датчик температуры охлаждающей жидкости; *13* — датчик частоты вращения и положения коленчатого вала; *14* — маркерный диск; *15* — датчик положения дроссельной заслонки; *16* — топливопровод обратного слива

нитную форсунку, которая обеспечивает приготовление топливовоздушной смеси для всех цилиндров. Топливо из бака *1* засасывается бензонасосом выносного типа *2* (или погруженного в бак) и под давлением подается к фильтру тонкой очистки *3* и регулятору давления *4*, а затем поступает в форсунку, расположенную в моноблоке дроссельной заслонки.

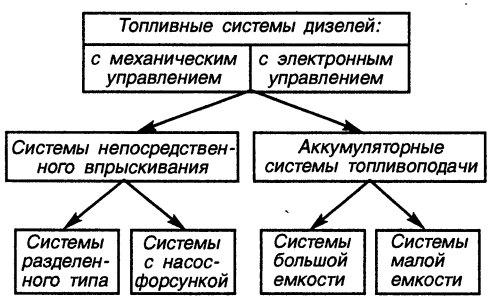
Электромагнитные форсунки центрального впрыска (см. рис. 18.4, *б*) несколько отличаются по конструкции от форсунок систем распределенного типа. Кроме того, давление впрыска в центральных системах составляет, как правило, 0,08 — 0,12 МПа, что значительно ниже, чем в распределенных. Это позволяет использовать более высокоскоростные форсунки с малым сопротивлением обмотки соленоида.

Основным преимуществом систем центрального впрыска является их относительная простота по сравнению с распределенными системами. Основной же их недостаток — бóльшая неравномерность смеси по цилиндрам. Работа блока управления систем центрального впрыска в принципе аналогична распределенным системам, однако их использование на современных двигателях пока не нашло широкого применения.

18.5. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ ДИЗЕЛЯ

Современные топливные системы дизелей по способу управления топливоподачей подразделяются, так же как и системы бензиновых двигателей, на два типа: с механическими и электронными устройствами и приборами управления. Ниже приведена одна из возможных схем классификации систем топливоподачи дизелей.

Схема. Классификация топливных систем дизелей



В настоящее время двигателестроительные фирмы используют самые различные системы топливоподачи для оснащения дизелей. Сегодня идет поиск новых конструктивных решений при создании автомобильных и тракторных двигателей, в том числе дизелей, позволяющих в большей степени использовать новые средства

управления и контроля. В этой связи следует учитывать, что с расширением применения электромагнитных форсунок и электронных систем управления может увеличиваться оснащение дизелей аккумуляторными системами топливоподачи. Эти системы, имеющие постоянное давление топлива, наиболее приспособлены к цикличной подаче топлива по сигналам электронных управляющих импульсов различной длительности.

Топливная система дизеля включает следующие основные элементы: топливный бак, подкачивающий насос низкого давления, фильтры, насос высокого давления, форсунки, трубопроводы и датчики.

Расчет системы топливоподачи дизеля обычно сводится к определению параметров ее основных элементов: топливного насоса высокого давления и форсунок.

Топливный насос высокого давления

Топливный насос высокого давления является основным конструктивным элементом системы питания дизелей. Он предназначен для отмеривания необходимого количества топлива и подачи его под высоким давлением в цилиндры в установленный момент в соответствии с порядком работы двигателя.

Для автомобильных и тракторных дизелей применяют топливные насосы высокого давления золотникового типа с плунжерами, нагруженными пружинами и приводимыми в движение кулачками вращающегося вала.

Расчет секции топливного насоса заключается в определении диаметра и хода плунжера. Эти основные конструктивные параметры насоса находятся в зависимости от его цикловой подачи на режиме номинальной мощности дизеля.

Цикловая подача, т. е. расход топлива за цикл:

в массовых единицах (г/цикл)

$$g_{\text{ц}} = g_e N_e \tau / (120 n i); \qquad (18.21)$$

в объемных единицах (мм^3/цикл)

$$V_{\text{ц}} = g_e N_e \tau / (10 n i \rho_{\text{т}}). \qquad (18.22)$$

Вследствие сжатия топлива и утечек через неплотности, а также из-за деформации трубопроводов высокого давления производительность насоса должна быть больше величины $V_{\text{ц}}$.

Влияние указанных выше факторов на величину цикловой подачи учитывается *коэффициентом подачи* насоса, представляющим отношение объема цикловой подачи к объему, описанному плунжером на геометрическом активном ходе:

$$\eta_н = V_д / V_т, \qquad (18.23)$$

где $V_т = f_п S_{акт}$ — теоретическая цикловая подача насоса, мм^3/цикл ($f_п$ — площадь поперечного сечения плунжера, мм^2; $S_{акт}$ — активный ход плунжера, мм).

Таким образом, теоретическая подача секции топливного насоса

$$V_т = V_д / \eta_н.$$

Величина $\eta_н$ для автомобильных и тракторных дизелей при номинальной нагрузке изменяется в пределах 0,70 — 0,90.

Полная производительность секции топливного насоса (мм^3/цикл) с учетом перепуска топлива, перегрузки дизеля и обеспечения надежного пуска при низких температурах определяется по формуле

$$V_н = (2{,}5 — 3{,}2) V_т.$$

Это количество топлива должно быть равно объему, соответствующему полному ходу плунжера.

Основные размеры насоса определяются из выражения

$$V_н = \pi d_{пл}^2 S_{пл} / 4,$$

где $d_{пл}$ и $S_{пл}$ — диаметр и полный ход плунжера, мм.

Диаметр плунжера

$$d_{пл} = \sqrt[3]{\frac{4V_н}{\pi S_{пл}/d_{пл}}}.$$

Отношение $S_{пл}/d_{пл}$ изменяется в пределах 1,0 — 1,7. Диаметр плунжера насоса должен быть не менее 6 мм. При меньших диаметрах затрудняется обработка и пригонка плунжера в гильзе.

По статистическим данным для дизелей без наддува диаметр плунжера зависит главным образом от диаметра цилиндра и не зависит от способа смесеобразования и номинального скоростного режима двигателя. Отношение $d_{пл}/D = 0{,}065 — 0{,}08$ справедливо для дизелей без наддува как с разделенными, так и с неразделенными камерами, с $V_h = 0{,}61 — 1{,}9$ л и $n = 2000 — 4000$ мин$^{-1}$.

Полный ход плунжера (мм)

$$S_{пл} = (S_{пл}/d_{пл}) d_{пл}.$$

При выбранном диаметре плунжера его активный ход

$$S_{акт} = V_т / f_{пл},$$

где $V_т$ — теоретическая подача секции топливного насоса, мм^3/цикл.

Расчет топливного насоса высокого давления. По результатам теплового расчета дизеля (см. § 5.3) определяем диаметр и ход плунжера топливного насоса высокого давления.

Исходные данные: эффективная мощность $N_e=233$ кВт; частота вращения двигателя $n=2600$ мин$^{-1}$; число цилиндров $i=8$; удельный эффективный расход топлива $g_e=220$ г/(кВт·ч); тактность двигателя $\tau=4$; плотность топлива $\rho_т=0{,}842$ г/см^3.

Цикловая подача

$$V_ц=\frac{g_eN_e\tau\cdot10^3}{120ni\rho_т}=\frac{220\cdot233\cdot4\cdot10^3}{120\cdot2600\cdot8\cdot0{,}842}=97{,}5 \text{ мм}^3/\text{цикл}.$$

Коэффициент подачи насоса $\eta_н=0{,}75$.

Теоретическая подача секции топливного насоса

$$V_т=V_ц/\eta_н=97{,}5/0{,}75=130 \text{ мм}^3/\text{цикл}.$$

Полная производительность секции насоса

$$V_н=3{,}1V_т=3{,}1\cdot130=402 \text{ мм}^3/\text{цикл}.$$

Отношение хода плунжера к диаметру принимаем равным $S_{пл}/d_{пл}=1$.

Диаметр плунжера

$$d_{пл}=\sqrt[3]{\frac{4V_н}{\pi S_{пл}/d_{пл}}}=\sqrt[3]{\frac{4\cdot402}{3{,}14\cdot1}}=8 \text{ мм}.$$

Полный ход плунжера

$$S_{пл}=d_{пл}S_{пл}/d_{пл}=8\cdot1=8 \text{ мм}.$$

Активный ход плунжера

$$S_{акт}=4V_т/(\pi d_{пл}^2)=4\cdot130/(3{,}14\cdot8^2)=2{,}6 \text{ мм}.$$

Форсунка

Форсунки служат для распыливания и равномерного распределения топлива по объему камеры сгорания дизеля и выполняются открытыми и закрытыми. В закрытых форсунках распыливающие отверстия сообщаются с трубопроводом высокого давления только в период подачи топлива. В открытых форсунках эта связь постоянна.

Расчет форсунки сводится к определению диаметра сопловых отверстий.

Объем топлива (мм^3/цикл), впрыскиваемого форсункой за один рабочий ход четырехтактного дизеля (цикловая подача):

$$V_{ц}=g_eN_e\cdot 10^3/(30ni\rho_т).$$

Время истечения топлива (с)

$$\Delta t=\Delta\varphi/(n6),$$

где $\Delta\varphi$ — угол поворота коленчатого вала, град.

Продолжительность подачи $\Delta\varphi$ задают в зависимости от типа смесеобразования дизеля. При пленочном смесеобразовании $\Delta\varphi=15-25°$ поворота коленчатого вала, а при объемном, где требуется более высокая скорость впрыска, $\Delta\varphi=10-20°$.

Средняя скорость истечения топлива (м/с) через сопловые отверстия распылителя определяется по формуле

$$w_ф=\sqrt{(2/\rho_т)(p_ф-p_ц)}, \qquad (18.24)$$

где $p_ф$ — среднее давление впрыска топлива, Па; $p_ц=(p''_c+p_z)/2$ — среднее давление газа в цилиндре в период впрыска, Па; p''_c и p_z — давление в конце сжатия и сгорания, определяемые по данным теплового расчета дизеля, Па.

В дизелях без наддува $p_ц=3$ — 6 МПа, а в двигателях с наддувом может быть значительно выше.

Среднее давление впрыска $p_ф$ в дизелях автомобильного и тракторного типов лежит в пределах 15 — 40 МПа и зависит от величины затяжки пружины форсунки, гидравлического сопротивления сопел, диаметра и скорости движения плунжера и др. Чем выше давление впрыска $p_ф$, тем больше скорость истечения топлива и лучше его распыливание.

Величина средней скорости истечения топлива изменяется в широких пределах $w_ф=150\div 300$ м/с.

Суммарная площадь сопловых отверстий форсунки находится из выражения

$$f_c=\frac{V_ц}{\mu_ф w_ф\Delta t\cdot 10^3}\ \text{мм}^2, \qquad (18.25)$$

где $\mu_ф$ — коэффициент расхода топлива, равный 0,65 — 0,85.

Диаметр соплового отверстия форсунки

$$d_c=\sqrt{4f_c/(\pi m)}\ \text{мм},$$

где m — число сопловых отверстий.

Число и расположение сопловых отверстий выбирается исходя из формы камеры сгорания и способа смесеобразования.

В дизелях с пленочным смесеобразованием применяют одно- и двухдырчатые распылители с диаметром отверстия 0,4 — 0,6 мм, а в дизелях с объемным смесеобразованием — многодырчатые распылители с диаметром отверстий 0,2 мм и более.

