

УДК 621.43(075)

ББК 31.365 я7

Д72

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор

Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана

Н.А. Иващенко

Кандидат технических наук, доцент

Владимирского государственного университета

М.С. Столбов

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Владимирского государственного университета

Драгомиров, С.Г.

Д72

Обоснование основных параметров и оценка технического уровня проектируемого двигателя : учеб. пособие к дипломному и курсовому проектированию / С. Г. Драгомиров, М. С. Драгомиров ; Владим. гос. ун-т. – 2-е изд., перераб. и доп. – Владимир : Ред.-издат. комплекс ВлГУ, 2005. – 56 с. – ISBN 5-89368-560-1.

Даны рекомендации по выбору двигателей-аналогов, оценке их технического уровня, а также обоснованию основных конструктивных параметров и технических показателей двигателя, разрабатываемого в курсовом и дипломном проектах.

Предназначено для студентов специальностей 101200 – двигатели внутреннего сгорания, 150200 – автомобили и автомобильное хозяйство, 230100 – сервис и техническая эксплуатация транспортных и технологических машин и оборудования (автомобильный транспорт). Соответствует требованиям государственного образовательного стандарта указанных специальностей.

Ил. 28. Табл. 6. Библиогр.: 12 назв.

УДК 621.43(075)

ББК 31.365 я7

ISBN 5-89368-560-1

© Владимирский государственный университет, 2005

ВВЕДЕНИЕ

Современные двигатели являются сложными техническими объектами, совершенствование которых невозможно без системного подхода и использования компьютерных технологий, позволяющих значительно сократить затраты времени и средств на создание новых моделей.

Высокие темпы развития двигателей усложняют и без того непростую задачу обоснования параметров и прогнозирования их показателей на этапе проектирования. Мировая практика показывает, что при создании новых двигателей следует избегать копирования аналогичных конструкций, пусть даже и достаточно совершенных. Необходимо ориентироваться на тенденции развития двигателей, на закономерности эволюции их параметров и показателей, а также на перспективы совершенствования отдельных деталей, узлов и агрегатов. Только при этом условии можно вести разработку с расчетом на опережение достигнутых результатов. Подобный подход в сочетании с современными методами моделирования и расчета позволяет обеспечить наибольшую эффективность систем автоматизированного проектирования. Именно по такому пути идут ведущие зарубежные фирмы при создании новых двигателей.

Важнейшей составляющей для обеспечения высоких технико-экономических показателей проектируемого двигателя является объективная оценка возможного технического уровня конструкции на всех этапах ее разработки и производства.

Цель пособия – дать студенту необходимую информацию и методические рекомендации по выбору двигателей-аналогов, оценке их технического уровня, а также обоснованию основных конструктивных параметров и прогнозированию технических показателей двигателя, разрабатываемого в курсовом и дипломном проектах.

В основу пособия положена компьютерная информационно-поисковая система КАД, предназначенная для оперативного поиска двигателей-аналогов и ускорения оценки их технического уровня, а также для систем-

ного анализа тенденций развития современных автомобильных и тракторных двигателей.

С использованием системы КАД выполнен анализ тенденций развития двигателей легковых автомобилей, выпущенных в 1996...2005 гг. Выявлены пропорции производства бензиновых двигателей и дизелей, показано изменение применения различных систем топливоподачи бензиновых двигателей за указанные годы, приведен анализ эволюции таких показателей двигателей, как литровая мощность, среднее эффективное давление, поршневая мощность, отношение S/D , средняя скорость поршня и др.

Авторы с благодарностью примут все замечания и предложения по содержанию пособия (E-mail: ice@vpti.vladimir.ru, motor@vpti.vladimir.ru).

Глава 1. ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

Для обеспечения высоких технико-экономических показателей проектируемого двигателя, его перспективности и конкурентоспособности необходима объективная оценка возможного технического уровня конструкции на всех этапах ее разработки и производства. Это, в свою очередь, требует информации о мировом уровне научных и технологических достижений, а также прогнозирования изменения различных показателей двигателей в пределах жизненного цикла проектируемой конструкции (не менее чем на 10...15 лет вперед).

Для оценки технического уровня различной продукции за методическую основу может быть взят ГОСТ 15467-79 «Управление качеством продукции. Основные понятия, термины и определения» [1], положения которого носят рекомендательный характер. Однако в двигателестроении этот стандарт в полном объеме практически не применяется. Поэтому рассмотрим только его основные определения.

Технический уровень продукции – относительная характеристика качества продукции, основанная на сопоставлении значений показателей, характеризующих техническое совершенство оцениваемой продукции, с базовыми значениями соответствующих показателей [1].

В качестве базовых значений могут приниматься значения показателей качества лучших отечественных и зарубежных образцов или планируемые значения показателей перспективных образцов.

Следует отметить, что при сопоставлении отечественной и зарубежной продукции часто приходится ограничиваться только техническими показателями, поскольку экономические данные для зарубежных образцов, как правило, неизвестны.

Оценка технического уровня продукции – совокупность операций, включающая выбор номенклатуры показателей, характеризующих техническое совершенство оцениваемой продукции, определение значений этих показателей и сопоставление их с базовыми [1].

Область науки, предметом которой являются количественные методы оценки качества продукции (в том числе и двигателей), называется **квалиметрией** (от лат. *quails* – какой, какого качества и греческого *metreō* – измеряю).

В процессе оценки технического уровня двигателей могут рассматриваться их различные **параметры, показатели и характеристики**. Определим эти термины.

Параметр – величина, характеризующая *конструктивные особенности* двигателя (например: рабочий объем, отношение S/D , степень сжатия и т.п.). Параметры двигателя определяются и обосновываются на этапе его конструирования и остаются неизменными в процессе эксплуатации.

Показатель – величина, характеризующая *потребительские свойства* двигателя (например: номинальная мощность, максимальный крутящий момент, минимальный удельный эффективный расход топлива и т.п.). Показатели двигателя предварительно задаются (прогнозируются) на этапе его проектирования, достигаются в ходе проведения исследований и подтверждаются сертификационными испытаниями. В процессе эксплуатации показатели двигателя могут изменяться.

Характеристика – функциональная зависимость одной физической величины от другой, позволяющая судить о ходе протекания определенного процесса (например: внешняя скоростная характеристика двигателя, регулировочная характеристика по составу смеси и т.п.).

При оценке технического уровня конкретной продукции важным и неформальным этапом является выбор показателей, наиболее полно и объективно характеризующих эту продукцию. Согласно ГОСТ 15467-79 рекомендуется определять следующие показатели качества продукции:

- единичный;
- комплексный;
- определяющий;
- интегральный.

Единичный показатель качества продукции характеризует одно из ее свойств. Для двигателя это может быть, например, литровая мощность, величина среднего эффективного давления, наработка двигателя на отказ и т.п.

Комплексный, определяющий и интегральный показатели качества продукции определяются согласно ГОСТ 15467-79 с помощью специальных методик. Эти показатели представляют собой комплексные величины, выражаемые в условных единицах (например в баллах), и реального физического содержания не имеют. К тому же по своей природе они являются в значительной мере относительными и субъективными, поскольку для их определения используются экспертные оценки. Получаемые значения этих показателей во многом зависят от состава и квалификации экспертов, достоверности соответствующих базовых показателей мирового уровня, методики оценки и т.п.

Из-за указанных трудностей определения этих показателей, а также их относительности и субъективности в практике двигателестроения они не используются.

Критериями оценки технического уровня конкретного двигателя могут быть *только удельные (относительные) показатели*. К ним можно отнести:

- литровую мощность (кВт/л);
- поршневую мощность (кВт/дм²);
- среднее эффективное давление (МПа);
- минимальный удельный эффективный расход топлива (г/э·кВт·ч);
- удельный расход масла на угар (% к расходу топлива);
- удельную массу двигателя (кг/кВт);
- литровую массу двигателя (кг/л);
- габаритную мощность (кВт/м³);
- среднюю скорость поршня (м/с).

При характеристике транспортных двигателей в состав показателей также могут входить:

- **общие данные:**
 - назначение двигателя;
 - тип двигателя (с искровым зажиганием или дизель, число тактов рабочего цикла двигателя);
 - тип системы охлаждения;
 - число и расположение цилиндров;
 - рабочий объем двигателя;
 - номинальные мощность и частота вращения вала;
 - максимальный крутящий момент и соответствующая ему частота вращения вала;
- **экологические и эргономические показатели:**
 - уровень шума и вибраций, создаваемых двигателем;
 - суммарные или удельные выбросы токсичных веществ при определенных условиях испытаний (например по ездовому циклу);
 - дымность отработавших газов (ОГ);
- **показатели надежности:**
 - ресурс двигателя до первого капитального ремонта;
 - удельная трудоемкость технического обслуживания двигателя;
 - другие оговоренные показатели надежности.

Основные термины и определения важнейших показателей, используемых при оценке технического уровня поршневых двигателей, приведены в прил. 1.

Приведенный список основных показателей далеко не полностью позволяет дать общую характеристику двигателя и оценить его технический уровень. Кроме этого следует учитывать технологические особенности конструкции, уровень унификации, патентную защищенность применяемых технических решений, возможности утилизации и переработки деталей, узлов, эксплуатационных материалов. Полная оценка технического уровня двигателя должна проводиться на основе системного подхода, при котором учитываются все аспекты и взаимосвязи элементов конструкции двигателя, его систем и агрегатов с производством и эксплуатацией. Часто такая оценка представляет собой довольно трудоемкий процесс, осложняемый неполнотой информации по отдельным критериям оценки.

За рубежом оценка уровня разрабатываемого двигателя ведется каждой фирмой-производителем на основе собственных методик.

Форма и методика оценки технического уровня разрабатываемой конструкции при курсовом и дипломном проектировании должны быть адаптированы к учебному процессу.

Поиск аналогов и выбор прототипа проектируемого двигателя является творческим этапом выполнения проекта. Студент должен грамотно подойти к определению аналогов и обоснованно выбрать из них прототип для своего двигателя.

Аналогами называются двигатели, близкие по своим конструктивным параметрам и техническим показателям к проектируемой конструкции.

Прототип – один из аналогов, наиболее близкий по параметрам и показателям к проектируемому двигателю.

В качестве критериев для выявления аналогов и выбора прототипа (при известных данных по числу тактов, типу рабочего процесса и способу охлаждения двигателя) могут быть приняты следующие параметры и показатели:

- номинальная мощность $N_{e \text{ ном}}$;
- рабочий объем двигателя iV_h ;
- число и расположение цилиндров;
- ход поршня S и диаметр цилиндра D ;
- номинальная частота вращения коленчатого вала $n_{\text{ном}}$;
- средняя скорость поршня C_p ;
- литровая мощность двигателя $N_{л}$;
- количество клапанов на цилиндр.

С точки зрения потребительских качеств двигателя любого назначения важнейшим его показателем является номинальная мощность $N_{e \text{ ном}}$, которая обычно и принимается в качестве первого и основного критерия при выявлении аналогов.

Чем более близки значения перечисленных параметров и показателей у конкретных моделей двигателей к данным проектируемой конструкции, тем больше оснований принять эти модели в качестве аналогов (прототипа).

Однако иногда при выполнении курсового и дипломного проектов с целью повышения степени унификации в качестве прототипа можно принять какой-либо отечественный двигатель, используя для проектирования своей конструкции его цилиндропоршневую группу, шатуны, детали механизма газораспределения и т.д.

Для оперативного поиска аналогов и ускорения оценки их технического уровня, а также для системного анализа тенденций развития современных двигателей на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» ВлГУ авторами этой работы создана компьютерная информационно-поисковая система КАД* по основным параметрам и показателям автомобильных и тракторных двигателей, производимых различными фирмами мира (см. гл. 2).

В дипломном проектировании для оценки технического уровня проектируемого двигателя может применяться следующая методика.

Этап 1. С использованием электронной базы данных определяются двигатели-аналоги проектируемой конструкции по ряду указанных выше критериев. Далее выбираются показатели для оценки технического уровня аналогов (литровая мощность, средняя скорость поршня, коэффициент запаса крутящего момента и др.) и с помощью статистических методов выявляются средние, минимальные и максимальные значения этих показателей по всему массиву выбранных двигателей-аналогов (см. гл. 2).

Этап 2. Из общего количества двигателей-аналогов выбирается прототип проектируемой конструкции.

Этап 3. На основании результатов расчета рабочего цикла (теплового расчета) определяются ожидаемые показатели проектируемого двигателя.

Этап 4. С помощью лучевой диаграммы дается графическая интерпретация технического уровня проектируемого двигателя и его аналогов (рис. 1). Эта диаграмма строится следующим образом.

* КАД – аббревиатура полного названия – Каталог автотракторных двигателей.

По согласованию с руководителем проекта выбирается определенное число показателей проектируемого двигателя и его аналогов, по которым имеются численные значения (литровая мощность, среднее эффективное давление, средняя скорость поршня, скоростной коэффициент и др.). В соответствии с выбранным количеством показателей n из некоторой центральной точки проводится n лучей, при этом угол между ними составляет $360^\circ/n$. На каждый из этих лучей наносится шкала соответствующего показателя. При этом, если значение параметра или показателя может быть охарактеризовано понятиями «лучше – хуже», то направление шкалы принимается таким образом, чтобы к центру диаграммы показатели ухудшались, а к периферии – улучшались. В иных случаях направление шкалы не имеет значения.

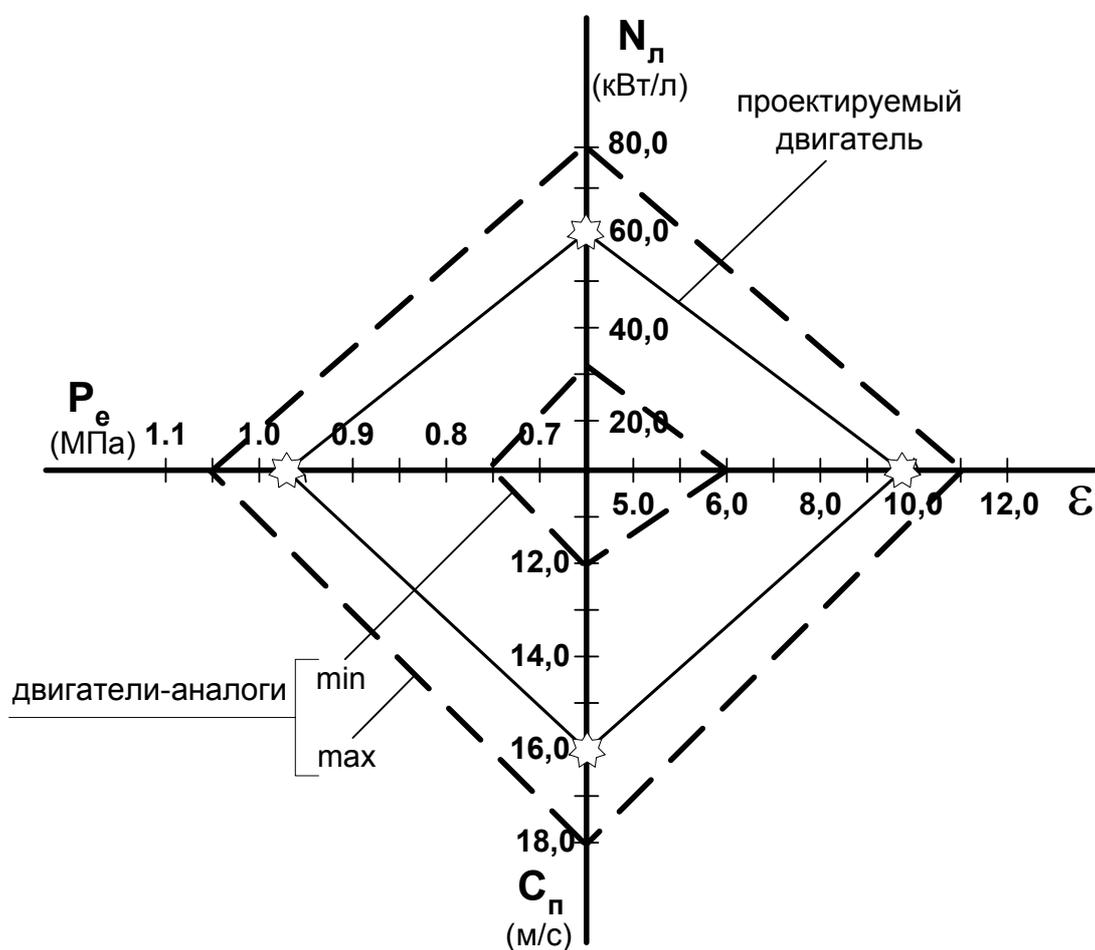


Рис. 1. Лучевая диаграмма для оценки технического уровня проектируемого двигателя и его аналогов

На полученных шкалах точками отмечаются средние, минимальные и максимальные значения для каждого из оценочных показателей, определенные для двигателей-аналогов с помощью статистических методов. Далее точки минимальных, максимальных и средних значений каждого показателя соединяются соответственно пунктирными линиями, что наглядно показывает область возможных значений показателей проектируемого двигателя. В этой же области «звездочками» отмечаются соответствующие значения показателей двигателя-прототипа.