Расчет форсунки. По результатам теплового расчета дизеля (см. § 5.3) и топливного насоса высокого давления определяем диаметр сопловых отверстий форсунки. Исходные данные: действительное давление в конце сжатия $p''_c = 8{,}669$ МПа; давление в конце сгорания $p_z = 11{,}307$ МПа; частота вращения двигателя $n = 2600$ мин$^{-1}$; цикловая подача топлива $V_ц = 97{,}5$ мм^3/цикл; плотность топлива $\rho_т = 842$ кг/м^3.

Продолжительность подачи топлива в градусах поворота коленчатого вала принимаем равной $\Delta\varphi = 18°$.

Время истечения топлива

$$\Delta t = \Delta\varphi/(6n) = 18/(6 \cdot 2600) = 0{,}00115 \text{ с.}$$

Среднее давление газа в цилиндре в период впрыска

$$p_ц = (p''_c + p_z)/2 = (8{,}669 + 11{,}307)/2 = 9{,}988 \text{ МПа.}$$

Среднее давление распыливания принимаем равным $p_ф = 40$ МПа.

Средняя скорость истечения топлива через сопловые отверстия

$$w_ф = \sqrt{\frac{2}{\rho_т}(p_ф - p_ц) \cdot 10^6} = \sqrt{\frac{8}{842}(40 - 9{,}988) \cdot 10^6} =$$

$$= 267 \text{ м/с.}$$

Коэффициент расхода топлива принимаем равным $\mu_ф = 0{,}72$.

Суммарная площадь сопловых отверстий

$$f_c = \frac{V_ц}{\mu_ф w_ф \Delta t \cdot 10^3} = \frac{97{,}5}{0{,}72 \cdot 267 \cdot 0{,}00115 \cdot 10^3} = 0{,}44 \text{ мм}^2.$$

Число сопловых отверстий принимаем равным $m = 4$.

Диаметр соплового отверстия

$$d_c = \sqrt{4f_c/(\pi m)} = \sqrt{4 \cdot 0{,}44/(3{,}14 \cdot 4)} = 0{,}374 \text{ мм.}$$

Приведенные выше расчеты дают возможность лишь ориентировочно определить основные конструктивные параметры топливного насоса и форсунки. Объясняется это тем, что действитель-

ный процесс топливоподачи из-за гидродинамических явлений, происходящих в топливной системе, значительно отличается от принятого в расчете.

Глава 19

РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ СМАЗОЧНОЙ СИСТЕМЫ

19.1. МАСЛЯНЫЙ НАСОС

Масляная система обеспечивает смазку деталей двигателя с целью уменьшения трения, предотвращения коррозии, удаления продуктов износа и частичное охлаждение его отдельных узлов. В зависимости от типа и конструкции двигателей применяют систему смазки разбрызгиванием, под давлением и комбинированную. Большинство автомобильных и тракторных двигателей имеют комбинированную систему смазки. При этом к большинству трущихся поверхностей масло подводится под давлением.

Одним из основных элементов смазочной системы является масляный насос, который служит для подачи масла к трущимся поверхностям движущихся частей двигателя. По конструктивному исполнению масляные насосы бывают шестеренчатые и винтовые. Шестеренчатые насосы отличаются простотой устройства, компактностью, надежностью в работе и являются наиболее распространенными в автомобильных и тракторных двигателях.

Расчет масляного насоса заключается в определении размеров его шестерен. Этому расчету предшествует определение циркуляционного расхода масла в системе.

Циркуляционный расход $V_ц$ масла зависит от количества отводимой им от двигателя теплоты $Q_м$. В соответствии с данными теплового баланса величина $Q_м$ (кДж/с) для современных автомобильных и тракторных двигателей составляет 1,5 — 3,0% от общего количества теплоты, введенной в двигатель с топливом:

$$Q_м = (0{,}015 - 0{,}030) Q_0. \qquad (19.1)$$

Количество теплоты, выделяемой топливом в течение 1 с:

$$Q_0 = H_u G_т / 3600,$$

где H_u выражено в кДж/кг; $G_т$ — в кг/ч.

Циркуляционный расход масла ($м^3$/с) при заданной величине $Q_м$

$$V_ц = Q_м / (\rho_м c_м \Delta T_м), \qquad (19.2)$$

где $\rho_м$ — плотность масла. В расчетах принимают $\rho_м = 900$ кг/м^3; $c_м = 2{,}094$ — средняя теплоемкость масла, кДж/(кг·К); $\Delta T_м = 10$ — 15 — температура нагрева масла в двигателе, К.

Для стабилизации давления масла в системе двигателя циркуляционный расход масла обычно увеличивается в 2 раза:

$$V' = 2V_ц. \tag{19.3}$$

В связи с утечками масла через торцовые и радиальные зазоры насоса расчетную производительность его (м^3/с) определяют с учетом объемного коэффициента подачи $\eta_н$:

$$V_р = V'/\eta_н. \tag{19.4}$$

Величина $\eta_н$ изменяется в пределах 0,6 — 0,8.

При расчете насоса принимают, что объем зуба шестерни (м^3) равен объему впадины между зубьями:

$$V = \pi D_0 hb, \tag{19.5}$$

где D_0 — диаметр начальной окружности шестерни, м; h — высота зуба, м; b — длина зуба, м.

Расчетная производительность насоса

$$V_р = \pi D_0 hbn_н/60, \tag{19.6}$$

где $n_н$ — частота вращения шестерни, мин$^{-1}$.

При высоте зуба, равной двум модулям ($h = 2m$), и $D_0 = zm$

$$V_р = 2\pi zm^2 bn_н/60, \tag{19.7}$$

где $z = 6$ — 12 — число зубьев шестерни в выполненных конструкциях; $m = 3$ — 6 мм — модуль зацепления.

Величина

$$n_н = u_н 60/(\pi D), \tag{19.8}$$

где $u_н$ — окружная скорость вращения шестерни на внешнем диаметре, м/с; $D = m(z+2)$ — диаметр внешней окружности шестерни, м.

Окружная скорость вращения шестерни на внешнем диаметре не должна превышать 8 — 10 м/с. При больших значениях скорости коэффициент подачи насоса значительноо уменьшается.

Задавшись значениями m_1, z и $u_н$, из уравнения (19.7) определяют длину зуба (м)

$$b = 60V_р/(2\pi m^3 zn_н). \tag{19.9}$$

Мощность (кВт), затрачиваемая на привод масляного насоса:

$$N_н = V_р p/(\eta_{м.н} \cdot 10^3), \qquad (19.10)$$

где $V_р$ — расчетная производительность масляного насоса, м^3/с; p — рабочее давление масла в системе (в карбюраторных двигателях $p = 0{,}3$ — $0{,}5$ МПа; в дизелях $p = 0{,}3$ — $0{,}7$ МПа); $\eta_{м.н} = 0{,}85$ — $0{,}90$ — механический КПД масляного насоса.

Расчет масляного насоса. Основные размеры шестерен масляного насоса карбюраторного двигателя. Общее количество теплоты, выделяемой топливом в течение 1 с, определяется по данным теплового расчета (см. § 5.2) $Q_0 = 221{,}92$ кДж/с.

Количество теплоты, отводимой маслом от двигателя:

$$Q_м = 0{,}021 Q_0 = 0{,}021 \cdot 221{,}92 = 4{,}67 \text{ кДж/с}.$$

Теплоемкость масла $c_м = 2{,}094$ кДж/(кг · К).

Плотность масла $\rho_м = 900$ кг/м^3.

Температура нагрева масла в двигателе $\Delta T_м = 10$ К.

Циркуляционный расход масла

$$V_ц = Q_м/(\rho_м c_м \Delta T_м) = 4{,}67/(900 \cdot 2{,}094 \cdot 10) = 0{,}000248 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Циркуляционный расход с учетом стабилизации давления масла в системе

$$V' = 2V_ц = 2 \cdot 0{,}000248 = 0{,}000496 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Объемный коэффициент подачи $\eta_н = 0{,}7$.

Расчетная производительность насоса

$$V_р = V'/\eta_н = 0{,}000496/0{,}7 = 0{,}00071 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Модуль зацепления зуба $m = 4{,}5$ мм $= 0{,}0045$ м.

Высота зуба $h = 2m = 2 \cdot 45 = 9{,}0$ мм $= 0{,}009$ м.

Число зубьев шестерен $z = 7$.

Диаметр начальной окружности шестерни

$$D_0 = zm = 7 \cdot 4{,}5 = 31{,}5 \text{ мм} = 0{,}0315 \text{ м}.$$

Диаметр внешней окружности шестерни

$$D = m(z+2) = 4{,}5\,(7+2) = 40{,}5 \text{ мм} = 0{,}0405 \text{ м}.$$

Окружная скорость на внешнем диаметре шестерни $u_н = 6{,}36$ м/с.

Частота вращения шестерни (насоса)

$$n_н = u_н \cdot 60/(\pi D) = 6{,}36 \cdot 60/(3{,}14 \cdot 0{,}0405) = 3000 \text{ мин}^{-1}.$$

Длина зуба шестерни

$$b=\frac{60\cdot V_{\text{р}}}{2\pi m^2 z n_{\text{н}}}=\frac{60\cdot 0{,}00071}{2\cdot 3{,}14\cdot 0{,}0045^2\cdot 7\cdot 3000}=0{,}016 \text{ м}.$$

Рабочее давление масла в системе $p=40\cdot 10^4$ Па.
Механический КПД масляного насоса $\eta_{\text{м.н}}=0{,}87$.
Мощность, затрачиваемая на привод масляного насоса:

$$N_{\text{н}}=V_{\text{р}}p/(\eta_{\text{м.н}}\cdot 10^3)=0{,}00071\cdot 40\cdot 10^4/(0{,}87\cdot 10^3)=0{,}326 \text{ кВт}.$$

Основные размеры шестерен масляного насоса дизеля. Общее количество теплоты, выделяемое топливом в течение 1 с, определяется по данным теплового расчета (см. § 5.3) $Q_0=604{,}3$ кДж/с.
Количество теплоты, отводимое маслом от двигателя:

$$Q_{\text{м}}=0{,}026Q_0=0{,}026\cdot 604{,}3=15{,}7 \text{ кДж/с}.$$

Теплоемкость масла $c_{\text{м}}=2{,}094$ кДж/(кг·К).
Плотность масла $\rho_{\text{м}}=900$ кг/м^3.
Температура нагрева масла в двигателе $\Delta T_{\text{м}}=10$ К.
Циркуляционный расход масла

$$V_{\text{ц}}=Q_{\text{м}}/(\rho_{\text{м}}c_{\text{м}}\Delta T_{\text{м}})=15{,}7/(900\cdot 2{,}094\cdot 10)=0{,}000833 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Циркуляционный расход с учетом стабилизации давления масла в системе

$$V'=2V_{\text{ц}}=2\cdot 0{,}000833=0{,}001666 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Объемный коэффициент подачи $\eta_{\text{н}}=0{,}8$.
Расчетная производительность насоса

$$V_{\text{р}}=V'/\eta_{\text{н}}=0{,}001666/0{,}8=0{,}00208 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Модуль зацепления зуба $m=5$ мм$=0{,}005$ м.
Высота зуба $h=2m=2\cdot 5=10$ мм$=0{,}01$ м.
Число зубьев шестерни $z=8$.
Диаметр начальной окружности шестерни

$$D_0=zm=8\cdot 5=40 \text{ мм}=0{,}04 \text{ м}.$$

Диаметр внешней окружности шестерни

$$D=m(z+2)=5(8+2)=50 \text{ мм}=0{,}05 \text{ мм}.$$

Окружная скорость на внешнем диаметре шестерни $u_{\text{н}}=8$ м/с.

Частота вращения шестерни (насоса)

$$n_н = u_н 60/(\pi D) = 8 \cdot 60/(3{,}14 \cdot 0{,}05) = 3060 \text{ мин}^{-1}.$$

Длина зуба шестерни

$$b = \frac{60 V_р}{2\pi m^2 z n_н} = \frac{60 \cdot 0{,}00208}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}005^2 \cdot 8 \cdot 3060} = 0{,}026 \text{ м}.$$

Рабочее давление масла в системе $p = 5 \cdot 10^5$ Па.
Механический КПД масляного насоса $\eta_{м.н} = 0{,}89$.
Мощность, затрачиваемая на привод масляного насоса:

$$N_н = V_р p/(\eta_{м.н} \cdot 10^3) = 0{,}00208 \cdot 5 \cdot 10^5/(0{,}89 \cdot 10^3) = 1{,}17 \text{ кВт}.$$

19.2. ЦЕНТРИФУГА

Масляная центрифуга (рис. 19.1) представляет собой центробежный фильтр тонкой очистки масла от механических примесей.

В автомобильных и тракторных двигателях наибольшее распространение получили двухсопловые центрифуги с гидрореактивным приводом. Действие этого привода основано на использовании реакции струй масла, вытекающих из сопел. Отличаясь простотой устройства и обслуживания при эксплуатации, центрифуги с гидрореактивным приводом обеспечивают высокие угловые скорости вращения ротора и, следовательно, качественную очистку масла.

Расчет центрифуги заключается в определении необходимого давления масла перед центрифугой и частоты вращения ее ротора. В современных центрифугах подача масла под давлением 0,25 — 0,6 МПа обеспечивает вращение ротора со скоростью 5000 — 8000 мин^{-1}.

Реактивная сила струи масла (Н), вытекающего из одного сопла при установившемся режиме вращения ротора ($n = \text{const}$), определяется на основании теоремы импульсов сил:

$$P = \frac{\rho_м V_{р.д}}{2}\left(\frac{V_{р.д}}{2\varepsilon F_с} - \frac{\pi n}{30} R\right), \qquad (19.11)$$

где $\rho_м$ — плотность масла, кг/м^3; $V_{р.д}$ — количество масла, проходящего через сопла центрифуги, м^3/с; ε — коэффициент сжатия струи масла, вытекающего из сопла; $F_с$ — площадь отверстия сопла, м^2; n — частота вращения ротора, мин^{-1}; R — расстояние от оси сопла до оси вращения ротора, м.

Коэффициент сжатия струи масла изменяется в пределах $\varepsilon = 0{,}9 — 1{,}1$ и для наиболее распространенных форм сопел равен 0,9.

Крутящий момент (Н·м), создаваемый двумя соплами:

$$M_{кр}=2PR. \qquad (19.12)$$

При установившемся вращении ротора крутящий момент $M_{кр}$ уравновешивается моментом сопротивления:

$$M_{кр}=M_{с}. \qquad (19.13)$$

Величина $M_{с}$ зависит в основном от силы трения в подшипниках и от частоты вращения ротора:

$$M_{с}=a+bn, \qquad (19.14)$$

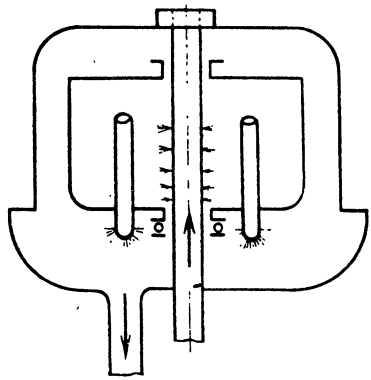


Рис. 19.1. Схема центрифуги

где a — момент сопротивления в начале вращения ротора, Н·м; b — скорость нарастания момента сопротивления (Н·м)/мин$^{-1}$.

По опытным данным $a=(5-20)\ 10^{-4}$ Н·м; $b=(0{,}03-0{,}10)\,10^{-4}$ (Н·м)/мин$^{-1}$.

Из уравнения (19.13) после подстановки значений $M_{кр}$ и $M_{с}$ можно определить зависимость частоты вращения ротора от основных конструктивных и гидравлических параметров центрифуги

$$n=\frac{\rho_{м}V_{р.ц}^{2}R/(2\varepsilon F_{с})-a}{b+\pi\rho_{м}V_{р.ц}R^{2}/30}. \qquad (19.15)$$

Качественная очистка масла достигается при $n=4500-6500$ мин$^{-1}$.

Расход масла (м^3/с) через два сопла

$$V_{р.ц}=2\alpha F_{с}\sqrt{2p/\rho_{м}}, \qquad (19.16)$$

где $\alpha=0{,}78-0{,}86$ — коэффициент расхода масла через сопло; $F_{с}$ — площадь сопла, м^3; p — давление масла перед соплом, Па; $\rho_{м}$ — плотность масла, кг/м^3.

Входящая в уравнение (19.16) величина p может быть представлена в виде следующей зависимости:

$$p=p_{1}(1-\Psi)+\frac{\rho_{м}}{2}\left(\frac{\pi n}{30}\right)^{2}(R^{2}-r_{0}^{2}), \qquad (19.17)$$

где p_1 — давление масла на входе в центрифугу, Па; Ψ — коэффициент гидравлических потерь (для полнопоточных центрифуг $\Psi=$

$=0{,}2$ — $0{,}5$, а для неполнопоточных $\Psi=0{,}1$ — $0{,}2$); r_0 — радиус оси ротора, м.

Используя выражение (19.16), из уравнения (19.17) можно определить

$$p_1=\frac{[V_{\text{р.д}}^2-4(\pi n/30)^2(R^2-r_0^2)\alpha^2F_c^2]\rho_м}{8\alpha^2F_c^2(1-\Psi)}. \qquad (19.18)$$

Мощность (кВт), затрачиваемая на привод центрифуги:

$$N_ц=\frac{\pi\rho_м V_{\text{р.д}}Rn}{30\cdot10^3}\left(\frac{V_{\text{р.д}}}{2\varepsilon F_c}-\frac{\pi n}{30}R\right). \qquad (19.19)$$

Расчет центрифуги. Произвести расчет двухсопловой неполнопоточной центрифуги с гидрореактивным приводом для дизеля.

Циркуляционный расход масла в системе определяется по формуле (19.2) или принимается по данным примера (см. § 19.1) $V_ц=0{,}000833$ м^3/с.

Неполнопоточность центрифуги принимается равной 20%.

Производительность центрифуги

$$V_{\text{р.д}}=0{,}2V_ц=0{,}2\cdot0{,}000833=0{,}000167 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Плотность масла $\rho_м=900$ кг/м^3.

Коэффициент сжатия струи масла $\varepsilon=1{,}0$.

Диаметр сопла центрифуги $d_c=2$ мм$=0{,}002$ м.

Площадь отверстия сопла

$$F_c=\pi d_c^2/4=3{,}14\cdot0{,}002^2/4=3{,}14\cdot10^{-6} \text{ м}^2.$$

Расстояние от оси сопла до оси вращения ротора $R=40$ мм$=0{,}04$ м.

Момент сопротивления в начале вращения ротора $a=1\cdot10^{-3}$ Н·м.

Скорость нарастания момента сопротивления $b=6\cdot10^{-6}$ (Н·м)/мин$^{-1}$.

Частота вращения ротора центрифуги в минуту

$$n=\frac{\dfrac{\rho_м V_{\text{р.д}}^2R}{2\varepsilon F_c}-a}{b+\dfrac{\pi\rho_м V_{\text{р.д}}R^2}{30}}=\frac{\dfrac{900(1{,}67\cdot10^{-4})^2\cdot0{,}04}{2\cdot1{,}0\cdot3{,}14\cdot10^{-6}}-1\cdot10^{-3}}{6\cdot10^{-6}+\dfrac{3{,}14\cdot900\cdot0{,}000167\cdot0{,}04^2}{30}}=$$

$$=5080 \text{ мин}^{-1}.$$

Радиус оси ротора $r_0=8$ мм$=0{,}008$ м.

Коэффициент расхода масла через сопло $\alpha = 0{,}82$.
Коэффициент гидравлических потерь $\Psi = 0{,}15$.
Давление масла перед центрифугой

$$p_1 = \rho_м \left[\frac{V_{р.д}^2 - 4\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 (R^2 - r_0^2)\alpha^2 F_c^2}{8\alpha^2 F_c^2 (1-\Psi)} \right] =$$

$$= 900 \left[\frac{(1{,}67 \cdot 10^{-4})^2 - 4\left(\frac{3{,}14 \cdot 5080}{30}\right)^2 (0{,}04^2 - 0{,}008^2) \cdot 0{,}82^2 (3{,}14 \cdot 10^{-6})^2}{8 \cdot 0{,}82^2 (3{,}14 \cdot 10^{-6})^2 (1-0{,}15)} \right] =$$

$$= 0{,}33 \cdot 10^6 \text{ Па} = 0{,}33 \text{ МПа}.$$

19.3. МАСЛЯНЫЙ РАДИАТОР

Масляный радиатор представляет собой теплообменный аппарат для охлаждения масла, циркулирующего в системе двигателя. Различают два типа радиаторов: воздушно-масляные с воздушным охлаждением и водомасляные — с водяным охлаждением. Ниже приводится расчет водомасляного радиатора.

Количество теплоты, отводимой водой от радиатора:

$$Q_м = K_м F_м (T_{м.ср} - T_{вод.ср}) \text{ Дж/с}, \qquad (19.20)$$

где $K_м$ — коэффициент теплопередачи от масла к воде, Вт/(м^2 · К); $F_м$ — поверхность охлаждения водомасляного радиатора, м^2; $T_{м.ср}$ — средняя температура масла в радиаторе, К; $T_{вод.ср}$ — средняя температура воды в радиаторе, К.

Коэффициент теплопередачи от масла к воде [Вт/(м^2 · К)]

$$K_м = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda_{теп} + 1/\alpha_2}, \qquad (19.21)$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от масла к стенкам радиатора, Вт/(м^2 · К); δ — толщина стенки радиатора, м; $\lambda_{теп}$ — коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(м · К); α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенок радиатора к воде, Вт/(м^2 · К).

С увеличением α_1, $\lambda_{теп}$, α_2 и уменьшением δ величина $K_м$ возрастает. Вследствие трудности аналитического определения величин α_1, $\lambda_{теп}$ и α_2 их значения принимаются по опытным данным.

Величина α_1 зависит в основном от скорости движения масла. Для прямых гладких трубок при $w_м = 0{,}1 - 0{,}5$ м/с коэффициент $\alpha_1 = 100 - 500$ Вт/(м^2 · К); при наличии завихрителей в трубках

и $w_м = 0{,}5 — 1{,}0$ м/с коэффициент $\alpha_1 = 800 — 1400$ Кт/(м^2 · К). Величина $\lambda_{теп}$, Вт/(м · К), зависит от материала радиатора:

Для латуни и алюминиевых сплавов	80 — 125
Для нержавеющей стали	10 — 20

Величина α_2 изменяется в пределах 2300 — 4100 Вт/(м^2 · К).