Затем на диаграмме в виде точек отмечаются ожидаемые значения соответствующих показателей разрабатываемого двигателя, и эти точки соединяются сплошной линией.

Получившаяся диаграмма дает возможность быстро и наглядно оценить технический уровень проектируемого двигателя и сравнить его с аналогами и прототипом. При этом в значительной степени исключаются субъективность и условность оценок.

Результаты проведенной оценки технического уровня выносятся в графическую часть дипломного проекта (лист формата А1 – см. прил. 2). Кроме этого данные по аналогам и прототипу могут отражаться на плакате экономической части проекта.

Оценка технического уровня двигателей-аналогов позволяет обоснованно подойти к выбору параметров проектируемого двигателя (рабочего объема, степени сжатия, количества цилиндров и др.) и прогнозированию его основных показателей. При этом появляется возможность учесть тенденции изменения отдельных конструктивных параметров и технических показателей двигателей.

Глава 2. КОМПЬЮТЕРНАЯ ИНФОРМАЦИОННО-ПОИСКОВАЯ СИСТЕМА КАД

Возможности современной компьютерной техники позволяют коренным образом изменить процесс поиска двигателей-аналогов, значительно ускорить оценку их технического уровня и выявить тенденции развития современного двигателестроения.

Для многофакторного поиска и анализа большого массива информации авторами работы была создана специальная компьютерная информационно-поисковая система КАД. По двигателям легковых автомобилей за информационную основу этой системы взяты ежегодные автокаталоги,

выпускаемые совместно издательствами «За рулем» и «Ферайнигте Мотор-Ферлаге ГмбХ & Ко. КГ» (Штутгарт, ФРГ) [2]. В них наиболее полно из всех аналогичных изданий отражаются основные параметры и показатели современных автомобильных двигателей.

По тракторным двигателям, двигателям средств малой механизации и мототехники подготовлен раздел программы на основе фирменных каталогов производителей двигателей.

Созданная компьютерная информационно-поисковая система КАД включает в себя электронную базу данных* по основным параметрам и показателям двигателей, а также специальную оболочку, обеспечивающую быстрый и многофакторный поиск необходимой информации в базе данных. Как оригинальный программный продукт система КАД зарегистрирована в Российском агентстве по патентам и товарным знакам (РОСПАТЕНТ).

При подготовке базы данных по характеристикам двигателей легковых автомобилей в пределах каждого года исключалось дублирование одинаковых двигателей, устанавливаемых на разные модели автомобилей различных фирм. В качестве критериев для поиска двигателей в информационной базе доступны следующие данные (рис. 2): фирма-производитель двигателя, число и расположение цилиндров, рабочий объем, диаметр (D) и ход поршня (S), степень сжатия, количество клапанов на цилиндр, номинальная мощность и соответствующая ей частота вращения вала, максимальный крутящий момент при определенной частоте вращения вала, используемое топливо, тип системы топливоподачи (смесеобразования), наличие наддува и промежуточного охлаждения воздуха.

Кроме этого расчетным путем на основе первичных данных для каждого двигателя определены: литровая мощность, среднее эффективное давление, величина отношения S/D , средняя скорость поршня (на номинальном режиме), скоростной коэффициент и др.

На таких же принципах подготовлена база данных по тракторным двигателям и двигателям средств малой механизации и мототехники.

Для исключения ошибок и опечаток, которые, к сожалению, содержатся в указанных источниках [2], при подготовке электронной базы дан-

* В подготовке исходных данных для электронной базы принимали участие студенты П. Спивак, М. Иващенко, С. Лосев, М. Курганов, П. Бобров, А. Хлопотин, Е. Чернецов, А. Игошев, О. Елгаев, П. Холодарь, М. Демидов, И. Драгомиров.

ных по двигателям легковых автомобилей была проведена специальная системная обработка информации. Суть ее состояла в том, что параметры и показатели конкретного двигателя брались не отдельно по каждому году, а анализировались на протяжении нескольких лет. Это позволило найти и устранить скрытые ошибки, явные опечатки, восполнить недостающие данные и в целом – повысить достоверность информации, представленной в базе.

В результате этой работы по каждому году было отобрано определенное количество двигателей, параметры и показатели которых могут являться объектом анализа. Общее количество двигателей легковых автомобилей, характеристики которых представлены в базе данных за 1996 - 2005 годы, составило более 9000 моделей.

Аналогичная работа по выявлению скрытых ошибок и опечаток была проведена и по массиву данных тракторных двигателей.

Файл ▾ Источник данных ▾ Экспорт данных ▾ 1996 ▾ ▾

Drag a column header here to group by that column

№	Производитель	Расположение цилиндров	Число цилиндров	Рабочий объем, см ³	Диаметр мм
509	Rover	P	4	1590	
510	Rover	P	4	1590	
511	Rover	P	4	1590	
784	Rover	P	4	1795	
1066	Rover	P	4	1994	
1148	Rover	P	4	1997	
1436	Rover	P	4	2259	
1727	Rover	V	6	2675	
1652	SAAB	V	6	2498	
1834	SAAB	V	6	2962	
263	SAW	P	4	1361	
907	SEAT, V	P	4	1896	
908	SEAT, V	P	4	1896	
940	Saturn	P	4	1901	
941	Saturn	P	4	1901	

Рис. 2. Фрагмент экрана монитора при работе с информационно-поисковой системой КАД

В электронной базе системы КАД использованы следующие условные обозначения.

1. Расположение цилиндров

Р – рядное; **V** – V-образное; **W** – W-образное;

О – оппозитное; **Г** – горизонтальное;

VR – V-образное с малым углом развала цилиндров (15...20°).

2. Используемое топливо

б – бензин; **д** – дизельное топливо;

г – газообразное топливо (сжиженный или сжатый газ).

3. Система топливоподачи бензиновых двигателей

К – карбюратор; **ЦВ** – центральный впрыск топлива;

РВ – распределенный впрыск топлива;

НВ – непосредственный впрыск бензина в цилиндры двигателя.

4. Схема смесеобразования дизелей

НК – неразделенная камера сгорания;

РК – разделенная камера сгорания.

5. Тип системы наддува двигателя

Т – турбонаддув;

Н – наддув при помощи нагнетателя с механическим приводом.

Наличие охладителя наддувочного воздуха отмечается значком (+) в соответствующей колонке.

Использование созданной базы данных в дипломном и курсовом проектировании может дать значительный объем аналитической информации по аналогам разрабатываемого двигателя. При ежегодном пополнении базы данных ее информационная ценность будет возрастать.

При выполнении курсового проекта можно ограничиться выявлением аналогов и выбором прототипа проектируемого двигателя по данным одного года. Результаты этой работы должны быть представлены в виде сводной таблицы в пояснительной записке к проекту.

В дипломном проекте необходимо провести углубленную оценку технического уровня проектируемого двигателя и его аналогов. Следует выявить тенденции изменения основных параметров и показателей двигателей-аналогов за определенный период времени. Для этого необходимо по согласованию с руководителем проекта проанализировать данные за несколько лет по аналогам проектируемого двигателя и представить этот материал в графической части проекта (1 лист формата А1).

При анализе некоторых параметров и показателей (P , N_n и т.п.) должна быть проведена статистическая обработка исходной информации [3 – 5].

Для выбранного массива данных (например, по различным годам, для рядных или V-образных двигателей и т.п.) можно построить кривые нормального распределения (распределения Гаусса) исследуемого показателя x и найти его характерные значения – минимальное, среднее и максимальное (рис. 3). Средним значением x является наиболее вероятное (соответствующее максимуму плотности вероятности) значение рассматриваемого показателя для выбранного массива информации. Максимальное x_{\max} и минимальное x_{\min} значения при этом соответствуют $(x + 2\sigma)$ и $(x - 2\sigma)$, где σ – стандартное отклонение. Доверительный интервал для данного показателя будет составлять $\pm 2\sigma$, или 95,4 %.

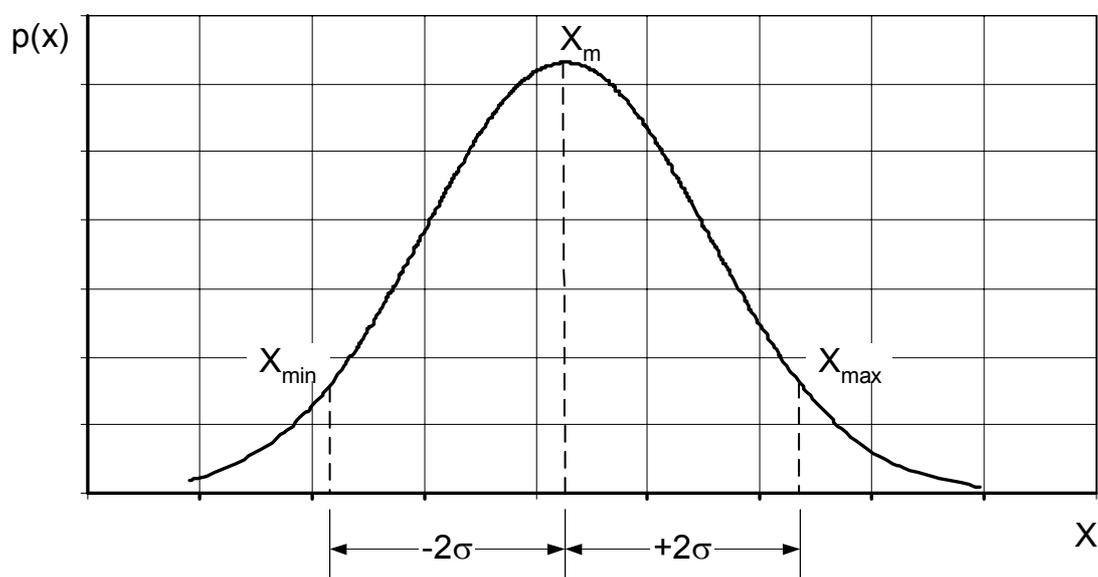


Рис.3. Кривая нормального распределения (распределения Гаусса) исследуемого показателя x и ее характерные точки

Для выявления закономерностей изменения за какой-то период времени различных параметров или показателей (например, $N_{л}$, $N_{п}$, $P_{с}$ или др.) проводится специальная статистическая обработка массива данных по каждому году и строятся кривые нормального распределения (Гаусса) искомым показателям. Затем для получения искомой зависимости берутся их средние значения по конкретному году и строятся соответствующие графики.

Полученные таким образом результаты должны быть использованы и в технико-экономических расчетах к проекту.

Глава 3. АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ ТЕНДЕНЦИЙ РАЗВИТИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Автомобильные двигатели (как с искровым зажиганием, так и дизели) являются наиболее совершенными среди поршневых двигателей других назначений (тракторных, стационарных, средств малой механизации и др.). Они обладают высокими удельными показателями, развиваются быстрыми темпами и имеют наиболее массовый выпуск.

Автомобилестроение является одной из быстро прогрессирующих отраслей индустрии. Мировое производство легковых автомобилей в 2003 г. составило около 45 млн штук, что примерно на 45 % больше, чем 20 лет назад. К началу XXI века общий парк легковых автомобилей в мире превысил 550 млн единиц, увеличившись за последнее десятилетие на 26 % [2]. Значительная доля мирового парка автомобилей (примерно 47 %) приходится на Европу, включая и Россию. В российском автомобилестроении доля производства легковых автомобилей составляет около 83 % - более 1 млн шт. (данные 2003 г.). Аналогичное соотношение характерно и для мировой автомобильной индустрии в целом.

Все это привлекает внимание к настоящему и будущему легкового автомобиля в целом и, в частности, к развитию автомобильных двигателей.

С использованием компьютерной системы КАД проанализируем основные тенденции развития двигателей легковых автомобилей за период с 1996 по 2005 гг.

Определим относительное количество моделей бензиновых двигателей и дизелей, устанавливаемых на автомобили различных марок. Анализ показывает (рис. 4), что количество применяемых дизелей на автомобилях за период с 1996 по 2005 гг. возросло с 11 до 22 %, т.е. темпы роста применения новых моделей дизелей в мире довольно стабильны и составляют примерно 1 % в год.

Следует отметить, что распространение легковых автомобилей с дизелями в разных странах не одинаково. Например, в Западной Европе они составляли в 2002 г. в среднем около 40 % всего парка [6], в то время как в США их число пренебрежимо мало.

Обладая более высокой топливной экономичностью по сравнению с бензиновыми двигателями, дизели имеют и известные недостатки: пониженную удельную мощность, высокий уровень шума, трудно снижаемую токсичность ОГ, более высокую стоимость производства. Поэтому вопрос о целесообразности выбора бензинового двигателя или дизеля для легко-

вого автомобиля остается до сих пор дискуссионным и требует комплексного анализа.

Вполне возможно, что влияние экологических стандартов и требований к топливной экономичности автомобильных двигателей в ближайшие 10...15 лет приведут к сближению в техническом плане бензиновых двигателей и дизелей с одновременным уменьшением разницы в расходах топлива и стоимости производства этих типов двигателей.

Сравнение данных по использованию различных компоновочных схем автомобильных двигателей свидетельствует, что у бензиновых двигателей в последние годы сохраняются довольно устойчивые соотношения между применением рядной, V-образной и оппозитной компоновок (рис. 5, а).

Так, в конструкции этих двигателей преобладающее применение находит рядная компоновка (около 67...70 % моделей), затем следует V-образная (примерно 30 %). Оппозитные конструкции используются довольно редко – не более чем у 2,5 % моделей. Нестандартные виды компоновок VR и W исчисляются единицами.

У автомобильных дизелей картина по компоновочным решениям имеет совершенно иной вид (рис. 5, б). Абсолютное большинство этих двигателей (93...99 %) за последние годы было построено по рядному принципу, хотя нельзя не отметить, что количество V-образных дизелей возросло все это время и в 2005 г. составило уже около 7 % среди всех моделей дизелей. Другие виды компоновок на современных автомобильных дизелях применения не находят.

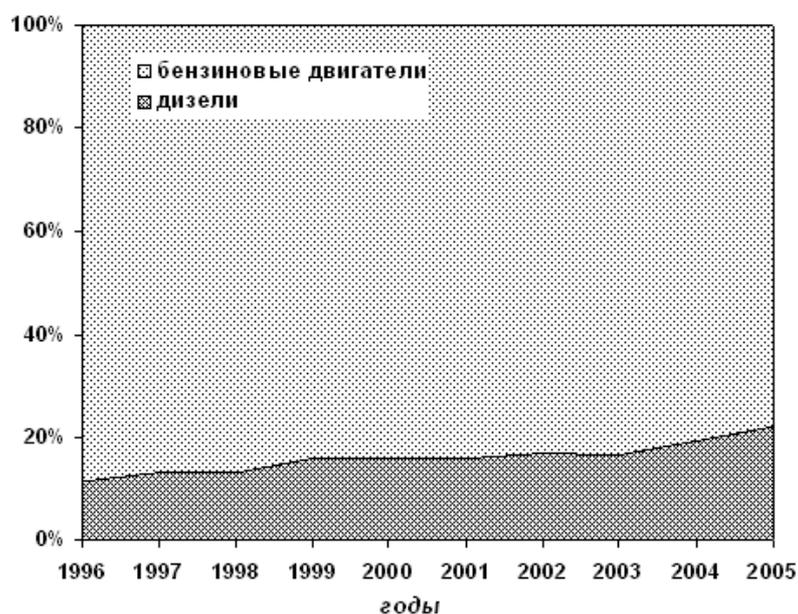
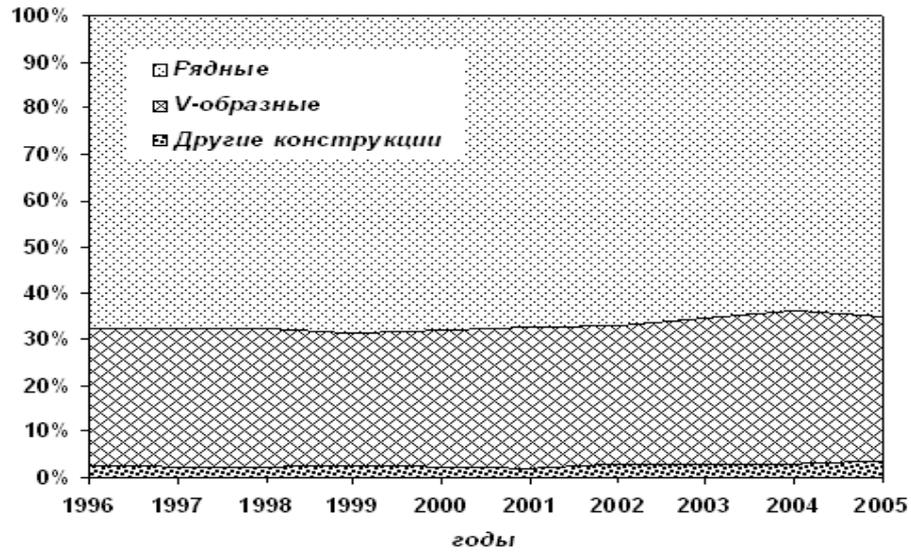
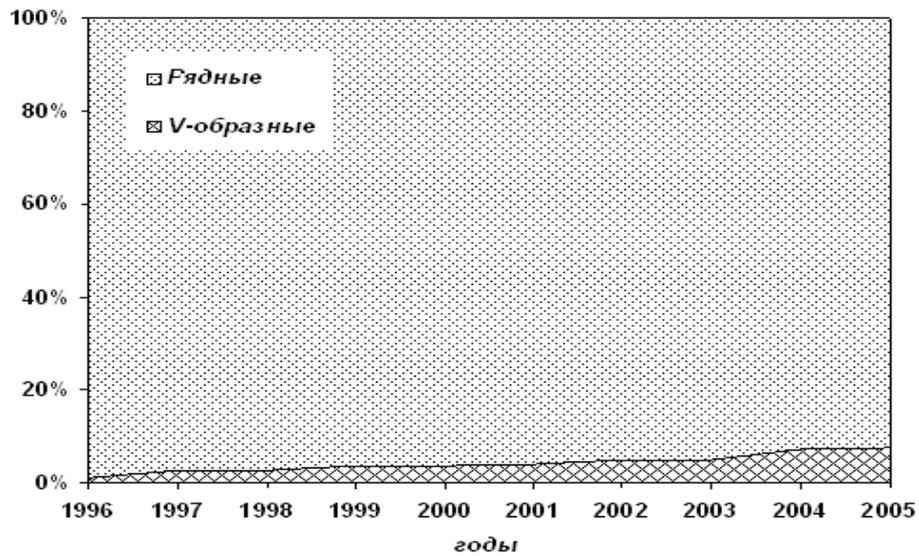


Рис. 4. Относительное количество применяемых на автомобилях моделей дизелей и бензиновых двигателей в период 1996...2005 гг.



а)



б)

Рис. 5. Относительное применение различных компоновочных схем автомобильных бензиновых двигателей (а) и дизелей (б) в 1996...2005 гг.

Известное влияние на компоновку двигателей оказывает отношение хода поршня S к диаметру цилиндра D . Выбор S/D почти всегда ведется исходя из компромиссных соображений и основывается на всестороннем анализе его влияния для каждой конкретной конструктивной схемы двигателя. На рис. 6 представлены закономерности изменения средних значений S/D для различных типов двигателей.

Как видно, у рядных дизелей средние значения S/D незначительно возрастают за указанный период времени и составляют 1,06...1,08. У бензиновых рядных двигателей также наблюдается некоторый рост значений S/D за период 1996...2005 гг., средние величины S/D увеличились с 1,01 до 1,04. У V-образных бензиновых двигателей средние значения S/D за это время возросли с 0,89 до 0,93.

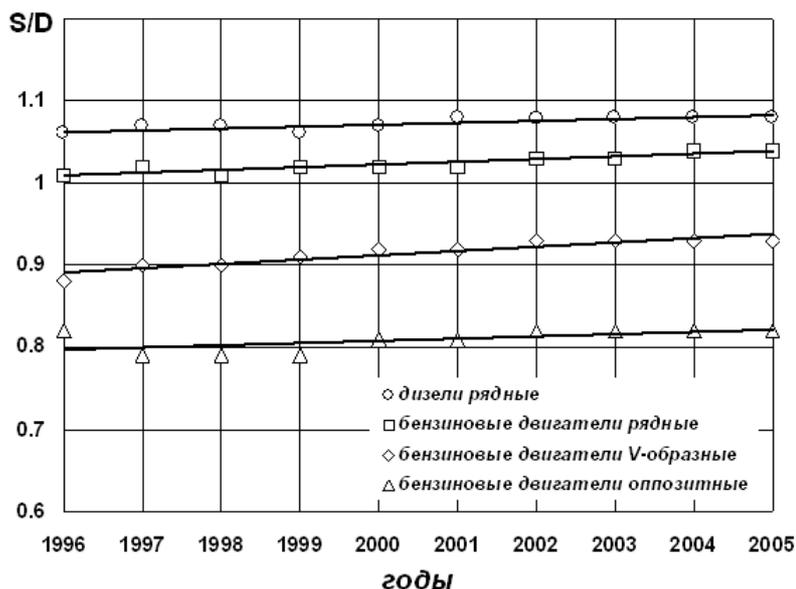


Рис. 6. Изменение средних значений параметра S/D для различных типов двигателей за период 1996...2005 гг.

У оппозитных

бензиновых двигателей средние значения S/D незначительно изменялись в пределах 0,79...0,82 на протяжении рассматриваемого периода.

Для современных двигателей легковых автомобилей характерны следующие значения отношения S/D (табл. 1)*.

Таблица 1

Характерные значения отношения S/D
для современных двигателей легковых автомобилей

Тип двигателя		Значения S/D
Бензиновые	Рядные	0,85...1,25
	V-образные	0,75...1,1
	Оппозитные	0,7...0,9
Дизели	Рядные	0,95...1,2
	V-образные	0,92...1,1

* Здесь и далее характерные параметры и показатели двигателей легковых автомобилей даются на основе статистического анализа массива данных 2005 г. При этом указанные значения характерных параметров и показателей представляют собой границы доверительного интервала ($\pm 95,4\%$) для каждого из них.

На рис. 7 приведены данные по применению различных систем топливоподачи бензиновых двигателей - карбюратора, систем центрального (ЦВТ), распределенного (РВТ) и непосредственного (НВТ) впрыскивания топлива.

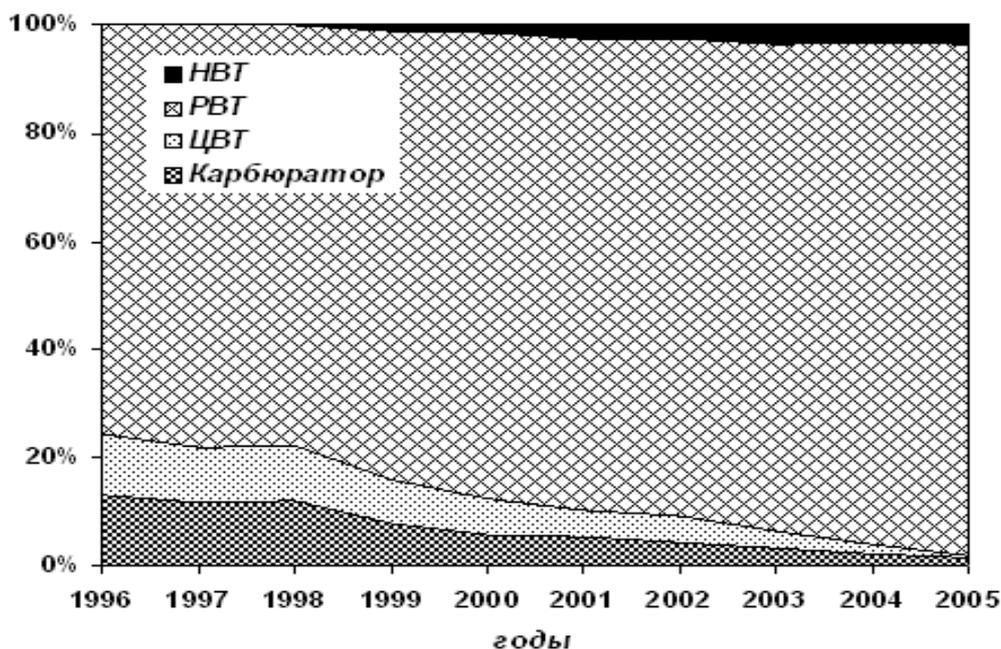


Рис. 7. Относительное применение различных систем топливоподачи в области бензиновых двигателей в 1996...2005 гг.

Как показывает анализ, доли использования карбюраторов и систем ЦВТ в 2005 г. составили соответственно 1,4 и 0,3 %. Эти данные еще раз подтверждают вывод о том, что эпоха применения карбюратора, как и ЦВТ, в мировом автомобильном двигателестроении практически завершилась.

Сегодня явно доминирующее положение занимают системы РВТ, их применение в 2005 г. расширилось до 95 % среди других систем топливоподачи.

На рубеже веков начался новый виток развития систем впрыскивания топлива, основанный на применении принципиально новых электронных систем НВТ. Их использование на современных моделях автомобильных двигателей возросло с 0,1 % в 1998 г. до 3,3 % в 2005 г.

Однако ожидавшегося широкого распространения этих систем пока не происходит [7, 8]. Причина заключается в высокой сложности и стоимо-

сти систем НВТ, несоответствии между прогнозируемыми и реальными показателями двигателей с этими системами, необходимости применения дорогостоящих *Denox*-нейтрализаторов, для надежной работы которых требуется топливо с содержанием серы менее 10 млн^{-1} . По оценкам экспертов [9], такие топлива будут производиться в широких масштабах после 2006 г.

По последним данным [8], фирма *Mitsubishi* даже сокращает проведение работ в области двигателей с НВТ. Причиной этого явилось то, что эти двигатели не оправдывают надежд в техническом плане и имеют высокую стоимость.

Поэтому у бензиновых двигателей с $iV_h < 1,8$ л, где наиболее важными факторами являются простота и невысокая стоимость конструкции, системы РВТ, видимо, получают дальнейшее развитие. При этом возможно использование регулируемого вихреобразования на впуске, пневматического распыливания топлива и других способов повышения топливной экономичности и снижения токсичности отработавших газов.

Для дизелей важнейшим фактором, определяющим показатели рабочего процесса, является применяемая схема смесеобразования. Использование дизелей на легковых автомобилях начиналось с предкамерных и вихрекамерных конструкций (разделенные камеры сгорания). Однако вследствие ряда известных принципиальных недостатков этих схем смесеобразования, а также благодаря прогрессу в области дизелей с неразделенными камерами в последние годы наметилась четкая тенденция к расширению использования непосредственного впрыскивания топлива. Данные на рис. 8 иллюстрируют процесс стремительного перехода в области автомобильных дизелей к неразделенным камерам сгорания, обеспечивающим более высокую топлив-

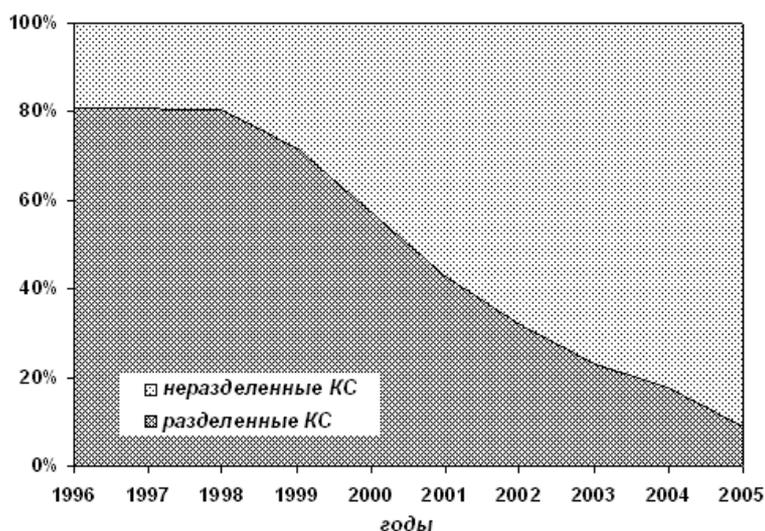


Рис. 8. Относительное применение различных камер сгорания в конструкции автомобильных дизелей в период 1996...2005 гг.

ную экономичность и пониженную токсичность ОГ. Так, за последнее десятилетие доля дизелей с неразделенными камерами сгорания увеличилась с 17 % (1996 г.) почти до 91 % (2005 г.). При дальнейшем сохранении этой тенденции через несколько лет абсолютное большинство автомобильных дизелей будет иметь непосредственное впрыскивание топлива.

Данный прогноз полностью согласуется с оценками специалистов фирмы *AVL* [10], согласно которым после 2005 г. все автомобильные дизели будут производиться с неразделенными камерами сгорания.

С конструкцией камер сгорания дизелей тесно связано применение соответствующей топливной аппаратуры. Несомненную перспективность в области топливоподачи дизелей имеют системы типа *Common Rail*. Сегодня они быстро совершенствуются при одновременном увеличении гаммы модификаций и расширении их применения на различных моделях дизелей.

В 2002 г. фирма *R.Bosch* выпустила около 9,5 млн топливоподающих систем для дизелей. Из них 42 % составили системы *Common Rail*, 15 % - конструкции с насос-форсунками и 43 % - стандартные системы с рядными и распределительными насосами высокого давления [11]. Ожидается, что производство систем *Common Rail* в ближайшие годы возрастет до 65 %. Их дальнейшее развитие связано с последующим повышением давления топлива (до 180...200 МПа), оптимизацией процесса впрыскивания топлива, снижением уровня шума и токсичности автомобильных дизелей.