Полный коэффициент теплопередачи $K_м$:

Для прямых гладких трубок	115 — 350
Для трубок с завихрителями	815 — 1160

Количество тепла (Дж/с), отводимого маслом от двигателя:

$$Q_м = c_м \rho_м V_ц (T_{м.вх} - T_{м.вых}) \cdot 10^3, \qquad (19.22)$$

где $c_м$ — средняя теплоемкость масла, кДж/(кг · К); $\rho_м$ — плотность масла, кг/м^3; $V_ц$ — циркуляционный расход масла, м^3/с; $T_{м.вх}$ и $T_{м.вых}$ — температура масла на входе в радиатор и на выходе из него, К:

$$\Delta T_м = T_{м.вх} - T_{м.вых} = 10 — 15 \text{ К}.$$

Поверхность охлаждения масляного радиатора, омываемая водой:

$$F_м = \frac{Q_м}{K_м (T_{м.ср} - T_{вод.ср})}, \qquad (19.23)$$

где $T_{м.ср} = (T_{м.вх} + T_{м.вых})/2 = 348 — 363$ К — средняя температура масла в радиаторе; $T_{вод.ср} = (T_{вод.вх} + T_{вод.вых})/2 = 343 — 358$ К — средняя температура воды в радиаторе.

Расчет масляного радиатора. Определение поверхности охлаждения водомасляного радиатора карбюраторного двигателя. Количество теплоты, отводимой маслом от двигателя, определяется из уравнения (19.1) или принимается по данным примера (см. § 19.1) $Q_м = 4670$ Дж/с.

Коэффициент теплоотдачи от масла к стенке радиатора $\alpha_1 = 250$ Вт/(м^2 · К).

Толщина стенки радиатора $\delta = 0{,}2$ мм $= 0{,}0002$ м.

Коэффициент теплопроводности стенки $\lambda_{теп} = 100$ Вт/(м · К).

Коэффициент теплоотдачи от стенки радиатора к воде $\alpha_2 = 3200$ Вт/(м^2 · К).

Коэффициент теплопередачи от масла к воде

$$K_м = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda_{теп} + 1/\alpha_2} = \frac{1}{1/250 + 0{,}0002/100 + 1/3200} = 232 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Средняя температура масла в радиаторе $T_{м.ср}=358$ К.

Средняя температура воды в радиаторе $T_{вод.ср}=348$ К.

Поверхность охлаждения масляного радиатора, омываемая водой:

$$F_м=\frac{Q_м}{K_м(T_{м.ср}-T_{вод.ср})}=\frac{4670}{232(358-348)}=2{,}01\ м^2.$$

Определение поверхности охлаждения водомасляного радиатора дизеля. Количество теплоты, отводимое маслом от двигателя, определяется из уравнения (19.1) или принимается по данным примера (см. § 19.1) $Q_м=15\,700$ Дж/с.

Коэффициент теплоотдачи от масла к стенке радиатора $\alpha_1=1200$ Вт/(м$^2\cdot$К).

Толщина стенки радиатора $\delta=0{,}2$ мм $=0{,}0002$ м.

Коэффициент теплопроводности стенки $\lambda_{теп}=17$ Вт/(м$\cdot$К).

Коэффициент теплоотдачи от стенок радиатора к воде $\alpha_2=3400$ Вт/(м$^2\cdot$К).

Коэффициент теплопередачи от масла к воде

$$K_м=\frac{1}{1/\alpha_1+\delta/\lambda_{теп}+1/\alpha_2}=\frac{1}{1/1200+0{,}0002/17+1/3400}=880\ Вт/(м^2\cdot К).$$

Средняя температура масла в радиаторе $T_{м.ср}=360$ К.

Средняя температура воды в радиаторе $T_{вод.ср}=350$ К.

Поверхность охлаждения масляного радиатора, омываемая водой:

$$F_м=\frac{Q_м}{K_м(T_{м.ср}-T_{вод.ср})}=\frac{15\,700}{880(360-350)}=1{,}78\ м^2.$$

19.4. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ

Расчет подшипников скольжения на основе гидродинамической теории смазки заключается в определении минимально допустимого зазора между валом и подшипником, при котором сохраняется надежное жидкостное трение. Расчет обычно производится на режиме максимальной мощности. Минимальный слой смазки в подшипнике по гидродинамической теории смазки

$$h_{min}=55\cdot10^{-9}\mu nd/(k_{ср}\chi c), \qquad (19.24)$$

где μ — динамическая вязкость масла, Н$\cdot$с/м^2; n — частота вращения вала, мин$^{-1}$; d — диаметр вала (диаметр шатунной или коренной шейки), мм; $k_{ср}$ — среднее удельное давление на опорную пове-

рхность подшипника, МПа; $\chi=\Delta/d$ — относительный зазор; Δ — диаметральный зазор между подшипником и валом, мм; $c=1+d/l$ — коэффициент, характеризующий геометрию вала в подшипнике; l — длина опорной поверхности подшипника, мм.

Динамическая вязкость масла зависит в основном от двух факторов: от сорта масла и в еще большей степени от температуры. В табл. 19.1 приведены ориентировочные значения вязкости масел для бензиновых двигателей и дизелей в зависимости от температуры.

При выборе значений динамической вязкости масла следует учитывать, что средняя температура масляного слоя в подшипниках, залитых баббитом, находится в пределах $T=363$ — 373 К, а в подшипниках, залитых свинцовистой бронзой,— $T=373$ — 383 К.

Таблица 19.1

Температура, К	Динамическая вязкость μ, Н·с/м²=Па·с	
	Масла для бензиновых двигателей	Дизельные масла
383	0,004 — 0,012	0,005 — 0,009
373	0,005 — 0,014	0,007 — 0,012
363	0,006 — 0,020	0,009 — 0,017

Величина диаметрального зазора между подшипником и шейкой зависит от диаметра шейки и материала заливки. Диаметральный зазор для шеек диаметром 50 — 100 мм находится в пределах: при работе в подшипниках, залитых баббитом, $\Delta=(0{,}5-0{,}7)10^{-3}d$, а при работе в подшипниках, залитых свинцовистой бронзой, $\Delta=(0{,}7-1{,}0)10^{-3}d$. Для шатунных шеек, по данным А. М. Гугина [8], $\Delta=0{,}007\sqrt{d_{ш.ш}}$ мм, где $d_{ш.ш}$ — диаметр шатунной шейки, мм.

Коэффициент запаса надежности подшипника

$$K=h_{min}/h_{кр}\geqslant 2, \tag{19.25}$$

где $h_{кр}$ — величина критического слоя масла в подшипнике, при котором возможен переход жидкостного трения в сухое:

$$h_{кр}=h_в+h_п+h_т. \tag{19.26}$$

Критический слой масла в подшипнике определяется величинами неровностей поверхностей вала $h_в$ и подшипника $h_п$, а также $h_т$, учитывающей искажение геометрических форм сопряженных деталей. Однако, учитывая, что неровности, зависящие в начальный момент только от вида механической обработки поверхностей, при работе двигателя уменьшаются (за счет приработки), а определение величины $h_т$ крайне затруднено, для приближенных расчетов можно принимать

$$h_{кр}=h_в+h_п. \qquad (19.27)$$

Значения $h_в$ и $h_п$ (мм) при различных видах механической обработки поверхностей находятся в пределах:

Алмазное растачивание	0,00030 — 0,00160
Чистовое шлифование	0,00020 — 0,00080
Чистовое полирование или хонингование	0,00010 — 0,00040
Суперфиниш	0,00005 — 0,00025

Расчет шатунного подшипника карбюраторного двигателя. На основании данных расчета шатунного подшипника (см. § 14.5) имеем: диаметр шатунной шейки $d_{ш.ш}=48$ мм; рабочая ширина шатунного вкладыша $l'_{ш.ш}=22$ мм; среднее удельное давление на поверхности шейки $k_{ш.ш.ср}=105$ МПа; частота вращения коленчатого вала $n=5600$ мин$^{-1}$.

Диаметральный зазор

$$\Delta=0{,}007\sqrt{d_{ш.ш}}=0{,}007\sqrt{48}=0{,}0486 \text{ мм}.$$

Относительный зазор $\chi=\Delta/d_{ш.ш}=0{,}0486/48=0{,}001$.

Коэффициент, учитывающий геометрию шатунной шейки:

$$c=1+d_{ш.ш}/l'_{ш.ш}=1+48/22=3{,}18.$$

Минимальная толщина масляного слоя

$$h_{min}=55\cdot10^{-9}\mu n d_{ш.ш}/(k_{ш.ш.ср}\chi c)=$$

$$=55\cdot10^{-9}\cdot0{,}0136\cdot5600\cdot48/(10{,}5\cdot0{,}001\cdot3{,}18)=0{,}006 \text{ мм},$$

где $\mu=0{,}0136$ Н·с/м^2 — принят по табл. 19.1 при $T=373$ К (подшипник залит свинцовистой бронзой).

Величина критического слоя масла

$$h_{кр}=h_в+h_п=0{,}0007+0{,}0013=0{,}002 \text{ мм},$$

где $h_в=0{,}0007$ — величина неровностей поверхности шейки после чистового шлифования, мм; $h_п=0{,}0013$ — величина неровностей поверхности вкладыша после алмазного растачивания, мм.

Коэффициент запаса надежности подшипника

$$K=h_{min}/h_{кр}=0{,}006/0{,}002=3.$$

Расчет коренного подшипника дизеля. На основании данных расчета коренных подшипников (см. § 14.6) имеем: диаметр коренной шейки $d_{к.ш}=90$ мм; рабочая ширина коренного вкладыша $l'_{к.ш}=27$ мм; среднее удельное давление на поверхности коренной шейки

$k_{\text{к.ш.ср}}=15{,}4$ МПа; частота вращения коленчатого вала $n=2600$ мин$^{-1}$.

Диаметральный зазор для подшипника, залитого свинцовистой бронзой, принимаем:

$$\Delta=0{,}9\cdot10^{-3}\cdot d_{\text{к.ш}}=0{,}9\cdot10^{-3}\cdot90=0{,}081 \text{ мм}.$$

Относительный зазор

$$\chi=\Delta/d_{\text{к.ш}}=0{,}081/90=0{,}0009 \text{ мм}.$$

Коэффициент, учитывающий геометрию коренной шейки:

$$c=1+d_{\text{к.ш}}/l'_{\text{к.ш}}=1+90/27=4{,}33.$$

Минимальная толщина масляного слоя

$$h_{\min}=55\cdot10^{-9}\mu n d_{\text{к.ш}}/(k_{\text{ш.ш.ср}}\chi c)=$$

$$=55\cdot10^{-9}\cdot0{,}0113\cdot2600\cdot90/(15{,}4\cdot0{,}0009\cdot4{,}33)=0{,}0024 \text{ мм},$$

где $\mu=0{,}0113$ Н·с/м^2 — принят по табл. 19.1 при $T=363$ К.

Величина критического слоя масла

$$h_{\text{кр}}=h_{\text{в}}+h_{\text{п}}=0{,}0004+0{,}0007=0{,}0011 \text{ мм},$$

где $h_{\text{в}}=0{,}0004$ — величина неровностей поверхности шейки после чистового шлифования, мм; $h_{\text{п}}=0{,}0007$ — величина неровностей поверхности вкладыша после алмазного растачивания, мм.

Коэффициент запаса надежности подшипника

$$K=h_{\min}/h_{\text{кр}}=0{,}0024/0{,}0011=2{,}18.$$

Глава 20

РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

20.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Охлаждение двигателя применяется в целях принудительного отвода теплоты от нагретых деталей для обеспечения оптимального теплового состояния двигателя и его нормальной работы. Бóльшая часть отводимой теплоты воспринимается системой охлаждения, меньшая — системой смазки и непосредственно окружающей средой.