Под влиянием угрозы истощения нефтяных ресурсов и постоянно ужесточающихся экологических требований к автомобильным двигателям ведущие фирмы мира при создании новых моделей в качестве главных приоритетов принимают высокую топливную экономичность и низкую токсичность. Мощностные показатели сегодня лишь на третьем месте (исключение составляют двигатели спортивных автомобилей).

Именно поэтому, как показывает анализ изменения литровой $N_{л}$ (кВт/л) и поршневой мощностей $N_{п}$ (кВт/дм²), а также среднего эффективного давления P_e (МПа) двигателей различных типов, показатели форсирования большинства современных автомобильных двигателей в последние годы находятся практически на одном и том же уровне или изменяются, но незначительно.

С целью определения закономерностей изменения $N_{л}$, $N_{п}$ и P_e за период 1996...2005 гг. весь массив данных подвергся специальному статистическому анализу по методике, изложенной в предыдущей главе. Ре-

зультаты этого анализа для показателя $N_{л}$ наддувных и безнаддувных вариантов бензиновых двигателей и дизелей приведены на рис. 9.

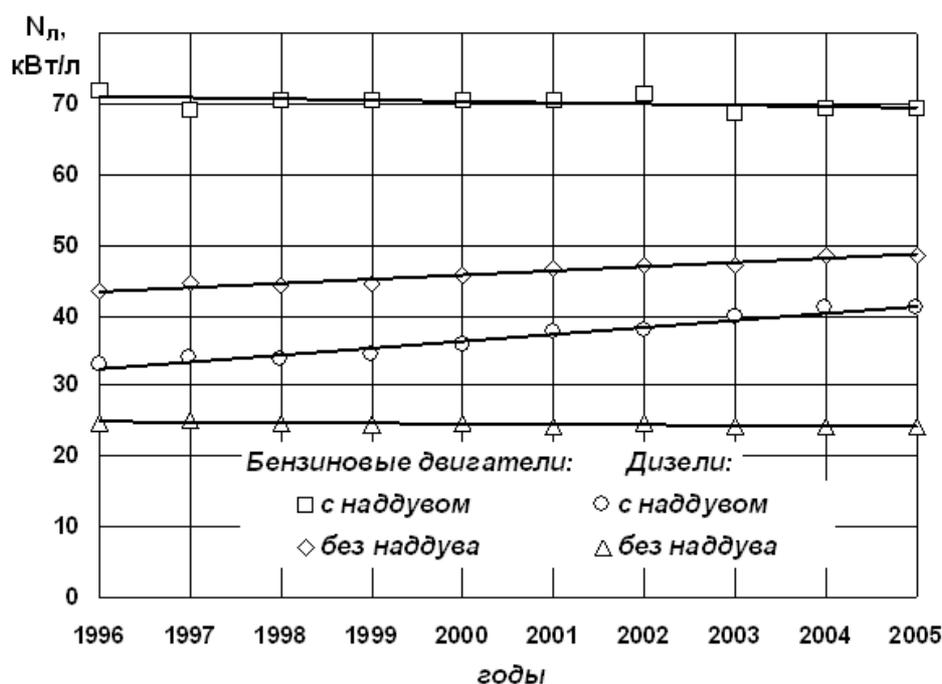


Рис. 9. Изменение средних значений литровой мощности $N_{л}$ наддувных и безнаддувных вариантов дизелей и бензиновых двигателей в 1996...2005 гг.

Можно видеть, что у бензиновых двигателей с наддувом и у дизелей без наддува средняя величина $N_{л}$ оставалась практически постоянной – соответственно около 70 и 24 кВт/л.

У бензиновых двигателей без наддува значения $N_{л}$ за последнее десятилетие выросли с 43 до 49 кВт/л. Аналогичный рост наблюдался и у дизелей с наддувом (от 33 кВт/л в 1996 г. до 41 кВт/л в 2005 г.).

Если анализировать изменение литровой мощности в зависимости от числа клапанов на цилиндр (рис. 10), то можно обнаружить следующие закономерности.

Для бензиновых 2-клапанных двигателей без наддува $N_{л}$ в пределах этого периода возросла от 37 до 40 кВт/л, а у 4-клапанных моделей этих двигателей – от 50 до 52 кВт/л. Таким образом, можно сделать вывод - применение 4-клапанной схемы газораспределения вместо 2-клапанной дает прирост литровой мощности у бензиновых двигателей около 10...12 кВт/л.

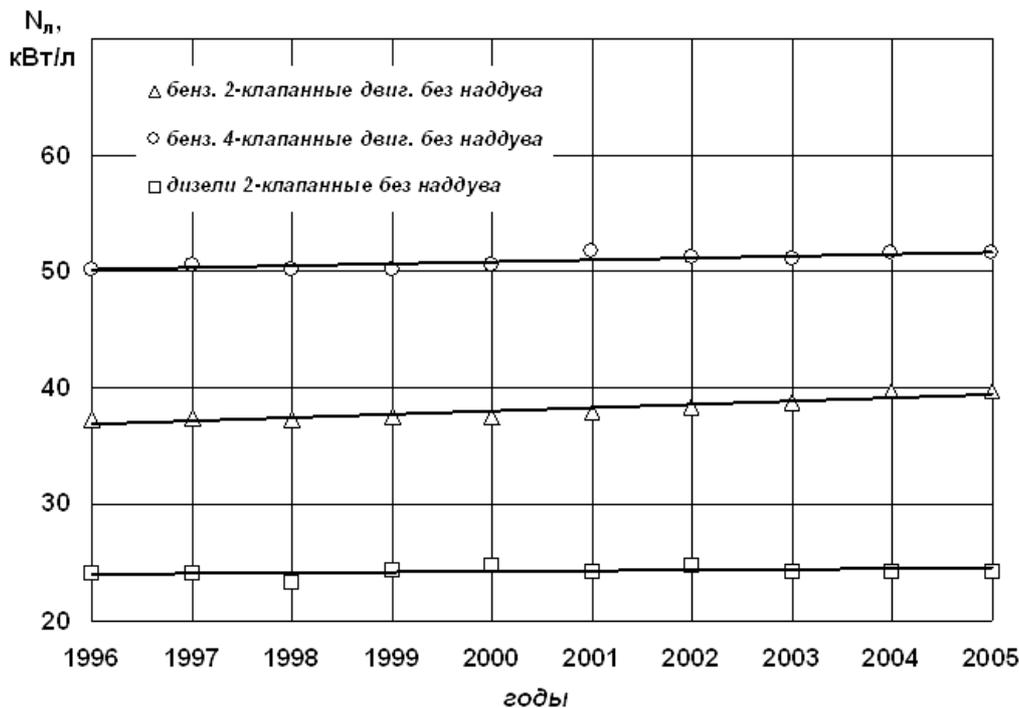


Рис. 10. Изменение средних значений литровой мощности $N_{л}$ у безнаддувных вариантов дизелей и бензиновых двигателей при различном количестве клапанов на цилиндр (1996...2005 гг.)

У 2-клапанных дизелей без наддува средняя величина $N_{л}$ за анализируемый период времени оставалась практически неизменной - около 24 кВт/л. Литровая мощность 4-клапанных дизелей без наддува при этом не анализировалась в связи с тем, что такие дизели практически не производятся.

По прогнозам фирмы *AVL* [10] в первой четверти нового столетия бензиновые двигатели и дизели достигнут величин литровой мощности 70...80 и 50...60 кВт/л соответственно. Очевидно, что такие показатели предполагают наличие у двигателей наддува. Для современных двигателей легковых автомобилей характерны следующие значения литровых мощностей $N_{л}$ (табл. 2).

Интересно проанализировать изменение средних значений поршневой мощности $N_{п}$ двигателей различных типов за рассматриваемый период времени. Исходные данные для такого анализа приведены на рис. 11.

Как видно, только у 2-клапанных дизелей без наддува поршневая мощность $N_{п}$ оставалась практически на постоянном уровне (около 22 кВт/дм²) на протяжении 1996...2005 гг.

Таблица 2

Характерные значения литровых мощностей N_L
для современных двигателей легковых автомобилей

Тип двигателя			N_L , кВт/л
Бензиновые двигатели	Без наддува	2-клапанные	30...50
		4-клапанные	35...65
	С наддувом	2-клапанные	30...100
		4-клапанные	50...95
Дизели	Без наддува	2-клапанные	20...30
	С наддувом	2-клапанные	25...52
		4-клапанные	30...55

У бензиновых двигателей (2- и 4-клапанных) без наддува поршневая мощность за последнее десятилетие непрерывно возрастала - соответственно с 30 до 33 и с 41 до 44 кВт/дм².

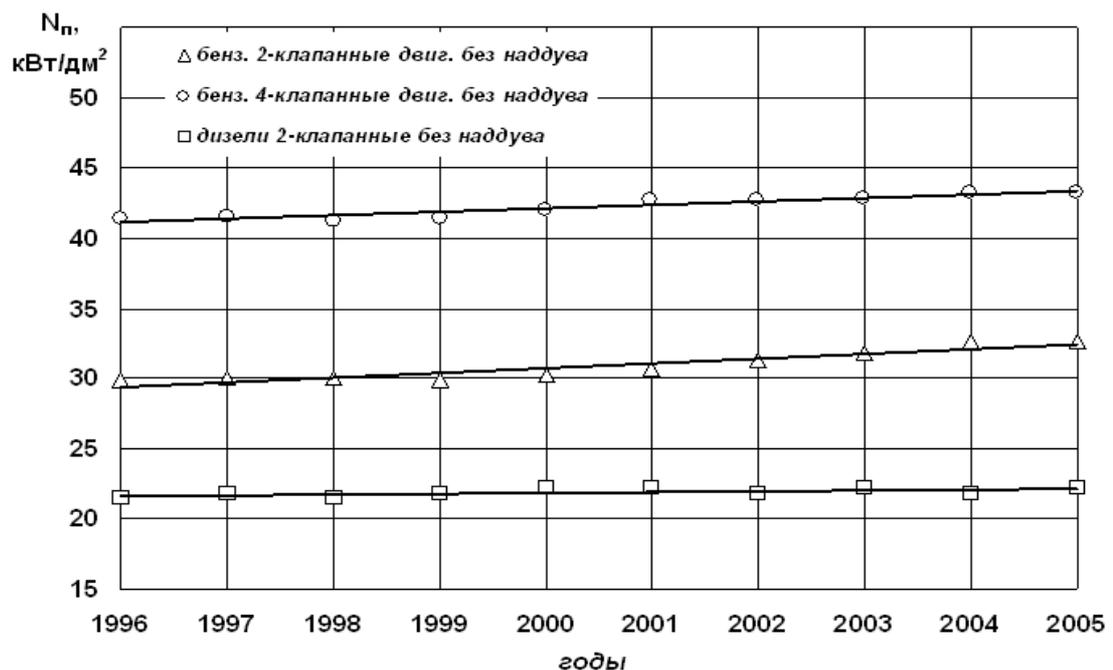


Рис. 11. Изменение средних значений поршневой мощности N_p безнаддувных вариантов дизелей и бензиновых двигателей (при различном количестве клапанов на цилиндр) в 1996...2004 гг.

Результаты анализа изменения среднего эффективного давления P_e бензиновых двигателей и дизелей показывают (рис. 12), что закономерно-сти изменения средних величин P_e за период 1996...2005 гг. аналогичны.

У бензиновых двигателей с наддувом значения P_e практически не изменялись за прошедшее десятилетие и составляют около 1,5 МПа. Величина P_e у бензиновых двигателей без наддува несколько возросла за этот период времени – с 0,93 до 1,0 МПа.

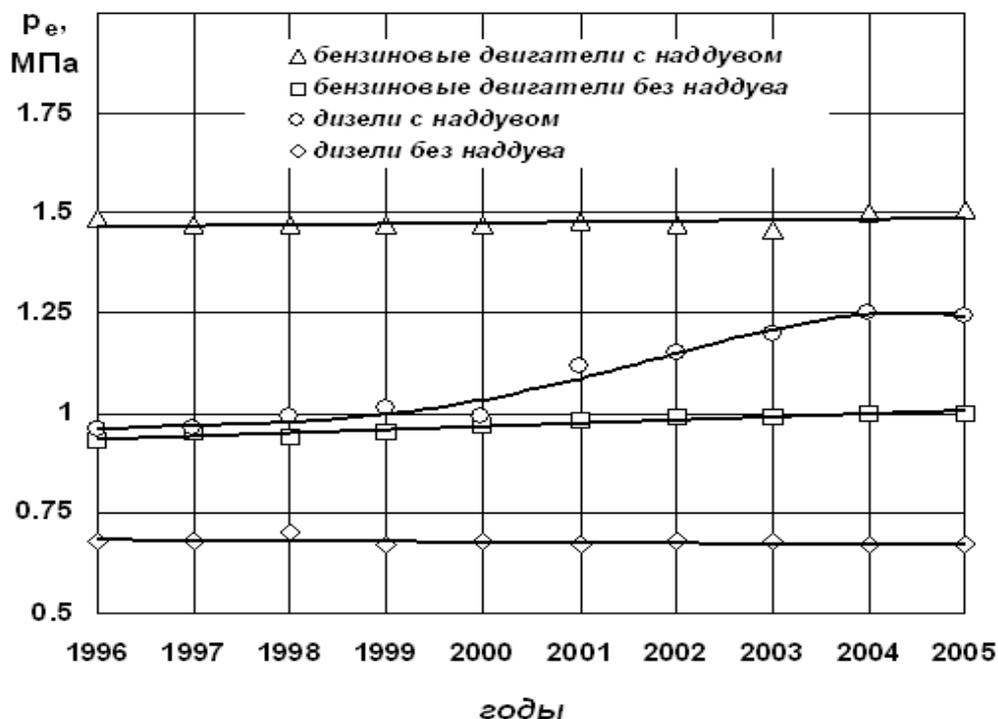


Рис. 12. Изменение значений среднего эффективного давления P_e наддувных и безнаддувных вариантов дизелей и бензиновых двигателей за период 1996...2005 гг.

У дизелей без наддува в 1996...2005 гг. P_e практически не изменялось и находилось на уровне 0,68 МПа. Между тем у дизелей применение наддува позволило достичь в 2005 г. значений $P_e = 1,25$ МПа (в 1996 г. средние величины P_e составляли только 0,96 МПа).

Анализ закономерностей изменения P_e в зависимости от количества клапанов на цилиндр у безнаддувных вариантов бензиновых двигателей и дизелей показывает следующее (рис. 13).

У 2-клапанных дизелей без наддува значения P_e практически не изменяются по годам и составляют в среднем 0,68 МПа. Для 2-клапанных бензиновых двигателей без наддува характерен некоторый рост P_e за эти годы (с 0,85 до 0,91 МПа).

Средние значения P_e у 4-клапанных бензиновых двигателей без наддува в период 1996...2005 гг. несколько возросли - с 1,01 до 1,05 МПа.

Таким образом, можно констатировать, что применение 4-клапанной схемы газораспределения у бензиновых двигателей без наддува позволяет добиться увеличения P_e в среднем на 15 %.

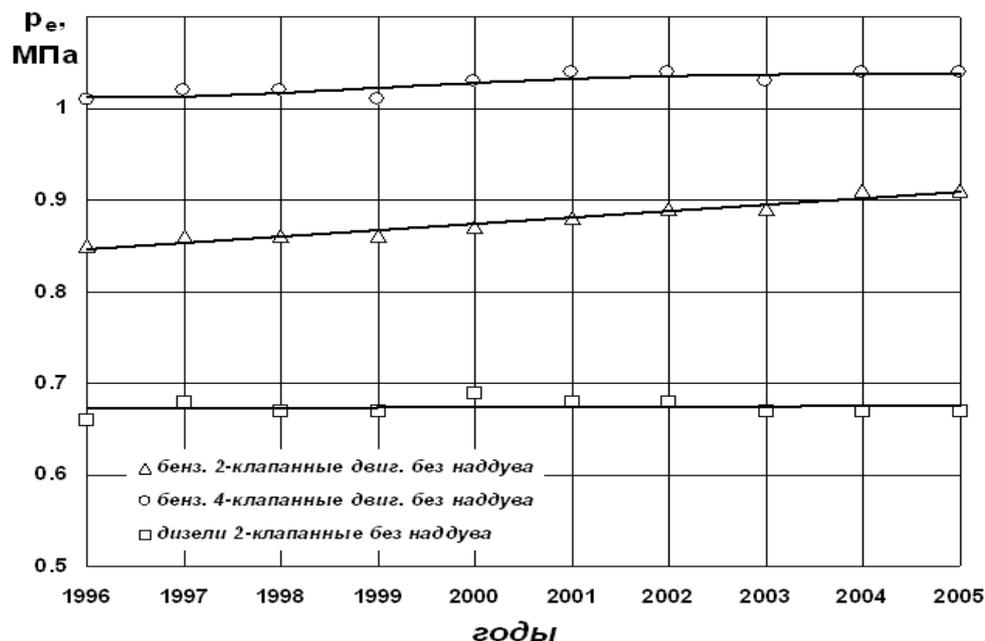


Рис. 13. Изменение значений среднего эффективного давления P_e безнаддувных вариантов дизелей и бензиновых двигателей при различном количестве клапанов на цилиндр в период 1996...2005 гг.

Для современных двигателей легковых автомобилей характерны следующие значения среднего эффективного давления (табл. 3).

Таблица 3

Характерные значения среднего эффективного давления P_e для современных двигателей легковых автомобилей

Тип двигателя			P_e , МПа
Бензиновые двигатели	Без наддува	2-клапанные	0,75...1,1
		4-клапанные	0,9...1,2
	С наддувом	2-клапанные	0,8...2,1
		4-клапанные	1,05...1,95
Дизели	Без наддува	2-клапанные	0,55...0,80
		4-клапанные	0,75...1,6
	С наддувом	4-клапанные	0,9...1,7

Известное и существенное влияние на показатели цикла бензиновых двигателей и дизелей оказывает величина степени сжатия ϵ . Картина изменения используемых степеней сжатия у двигателей различных типов и конструкций представлена на рис.14.

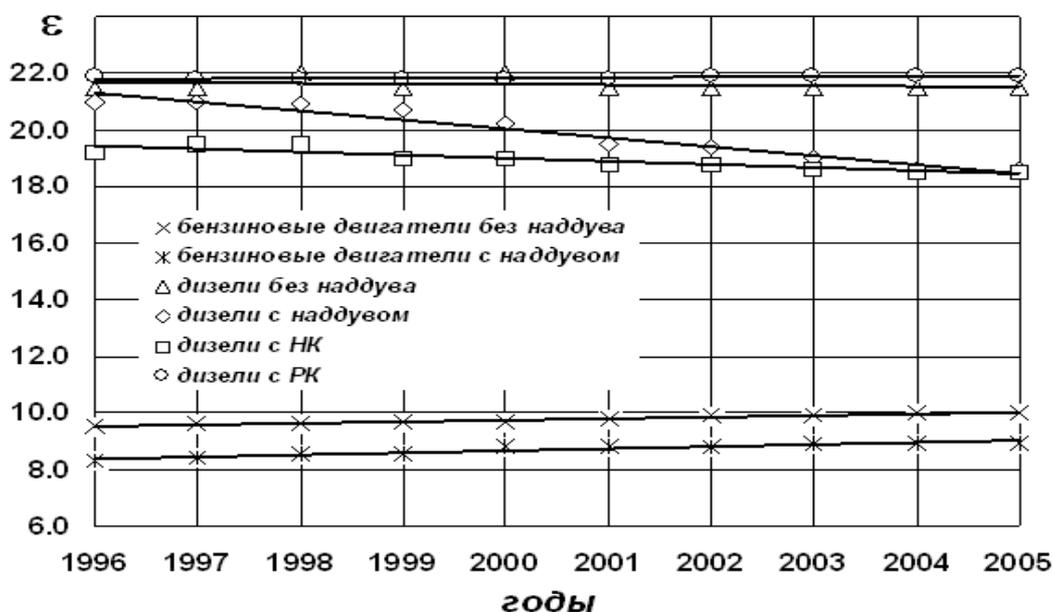


Рис. 14. Применение степеней сжатия у двигателей различных типов и конструкций в период 1996...2005 гг.

Можно видеть, что у бензиновых двигателей с наддувом и без него средние значения ϵ незначительны, но непрерывно возрастают – соответственно с 8,3 до 9,0 и с 9,5 до 10,0. Этот рост можно объяснить постоянно расширяющимся распространением систем распределенного впрыскивания бензина, применение которых позволяет повысить степень сжатия на 0,3...0,5 единицы.

У дизелей без наддува средние значения ϵ на протяжении 1996...2005 годов стабильно находятся на уровне 21,5 единицы. Иная картина наблюдается у наддувных дизелей. Здесь средняя степень сжатия непрерывно и заметно снижается – с 21,0 (1996 г.) до 18,4 (2005 г.), что можно объяснить постоянно расширяющимся распространением неразделенных камер сгорания (см. рис. 8), для которых характерны более низкие степени сжатия, особенно при использовании наддува.

В связи с этим интересно проследить закономерности изменения средних значений ϵ для разделенных и неразделенных камер сгорания. У дизелей с РК средняя величина степени сжатия практически не изменяется

на протяжении рассматриваемого периода времени и составляет 22,0 единицы. Для дизелей с НК характерно постоянное снижение ε в течение 1996...2005 гг. – с 19,5 до 18,5.

Для современных двигателей легковых автомобилей характерны следующие степени сжатия (табл. 4).

Таблица 4

Характерные значения степени сжатия ε
для современных двигателей легковых автомобилей

Тип двигателя		ε	
Бензиновые двигатели	с карбюратором или системой ЦВТ	7...10	
	с системой РВТ	7,5...12	
	с системой НВТ	8,5...12	
	с системой РВТ и турбонаддувом	7,5...10	
Дизели	без наддува	с НК	18...20
		с РК	20...23
	с турбонаддувом	с НК	17...19
		с РК	19...22

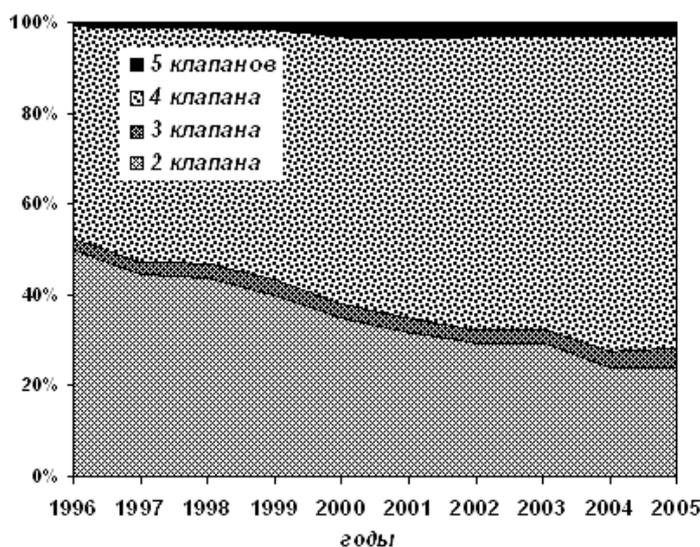
Для анализа конструкции двигателей важным критерием является применяемое количество клапанов на цилиндр. Данные по использованию различного количества клапанов на цилиндр для бензиновых двигателей и дизелей приведены на рис. 15.

У бензиновых двигателей, несмотря на значительное применение в прошлом 2 клапанов на цилиндр, использование 4-клапанной схемы неуклонно расширялось и в настоящее время количество таких конструкций составляет около 70 % всех выпускаемых моделей бензиновых двигателей (рис. 15, а). Скорее всего эта ситуация сохранится и в дальнейшем.

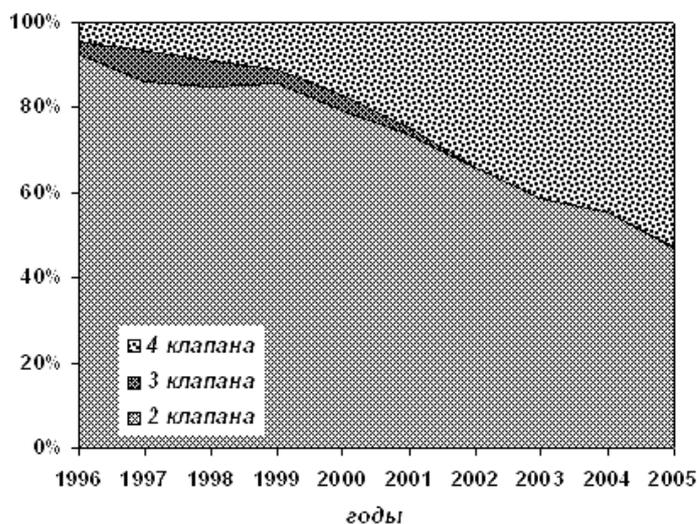
Однако следует отметить, что несмотря на указанную тенденцию, ряд ведущих автомобильных фирм мира (*Ford, Mercedes-Benz* и др.) не отказывается от применения 2-клапанной схемы из-за некоторых позитивных ее особенностей – простоты конструкции клапанного механизма, меньшей суммарной массы клапанов, лучшего наполнения цилиндров при низких частотах вращения вала и благоприятного протекания кривой крутящего момента в зоне эксплуатационных частот вращения. При этом часто производители двигателей удачно сочетают достоинства 2-клапанной схемы с наддувом или с регулированием механизма газораспределения для формирования необходимой характеристики крутящего момента.

Бензиновые двигатели с тремя клапанами на цилиндр производятся в незначительном количестве и их доля за период 1996...2005 гг. практически не изменялась, стабильно находясь на уровне 2,5...3,5 %.

Использование схемы с пятью клапанами на цилиндр наблюдается также редко, хотя ее применение и возросло за этот период примерно с 1 до 3 %.



а)



б)

Рис. 15. Относительное применение различного количества клапанов на цилиндр у бензиновых двигателей (а) и дизелей (б) в 1996...2005 гг.

У дизелей за этот же период произошли значительные изменения в применении различного числа клапанов на цилиндр (рис.15, б). Если в 1996 г. 2-клапанная схема применялась на 93 % автомобильных дизелей, то в 2005 г. доля таких двигателей снизилась до 47 %. При этом одновременно резко расширилось использование 4-клапанных конструкций – с 4 % в 1996 г. до 53 % в 2005 г. Схемы с 3 клапанами на цилиндр еще применялись в период 1996...2001 гг. (в пределах 3...8 %), однако с 2002 г. их использование на автомобильных дизелях полностью прекратилось.

Важным для характеристики механизма газораспределения двигателей является количество и расположение рас-

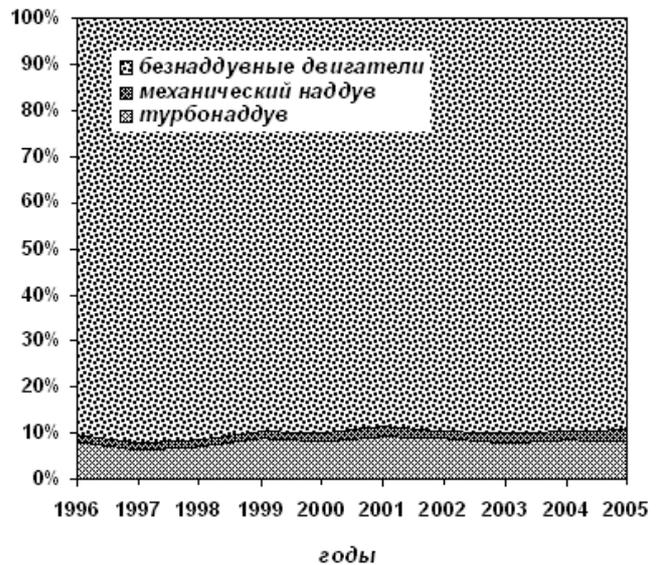
пределительных валов. На сегодняшний день применяется три схемы установки распределительных валов:

- **ОНV** (от англ. - *overhead valve*) – нижнее расположение распредвала (в блоке цилиндров) при верхнем размещении клапанов;
- **ОНС** (от англ. – *overhead camshaft*) – верхнее расположение распредвала и клапанов;
- **ДОНС** (от англ. – *double overhead camshaft*) – два верхних распредвала в головке цилиндров при верхнем размещении клапанов.

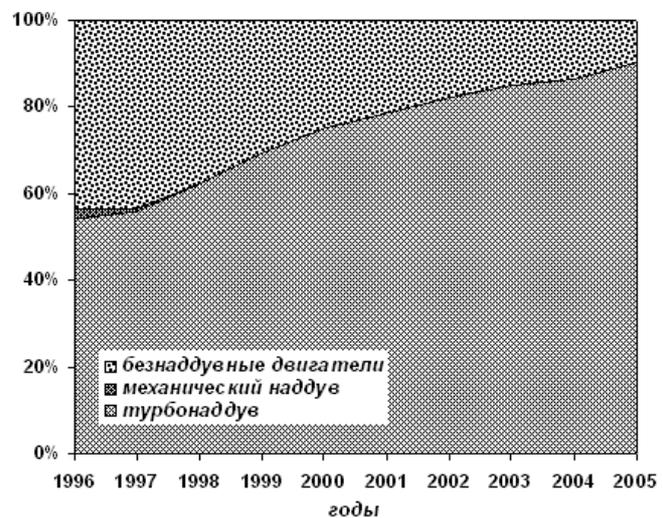
Анализ применения этих трех схем показывает, что у бензиновых двигателей применение конструкции *ОНV* постепенно снижалось и в 1998 г. составляло уже только около 13 %. На остальных двигателях в 1998 г. схемы *ОНС* и *ДОНС* использовались примерно поровну*.

У дизелей наблюдается несколько иная картина. Наибольшее распространение находила схема *ОНС* (около 80 % всех дизелей в 1998 г.). Схема *ОНV* так же, как и у бензиновых двигателей, имела ограниченное применение (12 %). И совсем незначительно (примерно для 6 % всех дизелей) использовалась схема *ДОНС*.

Одной из характерных черт развития двигателей легковых автомобилей является применение наддува. Обработка данных по использованию его различных видов показывает (рис. 16), что у бензиновых двигате-



а)



б)

Рис. 16. Применение различных видов наддува у бензиновых двигателей (а) и дизелей (б)

* К сожалению, данные по схемам расположения распределительных валов у двигателей приведены только в каталогах 1996...1998 гг.

лей наддув с помощью нагнетателей находит ограниченное применение, практически не превышающее 10 %. При этом механический наддув используется довольно редко, хотя его применение и возросло с 1 % в 1996 г. до 2,6 % в 2005 г. Остальную долю в секторе наддувных вариантов бензиновых двигателей занимает турбонаддув.

Следует отметить, что практически все двигатели с распределенным впрыскиванием бензина имеют настроенные впускные трубопроводы, обеспечивающие газодинамический наддув. При этом все шире применяются впускные трубопроводы с изменяемой геометрией, позволяющие добиться оптимальной настройки трубопровода на различных эксплуатационных режимах.