В зависимости от рода используемого теплоносителя в автомобильных и тракторных двигателях применяют систему жидкостного или воздушного охлаждения. В качестве жидкого охлаждающего

вещества используют воду и некоторые другие высококипящие жидкости, а в системе воздушного охлаждения — воздух.

Каждая из указанных систем охлаждения имеет преимущества и недостатки. К преимуществам жидкостного охлаждения следует отнести:

а) более эффективный отвод теплоты от нагретых деталей двигателя при любой тепловой нагрузке;

б) быстрый и равномерный прогрев двигателя при пуске;

в) допустимость применения блочных конструкций цилиндров двигателя;

г) меньшая склонность к детонации в бензиновых двигателях;

д) более стабильное тепловое состояние двигателя при изменении режима его работы;

е) меньшие затраты мощности на охлаждение и возможность использования тепловой энергии, отводимой в систему охлаждения.

Недостатки системы жидкостного охлаждения:

а) большие затраты на обслуживание и ремонт в эксплуатации;

б) пониженная надежность работы двигателя при отрицательных температурах окружающей среды и большая чувствительность к ее изменению.

Систему жидкостного охлаждения наиболее целесообразно использовать в форсированных двигателях и в двигателях с относительно большим рабочим объемом цилиндра; систему воздушного охлаждения — в двигателях с рабочим объемом цилиндра до 1 л независимо от степени форсировки и в двигателях с небольшой литровой мощностью.

Расчет основных конструктивных элементов системы охлаждения производится исходя из количества теплоты, отводимой от двигателя в единицу времени.

При жидкостном охлаждении количество отводимой теплоты (Дж/с)

$$Q_в = G_ж c_ж (T_{ж.вых} - T_{ж.вх}), \qquad (20.1)$$

где $G_ж$ — количество жидкости, циркулирующей в системе, кг/с; $c_ж = 4187$ — теплоемкость жидкости, Дж/(кг · К); $T_{ж.вых}$ и $T_{ж.вх}$ — температура выходящей из двигателя жидкости и входящей в него, К.

Величину $Q_в$ можно определить и по эмпирическим зависимостям (см. уравнения теплового баланса, § 5.2 и 5.3).

На теплоту, отводимую охлаждающей жидкостью, оказывают влияние многие эксплуатационные и конструктивные факторы. С увеличением частоты вращения двигателя и температуры охлаждающей жидкости, а также коэффициента избытка воздуха величина $Q_в$ уменьшается, а с увеличением размеров охлаждающей поверхности и отношения хода поршня к диаметру цилиндра возрастает.

Расчет системы жидкостного охлаждения сводится к определению основных размеров жидкостного насоса, поверхности радиатора и подбору вентилятора.

При воздушном охлаждении теплота от стенок цилиндров и головок двигателя отводится обдувающим их воздухом. Интенсивность воздушного охлаждения зависит от количества и температуры охлаждающего воздуха, его скорости, размеров поверхности охлаждения и расположения ребер относительно потока воздуха.

Количество теплоты (Дж/с), отводимое от двигателя системой воздушного охлаждения, определяется по эмпирической зависимости (см. § 5.2, 5.3) или из уравнения

$$Q_{\text{возд}} = G_{\text{возд}} c_{\text{возд}} (T_{\text{возд.вых}} - T_{\text{возд.вх}}), \qquad (20.2)$$

где $G_{\text{возд}}$ — расход охлаждающего воздуха, кг/с; $c_{\text{возд}} = 1000$ — средняя теплоемкость воздуха, Дж/(кг · К); $T_{\text{возд.вых}}$ и $T_{\text{возд.вх}}$ — температура воздуха, входящего в межреберное пространство и выходящего из него, К.

В расчетах принимают, что от стенок цилиндров отводится 25 — 40% общего количества теплоты $Q_{\text{возд}}$, а остальная часть — от головок двигателя.

20.2. ЖИДКОСТНЫЙ НАСОС

Жидкостный насос служит для обеспечения непрерывной циркуляции жидкости в системе охлаждения. В автомобильных и тракторных двигателях наибольшее применение получили центробежные насосы с односторонним подводом жидкости.

Расчетная производительность насоса ($м^3/с$) определяется с учетом утечек жидкости из нагнетательной полости во всасывающую:

$$G_{\text{ж.р}} = G_{\text{ж}}/\eta, \qquad (20.3)$$

где $\eta = 0{,}8 — 0{,}9$ — коэффициент подачи.

Циркуляционный расход жидкости в системе охлаждения двигателя

$$G_{\text{ж}} = Q_{\text{в}}/(c_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}} \Delta T_{\text{ж}}), \qquad (20.4)$$

где $\rho_{\text{ж}}$ — плотность жидкости, кг/м^3; $\Delta T_{\text{ж}}$ — температурный перепад жидкости в радиаторе, равный 6 — 12 К.

Входное отверстие насоса должно обеспечить подвод расчетного количества жидкости. Это достигается при выполнении условия

$$G_{\text{ж.р}}/c_1 = \pi (r_1^2 - r_0^2), \qquad (20.5)$$

где $c_1 = 1 - 2$ — скорость жидкости на входе, м/с; r_1 и r_0 — радиус входного отверстия и ступицы крыльчатки, м.

Из равенства (20.5) определяют радиус входного отверстия крыльчатки:

$$r_1 = \sqrt{G_{ж.р}/\pi c_1 + r_0^2}. \qquad (20.6)$$

Окружная скорость схода жидкости

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg}\alpha_2 \operatorname{ctg}\beta_2}\sqrt{p_ж/(\rho_ж \eta_h)}, \qquad (20.7)$$

где α_2 и β_2 — углы между направлениями скоростей c_2, u_2 и w_2 (рис. 20.1); $p_ж = (5 - 15)10^4$ — напор, создаваемый насосом, Па; $\eta_h = 0{,}6 - 0{,}7$ — гидравлический КПД.

При построении профиля лопатки крыльчатки принимают угол $\alpha_2 = 8 - 12°$, а угол $\beta_2 = 12 - 50°$. С увеличением β_2 растет напор, создаваемый насосом, поэтому иногда этот угол берут равным 90° (радиальные лопатки). Однако увеличение β_2 приводит к уменьшению КПД насоса.

Радиус крыльчатки на выходе (м)

$$r_2 = 30u_2/(\pi n_{в.н}) = u_2/\omega_{в.н}, \qquad (20.8)$$

где $n_{в.н}$ — частота вращения крыльчатки в минуту; $\omega_{в.н}$ — угловая скорость крыльчатки жидкостного насоса.

Окружная скорость определяется из равенства

$$u_1/r_1 = u_2/r_2, \qquad (20.9)$$

откуда $u_1 = u_2 r_1/r_2$ м/с.

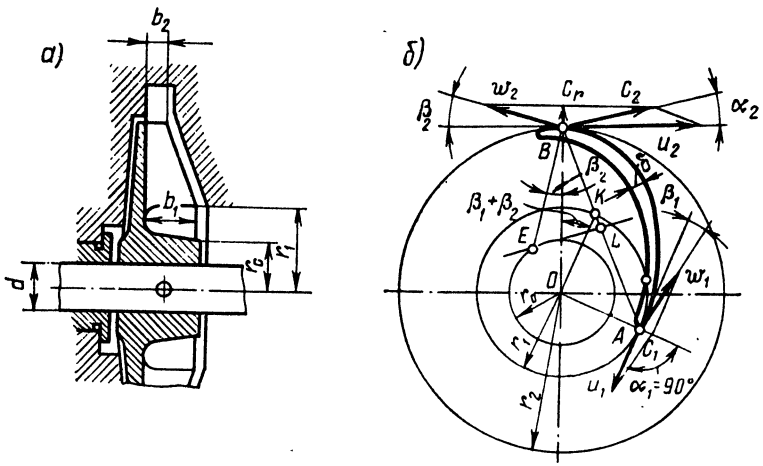


Рис. 20.1. Схема построения профиля лопатки жидкостного насоса

Если угол α_1 между скоростями c_1 и u_1 равен 90°, то угол β_1 находится из соотношения

$$\operatorname{tg}\beta_1 = c_1/u_1. \qquad (20.10)$$

Ширина лопатки на входе b_1 и на выходе b_2 (рис. 20.1, *а*) определяется из выражений:

$$b_1 = \frac{G_{ж.р}}{(2\pi r_1 - z\delta_1/\sin\beta_1)c_1}; \qquad (20.11)$$

$$b_2 = \frac{G_{ж.р}}{(2\pi r_2 - z\delta_2/\sin\beta_2)c_r}, \qquad (20.12)$$

где $z = 3 — 8$ — число лопаток на крыльчатке; δ_1 и δ_2 — толщина лопатки у входа и выхода, м; c_r — начальная скорость схода, м/с:

$$c_r = p_ж \operatorname{tg}\alpha_2/(\eta_h \rho_ж u_2). \qquad (20.13)$$

Ширина лопаток на входе для крыльчаток жидкостного насоса изменяется в пределах $b_1 = 0{,}010 — 0{,}035$ м, а на выходе — $b_2 = 0{,}004 — 0{,}025$ м.

Построение профиля лопатки насоса (рис. 20.1, *б*) заключается в следующем. Из центра O радиусом r_2 проводят внешнюю окружность и радиусом r_1 — внутреннюю. На внешней окружности в произвольной точке B строят угол β_2. От диаметра, проходящего через точку B, откладывают угол $\beta = \beta_1 + \beta_2$. Одна из сторон этого угла пересекает внутреннюю окружность в точке K. Через точки B и K проводят линию BK до вторичного пересечения с внутренней окружностью (точка A). Из точки L, которая является серединой отрезка AB, восставляют перпендикуляр до пересечения его с линией BE в точке E. Из точки E через точки A и B проводят дугу, представляющую собой искомое очертание лопатки.

Мощность, потребляемая жидкостным насосом:

$$N_{в.н} = G_{ж.р} p_ж/(1000\eta_м),$$

где $\eta_м = 0{,}7 — 0{,}9$ — механический КПД жидкостного насоса.

Величина $N_{в.н}$ составляет 0,5 — 1,0% от номинальной мощности двигателя.

Расчет жидкостного насоса карбюраторного двигателя. По данным теплового баланса (см. § 5.2) количество теплоты, отводимой от двигателя жидкостью: $Q_в = 60\,510$ Дж/с; средняя теплоемкость жидкости $c_ж = 4187$ Дж/(кг·К), средняя плотность жидкости $\rho_ж \approx 1000$ кг/м^3; напор, создаваемый насосом, принимается $p_ж = 120\,000$ Па; частота вращения насоса $n_{в.н} = 4600$ мин$^{-1}$.

Циркуляционный расход жидкости в системе охлаждения

$$G_{ж}=Q_{в}/(c_{ж}\rho_{ж}\Delta T_{ж})=60\,510/(4187\cdot 1000\cdot 9{,}6)=0{,}00151\ м^3/с,$$

где $\Delta T_{ж}=9{,}6$ К — температурный перепад жидкости при принудительной циркуляции.

Расчетная производительность насоса

$$G_{ж.р}=G_{ж}/\eta=0{,}00151/0{,}82=0{,}00184\ м^3/с,$$

где $\eta=0{,}82$ — коэффициент подачи насоса.

Радиус входного отверстия крыльчатки

$$r_1=\sqrt{G_{ж.р}/(\pi c_1)+r_0^2}=\sqrt{0{,}00184/(3{,}14\cdot 1{,}8)+0{,}01^2}=0{,}0206\ м,$$

где $c_1=1{,}8$ — скорость жидкости на входе в насос, м/с; $r_0=0{,}01$ — радиус ступицы крыльчатки, м.

Окружная скорость потока жидкости на выходе из колеса

$$u_2=\sqrt{1+\operatorname{tg}\alpha_2\operatorname{ctg}\beta_2}\sqrt{p_{ж}/(\rho_{ж}\eta_h)}=$$

$$=\sqrt{1+\operatorname{tg}10^\circ\operatorname{ctg}45^\circ}\sqrt{120\,000/(1000\cdot 0{,}65)}=14{,}7\ м/с,$$

где угол $\alpha_2=10^\circ$, а угол $\beta_2=45^\circ$; $\eta_h=0{,}65$ — гидравлический КПД насоса.

Радиус крыльчатки колеса на выходе

$$r_2=30u_2/(\pi n_{в.н})=30\cdot 14{,}7/(3{,}14\cdot 4600)=0{,}0304\ м.$$

Окружная скорость входа потока

$$u_1=u_2r_1/r_2=14{,}7\cdot 0{,}0206/0{,}0304=9{,}96\ м/с.$$

Угол между скоростями c_1 и u_1 принимается $\alpha_1=90^\circ$, при этом $\operatorname{tg}\beta_1=c_1/u_1=1{,}8/9{,}96=0{,}1807$, откуда $\beta_1=10^\circ 15'$.

Ширина лопатки на входе

$$b_1=\frac{G_{ж.р}}{(2\pi r_1-z\delta_1/\sin\beta_1)}=$$

$$=\frac{0{,}00184}{(2\cdot 3{,}14\cdot 0{,}0206-4\cdot 0{,}003/\sin 10^\circ 15')\cdot 1{,}8}=0{,}0165\ м,$$

где $z=4$ — число лопаток на крыльчатке насоса; $\delta_1=0{,}003$ — толщина лопаток у входа, м.

Радиальная скорость потока на выходе из колеса

$$c_r=\frac{p_ж \operatorname{tg}\alpha_2}{\rho_ж \eta_h u_2}=\frac{120\,000\operatorname{tg}10^\circ}{1000\cdot 0{,}65\cdot 14{,}7}=2{,}2 \text{ м/с}.$$

Ширина лопатки на выходе

$$b_2=\frac{G_{ж.р}}{(2\pi n_2-z\delta_2/\sin\beta_2)c_r}=\frac{0{,}00184}{(2\cdot 3{,}14\cdot 0{,}0304-4\cdot 0{,}003/\sin 45^\circ)2{,}2}=$$

$$=0{,}0048 \text{ м},$$

где $\delta_2=0{,}003$ — толщина лопаток на выходе, м.

Мощность, потребляемая жидкостным насосом:

$$N_{в.н}=G_{ж.р}p_ж/(1000\eta_м)=0{,}00184\cdot 120\,000/(1000\cdot 0{,}82)=0{,}27 \text{ кВт},$$

где $\eta_м=0{,}82$ — механический КПД жидкостного насоса.

Расчет жидкостного насоса дизеля. По данным теплового баланса (см. § 5.3) количество теплоты, отводимой от двигателя жидкостью: $Q_в=184\,520$ Дж/с; средняя теплоемкость жидкости $c_ж=4187$ Дж/(кг·К); средняя плотность $\rho_ж=1000$ кг/м^3. Напор, создаваемый насосом, принимается $p_ж=80\,000$ Па, частота вращения насоса $n_{в.н}=2000$ мин$^{-1}$.

Циркуляционный расход жидкости в системе охлаждения

$$G_ж=\frac{Q_в}{c_ж\rho_ж\Delta T_ж}=\frac{184\,520}{4187\cdot 1000\cdot 10}=0{,}0044 \text{ м}^3/\text{с},$$

где $\Delta T_ж=10$ — температурный перепад жидкости при принудительной циркуляции, К.

Расчетная производительность насоса

$$G_{ж.р}=G_ж/\eta=0{,}0044/0{,}84=0{,}0052 \text{ м/с},$$

где $\eta=0{,}84$ — коэффициент подачи насоса.

Радиус входного отверстия крыльчатки

$$r_1=\sqrt{G_{ж.р}/(\pi c_1)+r_0^2}=\sqrt{0{,}0052/(3{,}14\cdot 1{,}7)+0{,}02^2}=0{,}037 \text{ м},$$

где $c_1=1{,}7$ — скорость жидкости на входе в насос; м/с; $r_0=0{,}02$ — радиус ступицы крыльчатки, м.

Окружная скорость потока жидкости на выходе из колеса

$$u_2=\sqrt{1+\operatorname{tg}\alpha_2\operatorname{ctg}\beta_2}\sqrt{p_ж/(\beta_ж\eta_h)}=$$

$$=\sqrt{+\operatorname{tg}8^\circ\operatorname{ctg}40^\circ}\sqrt{80\,000/(1000\cdot 0{,}66)}=11{,}9 \text{ м/с},$$

где $\alpha_2=8^\circ$, а $\beta_2=40^\circ$; $\eta_h=0{,}66$ — гидравлический КПД насоса.

Радиус крыльчатки колеса на выходе

$$r_2 = 30u_2/(\pi n_{в.н}) = 30 \cdot 11{,}9/(3{,}14 \cdot 2000) = 0{,}057 \text{ м}.$$

Окружная скорость входа потока

$$u_1 = u_2 r_1 / r_2 = 11{,}9 \cdot 0{,}037/0{,}057 = 7{,}7 \text{ м/с}.$$

Угол между скоростями c_1 и u_1 принимается $\alpha_1 = 90°$, при этом

$$\operatorname{tg}\beta_1 = c_1/u_1 = 1{,}7/7{,}7 = 0{,}221,$$

откуда $\beta_1 = 12°28'$.

Ширина лопатки на входе

$$b_1 = \frac{G_{ж.р}}{(2\pi r_1 - z\delta_1/\sin\beta_1)c_1} = \frac{0{,}0052}{(2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}037 - 6 \cdot 0{,}004/\sin 12°28')1{,}7} = 0{,}025 \text{ м},$$

где $z = 6$ — число лопаток на крыльчатке насоса; $\delta_1 = 0{,}004$ — толщина лопаток у входа, м.

Радиальная скорость потока на выходе из колеса

$$c_r = \frac{p_ж \operatorname{tg}\alpha_2}{\rho_ж \eta_h u_2} = \frac{80\,000 \operatorname{tg} 8°}{1000 \cdot 0{,}66 \cdot 11{,}9} = 1{,}43 \text{ м/с}.$$

Ширина лопатки на выходе

$$b_2 = \frac{G_{ж.р}}{(2\pi r_2 - z\delta_2/\sin\beta_2)c_r} = \frac{0{,}0052}{(2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}057 - 6 \cdot 0{,}004/\sin 40°)1{,}43} = 0{,}0113 \text{ м},$$

где $\delta_2 = 0{,}004$ — толщина лопаток на выходе, м.

Мощность, потребляемая жидкостным насосом:

$$N_{в.н} = G_{ж.р} p_ж / 1000\eta_м = 0{,}0052 \cdot 80\,000/(1000 \cdot 0{,}84) = 0{,}495 \text{ кВт},$$

где $\eta_м = 0{,}84$ — механический КПД жидкостного насоса.

20.3. ЖИДКОСТНЫЙ РАДИАТОР

Радиатор представляет собой теплообменный аппарат для воздушного охлаждения жидкости, поступающей от нагретых деталей двигателя.

Расчет радиатора состоит в определении поверхности охлаждения, необходимой для передачи теплоты от жидкости к окружающему воздуху.

Поверхность охлаждения радиатора ($м^2$)

$$F=\frac{Q_в}{K(T_{ср.ж}-T_{ср.возд})}, \qquad (20.14)$$

где $Q_ж$ — количество теплоты, отводимой жидкостью, Дж/с; K — коэффициент теплопередачи радиатора, Вт/(м^2·К); $T_{ср.ж}$ — средняя температура жидкости в радиаторе, К; $T_{ср.возд}$ — средняя температура воздуха, проходящего через радиатор, К.

Коэффициент теплопередачи [Вт/(м^2·К)]

$$K=1/(1/\alpha_ж+\delta_1/\lambda_1+1/\alpha_{возд}), \qquad (20.15)$$

где $\alpha_ж$ — коэффициент теплоотдачи от жидкости к стенке радиатора, Вт/(м^2·К); δ_1 — толщина стенки трубки, м; λ_1 — коэффициент теплопроводности металла трубок радиатора, Вт/(м·К); $\alpha_{возд}$ — коэффициент теплоотдачи от стенок радиатора к воздуху, Вт/(м^2·К).

Из-за трудности аналитического определения величины К [Вт/(м^2·К)]

Для легковых автомобилей	140 — 180
Для грузовых автомобилей и тракторов	80 — 100

Количество жидкости (кг/с), проходящей через радиатор:

$$G'_ж=Q_в/[c_ж(T_{ж.вх}-T_{ж.вых})]. \qquad (20.16)$$

При принудительной циркуляции жидкости в системе температурный перепад $\Delta T_ж=T_{ж.вх}-T_{ж.вых}=6$ — 12 К. Оптимальное значение температуры $T_{ж.вх}$, которая характеризует температурный режим системы жидкостного охлаждения, принимается в интервале 353 — 368 К. Исходя из принятых значений $\Delta T_ж$ и $T_{ж.вх}$ можно определить среднюю температуру воды в радиаторе:

$$T_{ср.ж}=\frac{T_{ж.вх}+T_{ж.вых}}{2}=\frac{T_{ж.вх}+(T_{ж.вх}-\Delta T_ж)}{2}.$$

Для автомобильных и тракторных двигателей $T_{ср.вод}=358$ — 365 К.

В радиаторе тепло $Q_ж$ передается от жидкости к охлаждающему воздуху, т. е. $Q_ж=Q_{возд}$.

Количество воздуха (кг/с), проходящего через радиатор:

$$G'_{возд}=Q_{возд}/[c_{возд}(T_{возд.вых}-T_{возд.вх})].$$

Температурный перепад $\Delta T_{возд}=T_{возд.вых}-T_{возд.вх}$ воздуха в решетке радиатора составляет 20 — 30 К. Температура перед радиатором

$T_{\text{возд.вх}}$ принимается равной 313 К. Средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор:

$$T_{\text{ср.возд}}=\frac{T_{\text{возд.вх}}+T_{\text{возд.вых}}}{2}=\frac{T_{\text{возд.вх}}+(T_{\text{возд.вх}}+\Delta T_{\text{возд}})}{2}. \qquad (20.17)$$

Для автомобильных и тракторных двигателей $T_{\text{ср.возд}}=323$ — 328 К.

Подставив в уравнение (20.14) значения $T_{\text{ср.ж}}$, $T_{\text{ср.возд}}$, K и $Q_{\text{ж}}$, определяют поверхность охлаждения радиатора (м^2):

$$F=Q_{\text{ж}}/\{K[(T_{\text{ж.вх}}-\Delta T_{\text{ж}}/2)-(T_{\text{возд.вх}}+\Delta T_{\text{возд}}/2)]\}. \qquad (20.18)$$

Расчет поверхности охлаждения жидкостного радиатора карбюраторного двигателя. По данным теплового баланса (см. § 5.3) количество теплоты, отводимой от двигателя и передаваемого от жидкости к охлаждающему воздуху: $Q_{\text{возд}}=Q_{\text{ж}}=60\,510$ Дж/с; средняя теплоемкость воздуха $c_{\text{возд}}=1000$ Дж/(кг · К); объемный расход жидкости, проходящей через радиатор, принимается по данным § 20.2: $G_{\text{ж}}=0{,}00151$ м^3/с; средняя плотность жидкости $\rho_{\text{ж}}=1000$ кг/м^3.