У дизелей наддув применяется значительно шире (см. рис. 16,б) – если в период 1996...1998 гг. около 60 % автомобильных дизелей было оборудовано агрегатами наддува, то к 2005 году доля наддувных дизелей возросла до 90 %. Отметим, что с 1998 года на дизелях легковых автомобилей используется только турбонаддув, поскольку механический наддув с этого времени практически перестал применяться.

Для повышения эффективности наддува большое значение имеет применение охладителей наддувочного воздуха (ОНВ). Анализ показывает (рис. 17), что у бензиновых двигателей такие охладители устанавливаются примерно на 80 % моделей, имеющих наддув (2005 г.). У дизелей применение ОНВ еще шире – на сегодняшний день 94 % моделей дизелей с наддувом оборудованы ими (рис. 17, б).

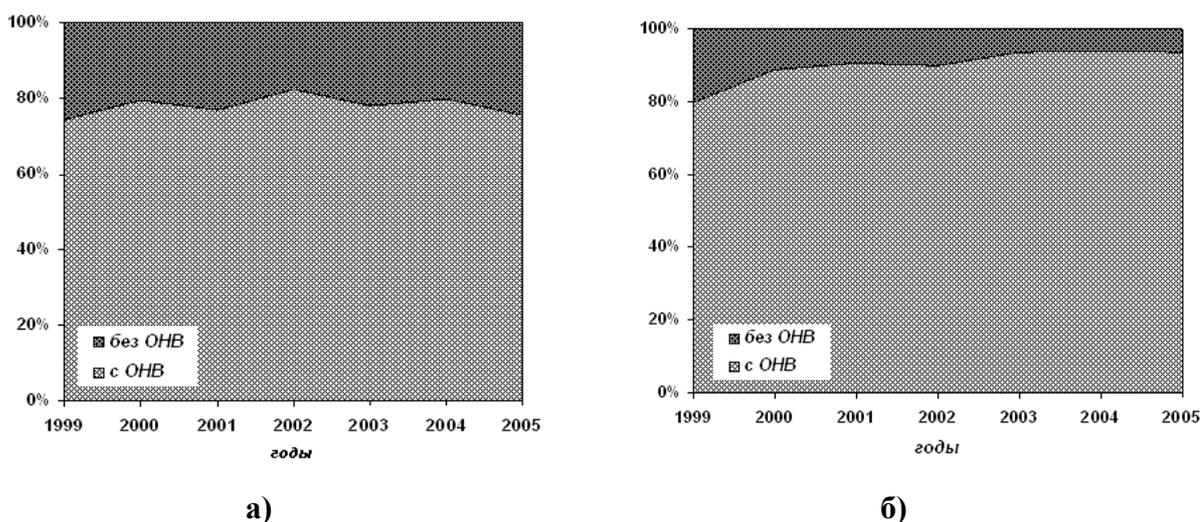


Рис. 17. Применение охладителей наддувочного воздуха в системах наддува бензиновых двигателей (а) и дизелей (б)

Механическая напряженность двигателя и степень его быстроходности часто оценивается величиной средней скорости поршня $C_{п}$. У бензиновых двигателей наблюдается некоторый рост $C_{п}$ на протяжении 1996...2005 гг. (рис. 18) – от 15,5 до 15,8 м/с. Для дизелей этот параметр постоянно, хотя и незначительно, снижался за эти годы и в 2005 году стал равен 12,2 м/с (в 1996 году среднее значение $C_{п}$ равнялось 12,8 м/с).

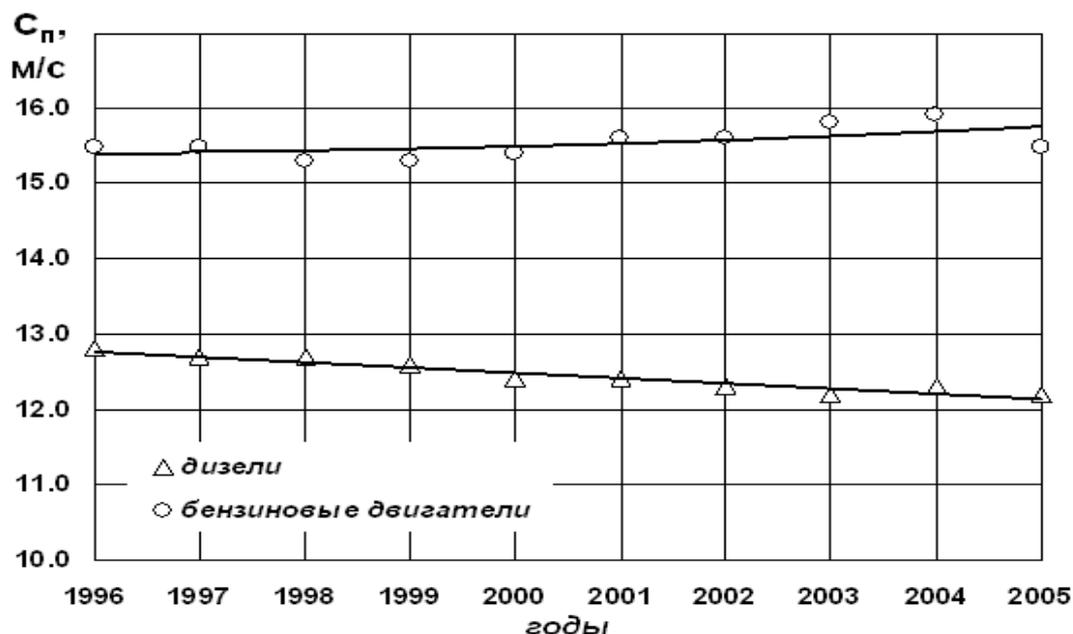


Рис.18. Изменение средней скорости поршня $C_{п}$ для различных двигателей за период 1996...2004 гг.

Для современных двигателей легковых автомобилей характерны следующие значения средней скорости поршня $C_{п}$ (табл. 5).

Из данных табл. 5 следует, что за последние годы произошло сближение значений средней скорости поршня у бензиновых двигателей различных компоновочных схем. Таким образом, можно считать, что типичные значения $C_{п}$ у бензиновых двигателей лежат в пределах 11...21 м/с.

Аналогичная тенденция прослеживается и у дизелей разных компоновок. В общем можно считать, что у них типичные значения средней скорости поршня находятся в пределах 11...14 м/с.

Важным показателем эксплуатационных качеств двигателей является скоростной коэффициент K_n , отражающий диапазон устойчивой работы двигателя. Чем меньше значение K_n , тем больше этот диапазон и выше эксплуатационные качества двигателя. Для бензиновых двигателей без

наддува средняя величина K_n за эти годы практически оставалась неизменной – 0,67 (рис. 19).

Таблица 5

Характерные значения средней скорости поршня C_p для современных двигателей легковых автомобилей

Тип двигателя		C_p , м/с
Бензиновые двигатели	Рядные	11...21
	V-образные	12...20
	Оппозитные	12...19
Дизели	Рядные	11...14
	V-образные	11...12

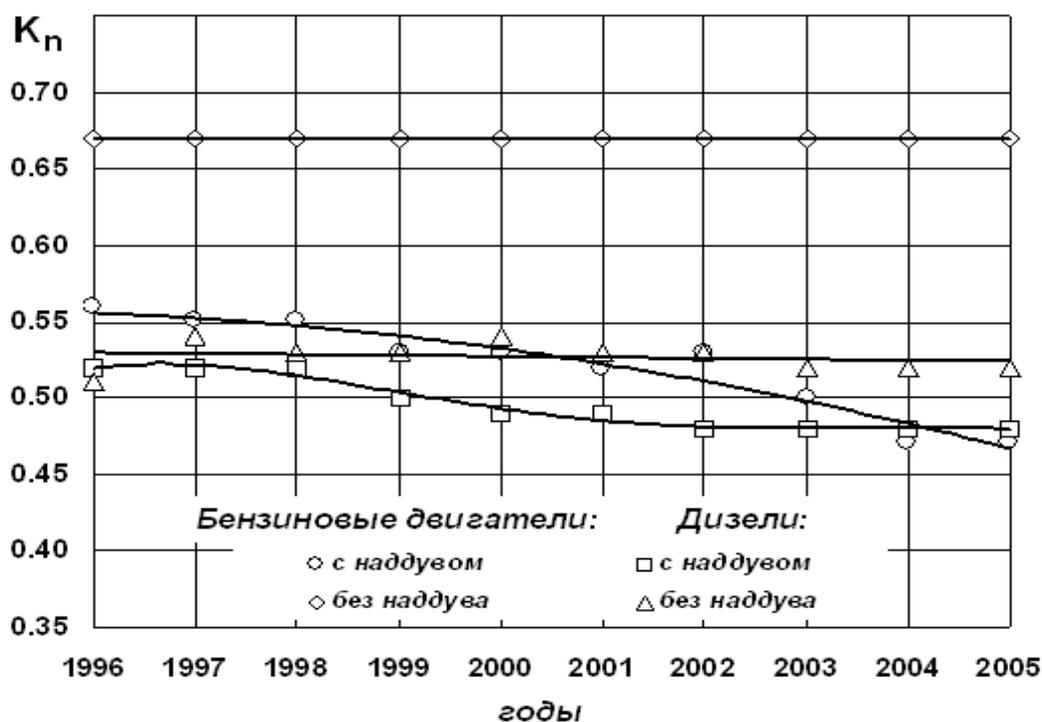


Рис. 18. Изменение скоростного коэффициента K_n бензиновых двигателей и дизелей за период 1996...2005 гг.

Бензиновые двигатели с наддувом до 1998 г. имели значение K_n около 0,55, но к настоящему времени оно снизилось примерно до 0,47.

У наддувных и безнаддувных моделей дизелей среднее значение K_n было близким к указанным величинам для бензиновых двигателей вплоть до 1998 г. и составляло примерно 0,52...0,53. Однако позднее величины K_n для дизелей с наддувом и без наддува стали заметно различаться - у над-

дувных дизелей K_n снизился до 0,48 (2005 г.), а у безнаддувных дизелей значение этого коэффициента осталось на уровне 0,52.

Такая картина объясняется постоянным ростом номинальной частоты вращения вала современных автомобильных дизелей. При этом улучшение эксплуатационных качеств путем снижения величины K_n у наддувных дизелей обеспечивается за счет положительного влияния наддува.

Основные параметры и показатели современных автомобильных бензиновых двигателей и дизелей приведены в табл. 6, которая подготовлена по результатам проведенного анализа изменения параметров и показателей двигателей, а также с использованием данных фирмы *R.Bosch* [12]. Значения этих параметров и показателей современных двигателей представляют собой результат своеобразного «естественного отбора», произошедшего в ходе их эволюционного совершенствования.

Таблица 6

Основные параметры и показатели современных автомобильных бензиновых двигателей и дизелей

Тип двигателя	$n_{\text{ном}}$, мин ⁻¹	ϵ	P_e , МПа	N_l , кВт/л	$G_{\text{уд}}$, кг/кВт	g_e , г/кВт·ч
Бензиновые двигатели						
Без наддува	4500...7500	7,5...12	0,75...1,2	30...65	3...1	350...250
С наддувом	5000...7000	7,5...10	0,8...2,1	30...100	3...1	380...280
Дизели						
Без наддува	3500...5000	18...23	0,55...0,8	20...30	5...3	320...240
С наддувом	3500...4500	17...22	0,75...1,7	25...55	4...2	290...240

Примечание. ϵ – степень сжатия; P_e – среднее эффективное давление; N_l – литровая мощность; $G_{\text{уд}}$ – удельная масса двигателя; g_e – удельный эффективный расход топлива.

Выявленные закономерности развития автомобильных двигателей дают общее представление о современном этапе их развития и позволяют сделать следующие основные выводы.

1. Количество применяемых моделей дизелей на автомобилях постоянно растет. Темпы роста числа моделей автомобильных дизелей в мире составляют примерно 1 % в год. На сегодня доля дизелей в общем количестве моделей автомобильных двигателей составляет около 20 %.

При этом вопрос о целесообразности выбора бензинового двигателя или дизеля для легкового автомобиля остается до сих пор дискуссионным и требует комплексного анализа.

2. Между использованием рядной, V-образной и других компоновочных схем в последние годы сохраняются устойчивые соотношения. У бензиновых двигателей относительное количество рядных моделей составляет около 65 %, V-образных – примерно 30 %. Применение других видов компоновок у бензиновых двигателей (оппозитной, *W* и *VR*) крайне незначительно и не превышает 4 %.

В области дизелей преобладающее распространение находит рядная компоновка (около 93 %). V-образные конструкции стали использоваться несколько чаще – в 2005 г. количество V-образных моделей дизелей достигло 7,4 %. Другие виды компоновок на автомобильных дизелях не применяются.

3. Среднее значение S/D у рядных двигателей практически не изменялось за указанный период времени и составило:

- для дизелей – 1,06...1,08;
- для бензиновых двигателей – 1,01...1,04.

У V-образных бензиновых двигателей средние значения S/D с 1996 по 2005 гг. несколько возросли – от 0,89 до 0,93, а у оппозитных бензиновых двигателей средние значения S/D колебались в пределах 0,79...0,82.

4. В области систем топливоподачи бензиновых двигателей доминирующее положение занимают системы РВТ, устанавливаемые сегодня на 95 % выпускаемых моделей двигателей. Применение карбюратора и систем ЦВТ неуклонно уменьшается – в 2005 г. их доля составляла соответственно 1,4 и 0,3 %.

Ожидавшегося широкого распространения систем НВТ пока не происходит. Причина заключается в том, что эти двигатели не оправдывают надежд в техническом плане и имеют высокую стоимость. Количество моделей бензиновых двигателей с системами НВТ на сегодняшний день составляет около 3 %.

5. У дизелей легковых автомобилей наметилась четкая тенденция к расширению использования неразделенных камер сгорания, обеспечивающих более высокую топливную экономичность и пониженную токсич-

ность отработавших газов. За последнее десятилетие доля дизелей с неразделенными камерами сгорания увеличилась с 17 % (1996 г.) до 91 % (2005 г.). При дальнейшем сохранении этой тенденции через несколько лет абсолютное большинство автомобильных дизелей будет иметь непосредственное впрыскивание топлива.

6. Уровень форсирования современных автомобильных двигателей в последние годы находится практически на одном и том же уровне. У бензиновых 2- и 4-клапанных двигателей без наддува средняя величина $N_{\text{л}}$ была в пределах 37...40 и 50...52 кВт/л соответственно. Применение 4-клапанной схемы газораспределения вместо 2-клапанной дает прирост литровой мощности около 10 кВт/л.

У бензиновых двигателей с наддувом и у дизелей без наддува средняя величина $N_{\text{л}}$ оставалась практически постоянной – соответственно около 70 и 24 кВт/л.

7. У бензиновых двигателей с наддувом значения P_e практически не изменились за прошедшее десятилетие и составляют около 1,5 МПа. Величина P_e у бензиновых двигателей без наддува несколько возросла за этот период времени – с 0,93 до 1,0 МПа.

У дизелей без наддува в 1996...2005 гг. P_e практически находилось на уровне 0,68 МПа. Применение наддува у дизелей позволило достичь в 2005 г. значений $P_e = 1,25$ МПа.

8. У бензиновых двигателей использование 4-клапанной схемы неуклонно расширяется – в 2005 г. около 70 % моделей этих двигателей имели подобную схему механизма газораспределения. У дизелей применение 4-клапанных конструкций за последние годы увеличилось очень резко – с 4 % в 1996 г. до 53 % в 2005 г.

При этом у бензиновых двигателей использование 3-клапанной схемы стабильно находилось на уровне 2,5...3,5 %, а у дизелей с 2002 г. ее применение полностью прекратилось.