Количество воздуха, проходящего через радиатор:

$$G'_{\text{возд}}=Q_{\text{возд}}/(c_{\text{возд}}\Delta T_{\text{возд}})=60\,510/(1000\cdot 24)=2{,}52 \text{ кг/с},$$

где $\Delta T_{\text{возд}}=24$ — температурный перепад воздуха в решетке радиатора, К.

Массовый расход жидкости, проходящей через радиатор:

$$G'_{\text{ж}}=G_{\text{ж}}\rho_{\text{ж}}=0{,}00151\cdot 1000=1{,}51 \text{ кг/с}.$$

Средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор:

$$T_{\text{ср.возд}}=\frac{T_{\text{возд.вх}}+(T_{\text{возд.вх}}+\Delta T_{\text{возд}})}{2}=\frac{313+(313+24)}{2}=325{,}0 \text{ К},$$

где $T_{\text{возд.вх}}=313$ — расчетная температура воздуха перед радиатором, К.

Средняя температура жидкости в радиаторе

$$T_{\text{ср.ж}}=\frac{T_{\text{ж.вх}}+(T_{\text{ж.вх}}-\Delta T_{\text{ж}})}{2}=\frac{363+(363-9{,}6)}{2}=358{,}2 \text{ К},$$

где $T_{\text{ж.вх}}=363$ — температура жидкости перед радиатором; К; $\Delta T_{\text{в}}=$ $=9{,}6$ — температурный перепад жидкости в радиаторе, принимаемый по данным § 20.2, К.

Поверхность охлаждения радиатора

$$F=\frac{Q_{ж}}{K(T_{ср.ж}-T_{ср.возд})}=\frac{60\,510}{160(358{,}2-325)}=11{,}39\ м^2,$$

где $K=160$ — коэффициент теплопередачи для радиаторов легковых автомобилей, Вт/(м^2 · К).

Расчет поверхности охлаждения жидкостного радиатора дизеля. По данным теплового баланса (см. § 5.3) количество теплоты, отводимой от двигателя и передаваемого от жидкости к охлаждающему водуху: $Q_{возд}=Q_{ж}=184\,520$ Дж/с; средняя теплоемкость воздуха $c_{возд}=1000$ Дж/(кг · К); объемный расход жидкости, проходящей через радиатор, принимается по данным § 20.2: $G_{ж}=0{,}0044$ м^3/с; средняя плотность жидкости $\rho_{ж}=1000$ кг/м^3.

Количество воздуха, проходящего через радиатор:

$$G'_{возд}=Q_{возд}/(c_{возд}\Delta T_{возд})=184\,520/(1000\cdot 28)=6{,}59\ кг/с,$$

где $\Delta T_{возд}=28$ — температурный перепад воздуха в решетке радиатора, К.

Массовый расход жидкости, проходящей через радиатор:

$$G'_{ж}=G_{ж}\rho_{ж}=0{,}0044\cdot 1000=4{,}4\ кг/с.$$

Величина $T_{ср.возд}$ определена по формуле (20.17).

Средняя температура жидкости в радиаторе

$$T_{ср.ж}=\frac{T_{ж.вх}+(T_{ж.вх}-\Delta T_{ж})}{2}=\frac{365+(365-10)}{2}=360\ К,$$

где $T_{ж.вх}=365$ — температура воды перед радиатором, К; $\Delta T_{ж}=10$ — температурный перепад воды в радиаторе, принимаемый по данным § 20.2, К.

Поверхность охлаждения радиатора

$$F=\frac{Q_{в}}{K(T_{ср.ж}-T_{ср.возд})}=\frac{184\,520}{100(360-327)}=56\ м^2,$$

где $K=100$ — коэффициент теплопередачи для радиаторов грузовых автомобилей, Вт/(м^2 · К).

20.4. ВЕНТИЛЯТОР

Вентилятор служит для создания направленного воздушного потока, обеспечивающего отвод теплоты от радиатора.

Производительность вентилятора* (м^3/с)

*Производительность $G_{возд}$ можно определить также по конструктивным параметрам вентилятора.

$$G_{\text{возд}} = Q_{\text{возд}}/(\rho_{\text{возд}} c_{\text{возд}} \Delta T_{\text{возд}}), \qquad (20.19)$$

где $Q_{\text{возд}}$ — количество теплоты, отводимое от радиатора охлаждающим воздухом, Дж/с; $\rho_{\text{возд}}$ — плотность воздуха при средней его температуре в радиаторе, кг/м^3; $c_{\text{возд}}$ — теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К); $\Delta T_{\text{возд}}$ — температурный перепад воздуха в радиаторе, К.

Для подбора вентилятора кроме его производительности необходимо знать аэродинамическое сопротивление воздушной среды. В рассматриваемой системе оно складывается из сопротивлений, вызываемых потерями на трение и местными потерями. Для автомобильных и тракторных двигателей сопротивление воздушного тракта принимается $\Delta p_{\text{тр}} = 600 — 1000$ Па.

По заданной производительности вентилятора и величине $\Delta p_{\text{тр}}$ находят потребляемую вентилятором мощность и его основные размеры.

Мощность (кВт), затрачиваемая на привод вентилятора:

$$N_{\text{вен}} = G_{\text{возд}} \Delta p_{\text{тр}}/(\eta_{\text{в}} \cdot 1000), \qquad (20.20)$$

где $\eta_{\text{в}}$ — КПД вентилятора (для осевых клепаных вентиляторов $\eta_{\text{в}} = 0{,}32 — 0{,}40$, а для литых $\eta_{\text{в}} = 0{,}55 — 0{,}65$).

При определении основных конструктивных параметров радиатора коэффициент обдува K_L стремятся получить равным единице, т. е. выполнить условие

$$K_L = F_{\text{ом.вент}}/F_{\text{фр.рад}} = 1, \qquad (20.21)$$

где $F_{\text{ом.вент}}$ — площадь, ометаемая лопастями вентилятора, м^2; $F_{\text{фр.рад}}$ — фронтовая площадь решетки радиатора, м^2.

Для этого фронтовую площадь решетки радиатора оформляют в виде квадрата.

Диаметр вентилятора (м)

$$D_{\text{вент}} = 2\sqrt{F_{\text{фр.рад}}/\pi}, \qquad (20.22)$$

где

$$F_{\text{фр.рад}} = G_{\text{возд}}/w_{\text{возд}}, \qquad (20.23)$$

$G_{\text{возд}}$ — производительность вентилятора, м^3/с; $w_{\text{возд}} = 6 — 24$ — скорость воздуха перед фронтом радиатора без учета скорости движения автомобиля или трактора, м/с.

Частоту вращения вентилятора $n_{\text{вент}}$ принимают, исходя из предельного значения окружной скорости $u = 70 — 100$ м/с.

Окружная скорость зависит от напора вентилятора и его конструкции:

$$u=\psi_{л}\sqrt{\Delta p_{тр}/\rho_{возд}}, \qquad (20.24)$$

где $\psi_{л}$ — коэффициент, зависящий от формы лопастей (для плоских лопастей $\psi_{л}=2{,}8$ — $3{,}5$, для криволинейных $\psi_{л}=2{,}2$ — $2{,}9$); $\rho_{возд}$ — плотность воздуха, определяемая по средним параметрам, кг/м^3.

Частота вращения вентилятора (мин$^{-1}$) при известной окружной скорости

$$n_{вент}=60u/(\pi D_{вент}). \qquad (20.25)$$

Расчет вентилятора для карбюраторного двигателя. По данным расчета жидкостного радиатора (см. § 20.3) массовый расход воздуха, подаваемый вентилятором: $G'_{возд}=2{,}52$ кг/с, а его средняя температура $T_{ср.возд}=325$ К. Напор, создаваемый вентилятором, принимается $\Delta p_{тр}=800$ Па.

Плотность воздуха при средней его температуре в радиаторе

$$\rho_{возд}=p_0\cdot 10^6/(R_{в}T_{ср.возд})=0{,}1\cdot 10^6/(287\cdot 325)=1{,}07 \text{ кг/м}^3.$$

Производительность вентилятора

$$G_{возд}=G'_{возд}/\rho_{возд}=2{,}52/1{,}07=2{,}36 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Фронтовая поверхность радиатора

$$F_{фр.рад}=G_{возд}/w_{возд}=2{,}36/20=0{,}118 \text{ м}^2,$$

где $w_{возд}=20$ — скорость воздуха перед фронтом радиатора без учета скорости движения автомобиля, м/с.

Диаметр вентилятора

$$D_{вент}=2\sqrt{F_{фр.рад}/\pi}=2\sqrt{0{,}118/3{,}14}=0{,}388 \text{ м}.$$

Окружная скорость вентилятора

$$u=\psi_{л}\sqrt{\Delta p_{тр}/\rho_{возд}}=3{,}41\sqrt{800/1{,}07}=93{,}4 \text{ м/с},$$

где $\psi_{л}=3{,}41$ — безразмерный коэффициент для плоских лопастей.

Частота вращения вентилятора

$$n_{вент}=60u/(\pi D_{вент})=60\cdot 93{,}4/(3{,}14\cdot 0{,}388)=4600 \text{ мин}^{-1}.$$

Таким образом, выполнено условие $n_{вент}=n_{в.н}=4600$ мин$^{-1}$ (вентилятор и жидкостный насос имеют общий привод).

Мощность, затрачиваемая на привод осевого вентилятора,

$$N_{вент}=G_{возд}\Delta p_{тр}/(1000\eta_{в})=2{,}36\cdot 800/(1000\cdot 0{,}38)=4{,}97 \text{ кВт},$$

где $\eta_{в}=0{,}38$ — КПД клепаного вентилятора.

Расчет вентилятора для дизеля. По данным расчета жидкостного радиатора дизеля (см. § 20.3) массовый расход воздуха, подаваемый вентилятором: $G_{\text{возд}}=6{,}59$ кг/с, а его средняя температура $T_{\text{ср.возд}}=327$ К; напор, создаваемый вентилятором: $\Delta p_{\text{тр}}=900$ Па.

Плотность воздуха при средней его температуре в радиаторе

$$\rho_{\text{возд}}=p_0\cdot 10^6/(R_{\text{в}}T_{\text{ср.возд}})=0{,}1\cdot 10^6/(287\cdot 327)=1{,}065 \text{ кг/м}^3.$$

Производительность вентилятора

$$G_{\text{возд}}=G'_{\text{возд}}/\rho_{\text{возд}}=6{,}59/1{,}065=6{,}19 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Фронтовая поверхность радиатора

$$F_{\text{фр.рад}}=G_{\text{возд}}/w_{\text{возд}}=6{,}19/22=0{,}281 \text{ м}^2,$$

где $w_{\text{возд}}=22$ — скорость воздуха перед фронтом радиатора, без учета скорости движения автомобиля, м/с.

Соответственно диаметр и окружная скорость вентилятора

$$D_{\text{вент}}=2\sqrt{F_{\text{фр.рад}}/\pi}=2\sqrt{0{,}281/3{,}14}=0{,}6 \text{ м}.$$

$$u=\psi_{\text{л}}\sqrt{\Delta p_{\text{тр}}/\rho_{\text{возд}}}=3\sqrt{900/1{,}065}=87 \text{ м/с},$$

где $\psi_{\text{л}}=3$ — безразмерный коэффициент для плоских лопаток.