9. Анализ расположения распределительных валов у моделей, выпущенных в 1996...1998 гг., показывает, что в области бензиновых двигателей схемы *DOHC* и *OHC* применялись в равных долях – примерно по 40 %. Использование схемы *OHV* явно снижалось. Большинство дизелей имели конструкцию *OHC* (около 80 %). Схема *OHV* применялась на 15...18 % дизелей, остальную долю составили конструкции *DOHC*.

10. Агрегатами наддува оснащено примерно 10 % бензиновых двигателей, причем из них количество моделей с механическим наддувом не превышает 2 %, остальные 8 % двигателей имеют турбонаддув. При этом

практически все двигатели с распределенным впрыскиванием бензина, не имеющие агрегатов наддува, оснащены настроенными впускными трубопроводами, обеспечивающими газодинамический наддув.

У дизелей агрегаты наддува применяются очень широко – более 90 % моделей в 2005 г. имели турбонаддув. Механический наддув перестал применяться на дизелях легковых автомобилей с 1998 г.

11. Анализ показывает, что охладители наддувочного воздуха устанавливаются примерно на 80 % моделей бензиновых двигателей, имеющих наддув (2005 г.). У дизелей применение таких охладителей еще шире – на сегодняшний день 94 % моделей дизелей с наддувом оборудованы ими.

12. Средняя величина C_{π} у бензиновых двигателей на протяжении последнего десятилетия стабильно находилась в пределах 15,5...15,8 м/с. Для дизелей этот параметр постоянно, хотя и незначительно, снижался за эти годы и в 2005 году достиг 12,2 м/с (в 1996 году среднее значение C_{π} равнялось 12,8 м/с).

Приведенный анализ основных тенденций развития двигателей легковых автомобилей дает общее представление о направлении их эволюции и показывает, что потенциал данных силовых установок еще далеко не исчерпан – их совершенствование непрерывно продолжается.

Глава 4. ПРИМЕР ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ПРОЕКТИРУЕМОГО ДВИГАТЕЛЯ И ЕГО АНАЛОГОВ. ВЫБОР ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

В качестве примера выбора аналогов, оценки их технического уровня и обоснования параметров проектируемого двигателя рассмотрим фрагмент дипломного проекта*, выполненного на тему: «Двигатель для перспективного легкового автомобиля высшего класса мощностью 165 кВт при частоте вращения вала 5200 мин⁻¹ с распределенным впрыскиванием бензина и системой нейтрализации отработавших газов».

На начальном этапе выполнения дипломного проекта поставлена задача определить основные конструктивные параметры и ожидаемые показатели двигателя. При этом необходимо учесть современный уровень развития автомобильных двигателей, а также тенденции изменения конструктивных параметров и технических показателей бензиновых двигателей.

* Дипломный проект выполнялся в 2001 году.

Для решения этой задачи были использованы возможности электронной базы данных по моделям двигателей, производившихся в мире за период 1996...2000 гг. Для анализа были отобраны только бензиновые двигатели, количество которых по годам показано на рис. 20.

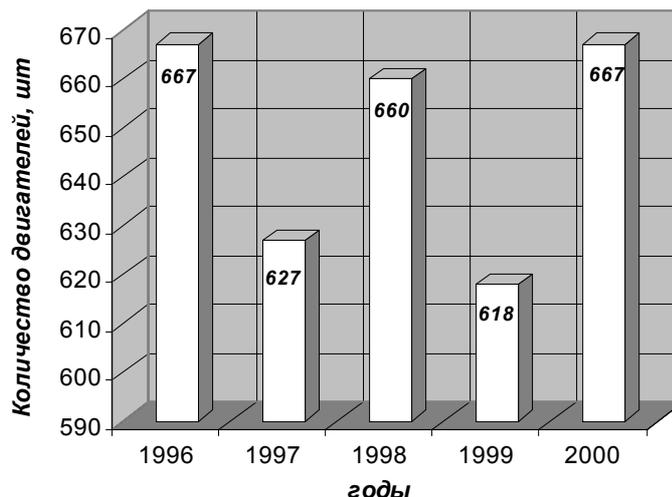


Рис. 20. Количество анализируемых бензиновых двигателей

Данные по количеству цилиндров у бензиновых двигателей (рис. 21) свидетельствует, что наиболее часто применяются 4- и 6-цилиндровые конструкции (около 60 и 23 % соответственно). Количество 3-, 5- и 12-цилиндровых двигателей примерно одинаково и составляет около 3 % каждого типа.

Анализ распределения величин рабочего объема двигателей показывает (рис. 22), что в 1996...2000 гг. почти третья часть моделей бензиновых двигателей имеет рабочий объем от 2,0 до 4,0 л.

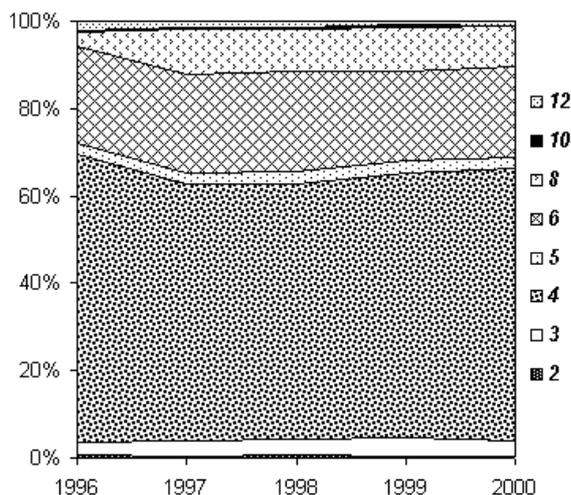


Рис. 21. Распределение бензиновых двигателей по количеству цилиндров

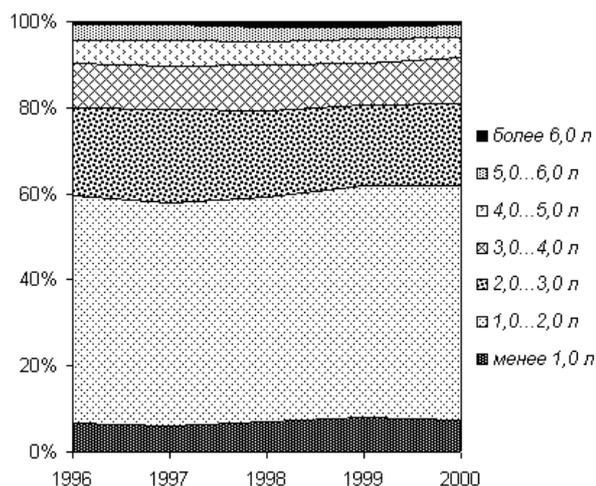


Рис. 22. Распределение бензиновых двигателей по рабочему объему

Среди компоновочных схем бензиновых двигателей (рис. 23) наиболее распространены рядные конструкции двигателей (более 70 %).

V-образные компоновочные схемы применяются менее чем на трети всех бензиновых двигателей и их доля практически не изменяется. Оппозитные двигатели используются гораздо реже (их доля менее 3 %).

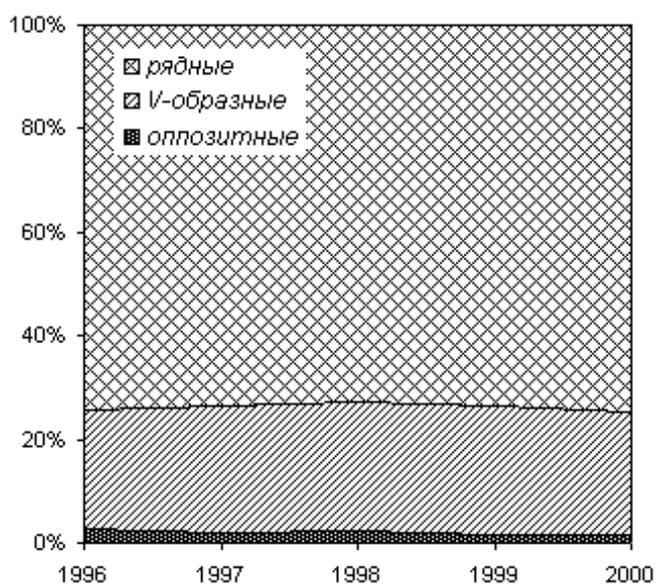


Рис. 22. Применение компоновочных схем бензиновых двигателей

Анализ числа клапанов на цилиндр у автомобильных бензиновых двигателей показывает (рис. 23), что за последние 5 лет ситуация в этой области значительно изменилась: если в 1996 г. относительное количество 2- и 4-клапанных двигателей было 51 и 45 % соответственно, то уже в 2000 г. – 35 и 60 %.

Отметим, что количество 3-клапанных конструкций практически не изменяется и составляет около 2...3 %. Число двигателей с 5 клапанами на цилиндр также невелико,

что объясняется усложнением привода клапанов, конструкции головки цилиндров, а также ухудшением формы камеры сгорания.

Расчет рабочего цикла двигателя показывает, что заданную мощность 165 кВт при частоте вращения вала 5200 мин^{-1} можно обеспечить при рабочем объеме двигателя не менее 3,0 л.

Учитывая современный уровень автомобильных бензиновых двигателей, а также тенденции их развития, можно заключить, что применение 4 клапанов на цилиндр является наиболее перспективным решением. Исходя из этого, у проектируемого двигателя количество клапанов на цилиндр принимаем равным 4.

Сравнивая рядную и V-образную компоновки, делаем вывод, что у последней есть ряд преимуществ: меньшие габариты и масса, высокая жесткость блока цилиндров и коленчатого вала.

При выборе количества цилиндров учитываем, что с увеличением их числа при прочих равных условиях повышается равномерность хода и равномерность крутящего момента двигателя, улучшается его уравновешенность, облегчается пуск, снижаются динамические нагрузки на детали двигателя, уменьшается требуемая масса маховика.

Учитывая вышесказанное, а также возможное расположение двигателя на автомобиле, принимаем V-образную компоновку двигателя при количестве цилиндров, равном шести. При реальном проектировании это решение должно быть согласовано с заказчиком двигателя.

Теперь отдельно рассмотрим бензиновые V-образные 6-цилиндровые двигатели с распределенным впрыском топлива и 4 клапанами на цилиндр, которые являются аналогами проектируемого двигателя.

Количество анализируемых двигателей-аналогов показано на рис. 25. Следует отметить, что производство двигателей этого класса неуклонно возрастает, что свидетельствует об их востребованности на современном автомобильном рынке.

При выборе прототипа проектируемого двигателя учитываем, что на Заволжском моторном заводе ведется разработка отечественного двигателя подобного класса ЗМЗ-301.10.

У двигателей-аналогов анализировались следующие конструктивные параметры и технические показатели:

- отношение S/D ;
- степень сжатия;
- средняя скорость поршня;
- литровая мощность.

Совокупность этих параметров и показателей, зависящая от назначения двигателя, в значительной степени характеризует его конструкцию.

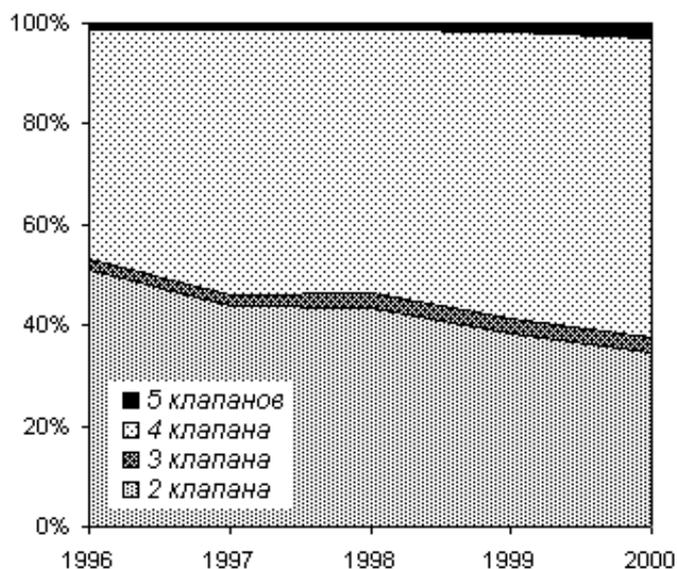


Рис. 24. Применяемое количество клапанов на цилиндр

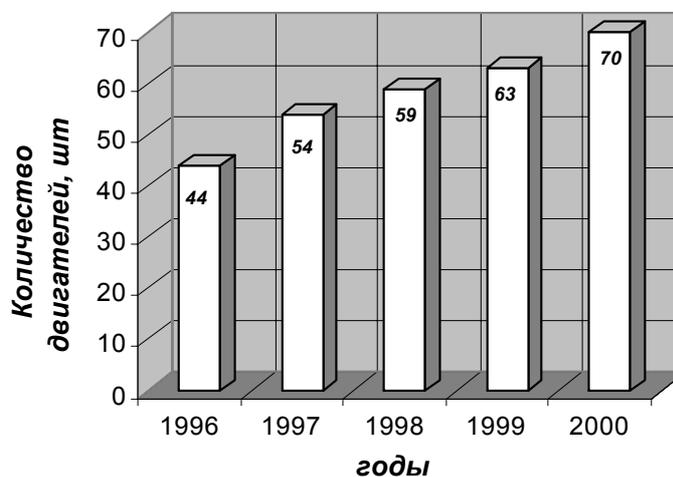


Рис. 25. Количество анализируемых двигателей-аналогов

Одним из основных конструктивных параметров, определяющих габаритные размеры и массу двигателя, является отношение хода поршня S к диаметру цилиндра D . С уменьшением величины S/D (до определенных пределов) снижаются средняя скорость поршня и габаритная высота двигателя при одновременном повышении жесткости коленчатого вала за счет увеличения перекрытия его шеек. Вместе с этим возрастает механический КПД за счет уменьшения средней скорости поршня, улучшаются условия размещения клапанов и создаются предпосылки для увеличения их размеров. Однако при этом увеличиваются длина двигателя и длина коленчатого вала, повышаются нагрузки на детали от газовых сил и сил инерции. Практика показывает, что наилучшее сочетание массогабаритных и энергетических показателей двигателя достигается в конструкциях с отношением S/D , близким к 1.

Анализ двигателей-аналогов показывает, что средним значением S/D для данного класса двигателей является 0,88...0,89 (рис. 26), причем отношение S/D изменяется в пределах 0,73...1,03. В проектируемом двигателе принимаем отношение $S/D = 0,87$ для унификации цилиндропоршневой группы с прототипом, в качестве которого принят двигатель ЗМЗ-301.10. При этом рабочий объем проектируемого двигателя составит 3,2 л.

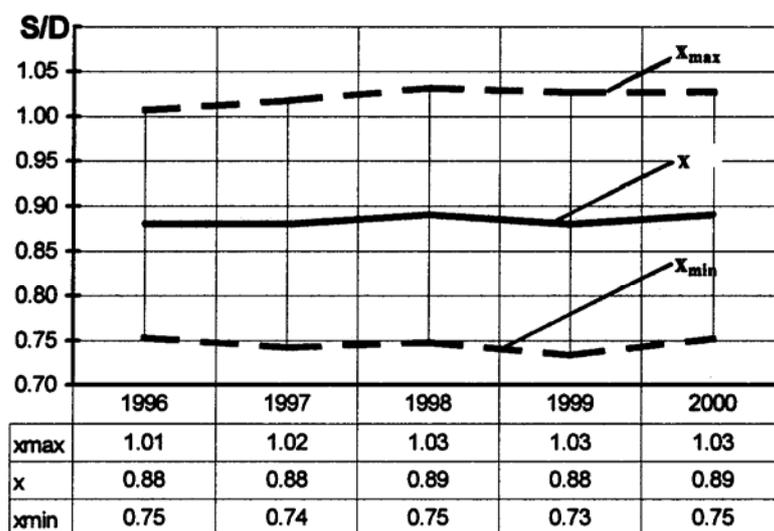


Рис. 26. Отношение S/D у двигателей-аналогов

Выбор степени сжатия ϵ при проектировании двигателя ведется исходя из учета целого ряда факторов: октанового числа применяемого бензина, формы камеры сгорания и расположения свечи зажигания, уровня турбулизации заряда на впуске и в цилиндре двигателя и т.п. Повышение сте-

пени сжатия до границы возникновения детонации благоприятно влияет на работу бензинового двигателя. С ростом ϵ увеличиваются индикаторный КПД и удельная мощность двигателя. Однако следует учитывать, что с повышением давления газов в цилиндре двигателя возрастает условное давление механических потерь.