Частота вращения вентилятора с раздельным приводом

$$n_{\text{вент}}=60u/(\pi D_{\text{вент}})=60\cdot 87/(3{,}24\cdot 0{,}6)=2770 \text{ мин}^{-1}.$$

Мощность, затрачиваемая на привод осевого вентилятора:

$$N_{\text{вент}}=G_{\text{возд}}\Delta p_{\text{тр}}/(1000\eta_{\text{в}})=6{,}19\cdot 900/(1000\cdot 0{,}6)=9{,}3 \text{ кВт},$$

где $\eta_{\text{в}}=0{,}6$ — КПД литого вентилятора.

20.5. РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТИ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Количество охлаждающего воздуха, подаваемого вентилятором, определяется исходя из общей величины отводимой от двигателя теплоты $Q_{\text{возд}}$:

$$G_{\text{возд}}=\frac{Q_{\text{возд}}}{c_{\text{возд}}(T_{\text{возд.вых}}-T_{\text{возд.вх}})\rho_{\text{возд}}}, \qquad (20.26)$$

где $T_{\text{возд.вх}}=293$ К и $T_{\text{возд.вых}}=353$ — 373 К — температуры воздуха, входящего в межреберное пространство и выходящего из него.

Поверхность охлаждения ребер цилиндра

$$F_{\text{цил}} = \frac{Q_{\text{цил}}}{K_{\text{в}}(T_{\text{цил.о}} - T_{\text{возд.вх}})}, \qquad (20.27)$$

где $Q_{\text{цил}}$ — количество теплоты, отводимой воздухом от цилиндра двигателя, Дж/с; $K_{\text{в}}$ — коэффициент теплоотдачи поверхности цилиндра, Вт/(м^2 · К); $T_{\text{цил.о}}$ — средняя температура у основания ребер цилиндра, К; $T_{\text{возд.вх}}$ — средняя температура воздуха в межреберном пространстве цилиндра, К.

По опытным данным средняя температура у основания ребер цилиндров, К:

Из алюминиевых сплавов	403 — 423
Из чугуна	403 — 453

Величина коэффициента теплоотдачи, Вт/(м^2 · К):

$$K_{\text{в}} = 1{,}37\,(1 + 0{,}0075T_{\text{ср}})\,(w_{\text{в}}/0{,}278)^{0{,}73}, \qquad (20.28)$$

где $T_{\text{ср}}$ — среднее арифметическое температур ребра и обдувающего воздуха, К; $w_{\text{в}}$ — скорость воздуха в межреберном пространстве, м/с.

Средняя скорость воздуха в межреберном пространстве цилиндра и его головки принимается равной 20 — 50 м/с при диаметре $D = 75$ — 125 мм и 50 — 60 м/с — при $D = 125$ — 150 мм.

Поверхность охлаждения ребер головки цилиндра

$$F_{\text{гол}} = \frac{Q_{\text{гол}}}{K_{\text{в}}(T_{\text{цил.гол}} - T_{\text{возд.вх}})}, \qquad (20.29)$$

где $Q_{\text{гол}}$ — количество теплоты, отводимой воздухом от головки цилиндра, Дж/с; $T_{\text{цил.гол}}$ — средняя температура у основания ребер головки, К; $T_{\text{возд.вх}}$ — средняя температура воздуха в межреберном пространстве головки, К.

Коэффициент теплоотдачи поверхности головки определяется из эмпирической зависимости (20.28).

Средняя температура у основания ребер головки, К:

Из алюминиевых сплавов	423 — 473
Из чугуна	433 — 503

ЛИТЕРАТУРА

1. Автокаталог. Модели 1999 года. М.: За рулем, 1998. 384 с.
2. Автомобильные двигатели/Под ред. М. С. Ховаха. М.: Машиностроение, 1977. 591 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей/Под ред. А. С. Орлина и М. Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1990. 283 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей/Под ред. А. С. Орлина и М. Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1983. 375 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей/Под ред. А. С. Орлина и М. Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1984. 383 с.
6. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей/Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1985. 456 с.
7. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов/Под ред. В. Н. Луканина. М.: Высшая школа, 1985. 369 с.
8. Двигатели внутреннего сгорания. Динамика и конструирование/Под ред. В. Н. Луканина. М.: Высшая школа, 1985. 319 с.
9. Колчин А. И., Демидов В. П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 1980.400 с.
10. Kolchin A., Demidov V. Design of automative engines. M. Mir publishers, 1984. 429 s.
11. Конструкция и расчет автотракторных двигателей/Под ред. проф. Ю. А. Степанова. М.: Машиностроение, 1964. 552 с.
12. Райков И. Я., Рытвинский Г. Н. Конструкция автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 1986. 352 с.
13. Рытвинский Г. Н. Знакомьтесь — двигатель. М. Машиностроение, 1993. 173 с.
14. Савельев Г. М., Стефановский Б. С. Проектирование турбокомпрессоров. Ярославль. 1977.
15. Топлива, смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение. Справочник/Под ред. В. М. Школьникова. М.: Изд. центр «Техинформ», 1999, 596 с.
16. Хрулев А. Э. Ремонт двигателей зарубежных автомобилей. М.: За рулем, 1999. 438 с.
17. Электронное управление автомобильными двигателями/Под общей редакцией Г. П. Покровского. М.: Машиностроение, 1994. 335 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Часть первая

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Глава 1. Краткий исторический очерк и принципы работы двигателей . . . 5
1.1. Краткий исторический очерк 5
1.2. Классификация автотракторных двигателей 11
1.3. Принципы работы поршневых двигателей 13

Глава 2. Теоретические циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания 16
2.1. Общие сведения 16
2.2. Замкнутые теоретические циклы 19
2.3. Разомкнутые теоретические циклы и их анализ с использованием ЭВМ 32

Глава 3. Топливо, рабочие тела и их свойства 40
3.1. Общие сведения 40
3.2. Химические реакции при сгорании топлива 48
3.3. Теплота сгорания топлива и топливовоздушных смесей . . 55
3.4. Теплоемкость газов 57

Глава 4. Расчет действительного цикла двигателя 61
4.1. Процесс впуска и газообмена 61
4.2. Процесс сжатия 71
4.3. Процесс сгорания 75
4.4. Процесс расширения 80
4.5. Процесс выпуска и методы снижения токсичности двигателей при их эксплуатации 84
4.6. Индикаторные параметры рабочего цикла 86
4.7. Эффективные показатели двигателя 90
4.8. Построение индикаторной диаграммы 96

Глава 5. Тепловой расчет и тепловой баланс двигателя 99
5.1. Общие сведения 99
5.2. Тепловой расчет и тепловой баланс карбюраторного двигателя и двигателя с распределенным впрыском топлива 104
Тепловой расчет
Тепловой баланс двигателей внутреннего сгорания
5.3. Тепловой расчет и тепловой баланс дизеля 129
Тепловой расчет 129
Тепловой баланс 140

Глава 6. Скоростные характеристики двигателей 142
6.1. Общие сведения 142
6.2. Построение внешней скоростной характеристики 143
6.3. Построение внешних скоростных характеристик бензиновых двигателей 147
6.4. Расчет внешней скоростной характеристики дизеля 149

Часть вторая

КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА ДВИГАТЕЛЯ

Глава 7. Кинематика кривошипно-шатунного механизма 152
7.1. Общие сведения 152

7.2. Перемещение поршня . . . 154
7.3. Скорость поршня . . . 157
7.4. Ускорение поршня . . . 159

Глава 8. Динамика кривошипно-шатунного механизма . . . 162

8.1. Общие сведения . . . 162
8.2. Силы давления газов . . . 162
8.3. Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма . 164
8.4. Силы инерции . . . 166
8.5. Суммарные силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме . . . 167
8.6. Силы, действующие на шатунные шейки коленчатого вала . 172
8.7. Силы, действующие на коренные шейки коленчатого вала . . 178
8.8. Диаграммы износа шеек коленчатого вала . . . 181

Глава 9. Уравновешивание двигателей . . . 183

9.1. Общие сведения . . . 183
9.2. Уравновешивание двигателей различного типа . . . 185
9.3. Равномерность крутящего момента и равномерность хода двигателя . . . 196
9.4. Расчет маховика . . . 199

Глава 10. Расчет кинематики и динамики двигателя . . . 200

10.1. Расчет рядного карбюраторного двигателя . . . 201
Кинематика . . . 201
Динамика . . . 203
Уравновешивание . . . 217
Равномерность крутящего момента и равномерность хода двигателя . . . 219
10.2. Расчет V-образного четырехтактного дизеля . . . 220
Кинематика . . . 220
Динамика . . . 222
Уравновешивание . . . 242
Равномерность крутящего момента и равномерность хода двигателя . . . 243

Часть третья

РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ

Глава 11. Предпосылки к расчету и расчетные режимы . . . 244

11.1. Общие сведения . . . 244
11.2. Расчетные режимы . . . 245
11.3. Расчет деталей с учетом переменной нагрузки . . . 246

Глава 12. Расчет поршневой группы . . . 254

12.1. Поршень . . . 254
12.2. Поршневые кольца . . . 266
12.3. Поршневой палец . . . 273

Глава 13. Расчет шатунной группы . . . 280

13.1. Поршневая головка . . . 280
13.2. Кривошипная головка . . . 296
13.3. Стержень шатуна . . . 299
13.4. Шатунные болты . . . 304

Глава 14. Расчет коленчатого вала . . . 307

14.1. Общие сведения . . . 307
14.2. Определение удельного давления на поверхности шеек . . 310
14.3. Расчет коренных и шатунных шеек . . . 311
14.4. Расчет щек . . . 315

14.5. Расчет коленчатого вала рядного двигателя 317
14.6. Расчет коленчатого вала V-образного двигателя 325

Глава 15. Расчет корпуса двигателя 338
15.1. Блок цилиндров 338
15.2. Гильза цилиндра 340
15.3. Головка блока цилиндров 344
15.4. Шпильки головки блока 346

Глава 16. Расчет механизма газораспределения 352
16.1. Общие сведения 352
16.2. Построение профиля кулачка 356
16.3. Профилирование безударных кулачков 360
16.4. Время-сечение клапана 366
16.5. Расчет газораспределения карбюраторного двигателя . . 367
16.6. Расчет газораспределения бензинового двигателя с впрыском топлива и воспламенением от искры 372
16.7. Расчет пружины клапана 393
16.8. Расчет распределительного вала 401

Часть четвертая

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

Глава 17. Наддув двигателей 405
17.1. Общие сведения 405
17.2. Агрегаты и системы наддува 406
17.3. Основы расчета турбокомпрессора 409
Компрессор 409
Газовая турбина 418
17.4. Приближенный расчет компрессора и турбины 425

Глава 18. Расчет элементов систем питания 436
18.1. Общие сведения 436
18.2. Карбюратор 437
18.3. Расчет карбюратора 446
18.4. Системы впрыска топлива в двигателях с искровым зажиганием 451
Системы распределенного впрыска 452
Системы центрального впрыска 459
18.5. Расчет элементов топливной системы дизеля 460
Топливный насос высокого давления 461
Форсунка 463

Глава 19. Расчет элементов смазочной системы 466
19.1. Масляный насос 466
19.2. Центрифуга 470
19.3. Масляный радиатор 473
19.4. Расчет подшипников 475

Глава 20. Расчет элементов системы охлаждения 478
20.1. Общие сведения 478
20.2. Жидкостный насос 480
20.3. Жидкостный радиатор 485
20.4. Вентилятор 488
20.5. Расчет поверхности воздушного охлаждения 491

Литература 493