Анализ изменения ϵ у двигателей-аналогов за последние 5 лет (рис. 27) показывает, что у двигателей данного класса наблюдается тенденция к некоторому увеличению степени сжатия. Так, среднее значение этого параметра увеличилось на 0,3 ед. и стало составлять 9,7. При этом минимальное значение ϵ также возросло на 0,7 ед.

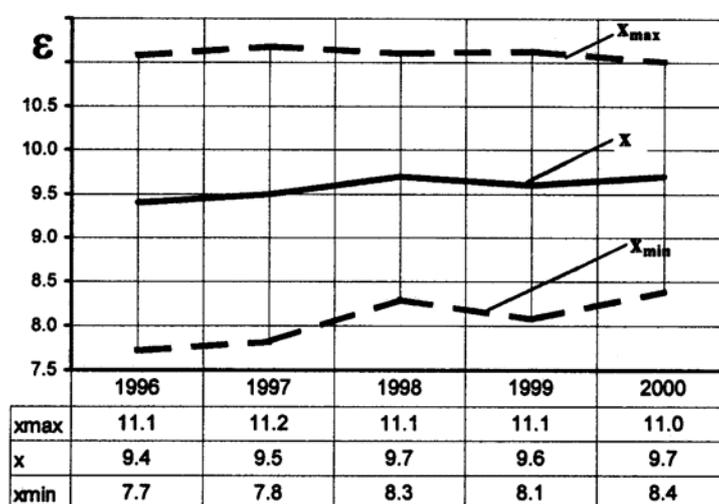


Рис. 27. Степень сжатия двигателей-аналогов

Все это связано с расширением применения электроники для управления топливopодачей и зажиганием, а также развитием комплексных систем управления двигателем с антидетонационным контуром.

На основании данных расчета рабочего цикла проектируемого двигателя и приведенного выше анализа принимаем $\epsilon = 9,5$.

Одним из основных показателей, который используют при анализе конструкции двигателя, является средняя скорость поршня $C_{\Pi} = \frac{S n}{30}$, м/с.

При увеличении средней скорости поршня при прочих равных условиях:

- повышается тепловая напряженность деталей двигателя (особенно деталей поршневой группы);
- увеличиваются силы инерции, нагружающие детали кривошипно-шатунного механизма;

- увеличивается износ гильзы цилиндров и подшипников скольжения коленчатого вала;
- уменьшается срок службы двигателя;
- увеличиваются скорости газов в органах газораспределения.

Величина C_{π} одновременно определяет быстроходность и механическую напряженность двигателя.

Анализ значений средней скорости поршня у двигателей-аналогов (рис. 28) показывает, что наиболее характерными значениями C_{π} для данного класса двигателей является диапазон 15,1...15,4 м/с. У проектируемого двигателя при заданной номинальной частоте вращения вала $n_{\text{ном}} = 5200 \text{ мин}^{-1}$ и ходе поршня $S = 80 \text{ мм}$ средняя скорость поршня составит 13,9 м/с, что можно считать приемлемым значением.

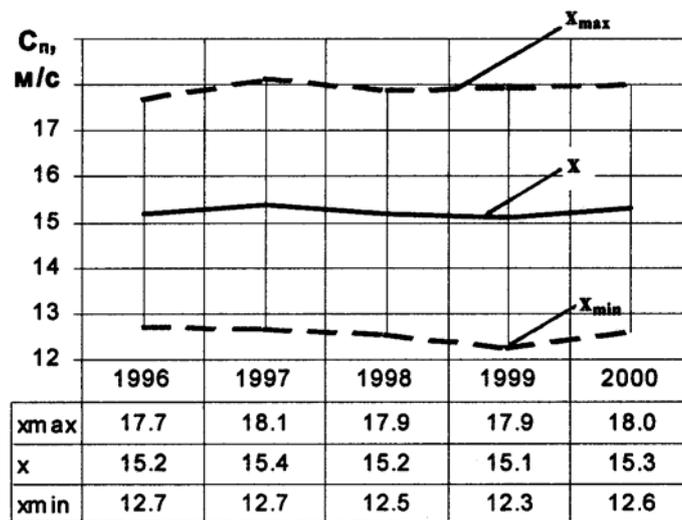


Рис. 28. Средняя скорость поршня двигателей-аналогов

Литровая мощность $N_{\text{л}} = \frac{N_{\text{ном}}}{iVh}$, кВт/л, двигателя характеризует степень его форсирования. Уровень литровой мощности у автомобильных бензиновых двигателей-аналогов показан на рис. 29. Можно полагать, что некоторое снижение этого показателя за последние 5 лет обусловлено стремлением повысить надежность двигателя путем снижения удельных нагрузок на его основные детали, а также влиянием ужесточения норм на токсичные выбросы двигателей.

Ожидаемый уровень литровой мощности у проектируемого двигателя составляет 50...53 кВт/л. Это значение будет уточняться по результатам расчета рабочего цикла двигателя.

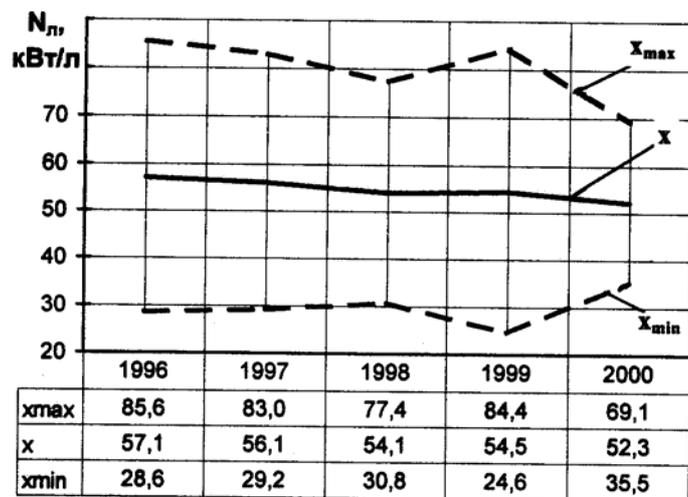


Рис. 29. Литровая мощность двигателей-аналогов

Необходимо отметить, что этап выбора основных конструктивных параметров и компоновки двигателя является одним из важнейших. При этом необходимо найти компромисс между противоречивыми значениями различных конструктивных параметров, выдержать заданные размеры и массу двигателя при одновременном обеспечении прочности, жесткости и износостойкости деталей, простоты их геометрических форм и технологичности конструкции.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

• **Номинальная мощность** $N_{e \text{ ном}}$, кВт (л.с.) – эффективная мощность двигателя, развиваемая им при номинальной частоте вращения вала $n_{\text{ном}}$. Номинальная мощность гарантируется изготовителем двигателя в его определенной комплектации и оговоренных внешних условиях (давление, температура, влажность атмосферного воздуха, сопротивление на впуске и выпуске).

• **Максимальный крутящий момент** – наибольшее значение крутящего момента по внешней скоростной характеристике двигателя, Н·м (кг·м).

• **Рабочий объем двигателя** iV_h – сумма рабочих объемов всех цилиндров: $iV_h = i \frac{\pi D^2 S}{4}$, где i – число цилиндров двигателя; V_h – рабочий объем цилиндра; D – диаметр цилиндра; S – ход поршня.

• **Рабочий объем цилиндра** V_h – объем, проходимый поршнем при движении между мертвыми точками $V_h = \frac{\pi D^2 S}{4}$, где D – диаметр цилиндра; S – ход поршня.

• **Степень сжатия** ε (геометрическая) – отношение полного объема цилиндра V_a к объему камеры сгорания V_c :

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

где $V_a = V_c + V_h$ – полный объем цилиндра (объем внутренней полости цилиндра при положении поршня в НМТ); V_c – объем камеры сгорания (объем внутренней полости цилиндра при положении поршня в ВМТ);

$V_h = \frac{\pi D^2 S}{4}$ – рабочий объем цилиндра (объем цилиндра, проходимый поршнем при движении между НМТ и ВМТ); D – диаметр цилиндра; S – ход поршня.

Геометрическая степень сжатия ε в реальных двигателях является условной величиной, так как определяет отношение объемов сжимаемых газов в начале и конце такта сжатия теоретического цикла, т.е. при положениях поршня в НМТ и ВМТ. По существу же процесс сжатия начинается спустя некоторое время после прохождения поршнем НМТ (после закры-

тия впускного клапана). Поэтому действительная степень сжатия несколько меньше геометрической (ее значение составляет примерно 90 % от геометрической).

Степень сжатия ε является одним из важнейших термодинамических параметров, оказывающих значительное влияние на энергетические и экономические показатели двигателя. С увеличением степени сжатия термический КПД двигателя возрастает, однако при этом растут и механические потери.

Для конкретной конструкции ε выбирают в зависимости от типа двигателя (бензиновый или дизель), способа смесеобразования, марки применяемого топлива, материала деталей цилиндропоршневой группы, а также с учетом наличия или отсутствия наддува, формы камеры сгорания, быстроходности двигателя, типа системы охлаждения и других факторов.

В двигателях с искровым зажиганием выбор значения ε обычно связан с необходимостью предотвращения детонационного сгорания. В дизелях минимальные значения ε определяются условиями холодного пуска двигателя. Высокие степени сжатия в дизелях лимитируются жесткостью работы, прочностью конструкции, необходимой взаимосвязью формы камеры сгорания с характеристиками факела топлива при его впрыскивании форсункой.

• **Литровая мощность** $N_{л}$ – эффективная мощность, получаемая с единицы рабочего объема двигателя:
$$N_{л} = \frac{N_{e\text{НОМ}}}{iV_h}, \text{ кВт/л, где } N_{e\text{НОМ}} - \text{ номинальная мощность, кВт; } iV_h - \text{ рабочий объем двигателя.}$$

Литровая мощность характеризует степень форсирования двигателя по рабочему процессу и по быстроходности, поскольку величина $N_{л}$ пропорциональна произведению среднего эффективного давления P_e на частоту чередования рабочих циклов.

• **Среднее эффективное давление** P_e – некоторое условное постоянное по величине избыточное давление, которое, действуя на поршень в течение одного хода (от ВМТ к НМТ), совершает работу, равную эффективной работе газов за весь цикл:

$$P_e = \frac{L_e}{V_h}, \text{ МПа,}$$

где L_e – эффективная работа газов за цикл, развиваемая в цилиндре; V_h – рабочий объем цилиндра.

Среднее эффективное давление P_e может быть выражено через величину эффективной мощности двигателя:
$$P_e = \frac{N_e 600z}{iV_h n}, \text{ где } z - \text{ тактность}$$

двигателя; iV_h – рабочий объем двигателя; n – частота вращения вала двигателя.

Среднее эффективное давление P_e характеризует степень форсирования двигателя по рабочему процессу. При прочих равных условиях P_e может быть показателем теплонпряженности двигателя.

• **Поршневая мощность** N_n – эффективная мощность, отнесенная к 1 дм^2 площади поршня двигателя:

$$N_n = \frac{N_{e\text{ном}}}{iF_n}, \text{ кВт/дм}^2.$$

где $N_{e\text{ ном}}$ – номинальная мощность, кВт; i – число цилиндров двигателя; F_n – площадь поршня, дм^2 .

После подстановки значения $N_{e\text{ ном}}$ получим:

$$N_e = \frac{p_e V_h n}{600 z F_n i} = \frac{p_e S n}{600 z} = \frac{p_e C_m}{20 z}, \text{ кВт/дм}^2,$$

где z – тактность двигателя; C_n – средняя скорость поршня, м/с; S – ход поршня, м; n – частота вращения вала, мин^{-1} .

Поскольку среднее эффективное давление p_e характеризует степень форсирования двигателя по рабочему процессу, а средняя скорость поршня косвенно определяет его механическую напряженность, то поршневая мощность представляет собой показатель, характеризующий общую (тепловую и динамическую) напряженность двигателя.

• **Удельный эффективный расход топлива** – расход топлива, приходящийся на единицу развиваемой двигателем эффективной мощности:

$$g_e = \frac{G_T}{N_e}, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч},$$

где G_T – часовой расход топлива, г; N_e – эффективная мощность двигателя, кВт.

Наиболее показательным является минимальный удельный эффективный расход топлива, определяемый по внешней скоростной характеристике двигателя.

• **Удельная масса двигателя** – масса двигателя, отнесенная к единице его мощности: $g_N = \frac{G}{N_e}$, кг/кВт, где G – «сухая» масса двигателя, кг;

$N_{e\text{ ном}}$ – номинальная мощность, кВт.

Удельная масса характеризует рациональность использования конструктивной массы для получения единицы мощности. Величина g_N зависит от степени форсирования двигателя, грамотного его конструирования и использования современных методов расчета для оптимизации (по критерию минимальной массы) формы и размеров отдельных деталей, применения новых материалов для их изготовления.

• **Литровая масса двигателя** – масса двигателя, отнесенная к величине его рабочего объема:

$$g_{л} = \frac{G}{iV_h}, \text{ кг/л,}$$

где G – «сухая» масса двигателя, кг; i – число цилиндров двигателя; V_h – рабочий объем цилиндра.

Литровая масса двигателя $g_{л}$ позволяет оценить конструкцию двигателя с точки зрения качества и рационального использования применяемых материалов.

На величину литровой массы двигателя оказывают влияние две тенденции:

□ снижение массы за счет применения новых материалов, более совершенных способов обработки и сборки деталей, использования наиболее рациональных форм нагруженных деталей, внедрения современных методов расчета деталей на прочность;

□ возрастание уровня форсирования двигателя.

Проявление этих тенденций может привести как к снижению, так и к увеличению литровой массы двигателя.

• **Расход масла на угар** – один из важнейших эксплуатационных показателей поршневого двигателя. Представляет собой отношение расхода

масла G_o , г, к произведенной работе: $g_o = \frac{G_o}{N_e \tau}$, г/кВт·ч,

где N_e – эффективная мощность двигателя, кВт; τ – время замера, ч. Удельный расход масла на угар обычно указывают для тракторных дизелей. При таком определении g_o его нижнее граничное значение составляет около 0,6 г/кВт·ч.

Для автомобильных двигателей указывают эксплуатационный расход масла на угар, который определяется в процентах по отношению к расходу топлива. Для современных двигателей этот показатель составляет 0,3...0,4 %.

Ниже этих пределов происходит быстрое снижение щелочного числа масла, интенсивное загрязнение и ускоренное изнашивание деталей, повышенное образование отложений. В связи с этим может потребоваться более частая замена масла, что значительно увеличивает эксплуатационные расходы.

• **Габаритная мощность** – это мощность, отнесенная к единице занимаемого двигателем объема: $N_{г} = \frac{N_{e \text{ ном}}}{W}$, кВт/м³, где $N_{e \text{ ном}}$ – номинальная мощность, кВт; W – объем, занимаемый двигателем, м³ (обычно определяется как объем параллелепипеда, заключенного между крайними точками контура двигателя).

Габаритная мощность зависит от степени форсирования двигателя, его типа и назначения, компоновочной схемы и т.п.

• **Отношение S/D** – это отношение хода поршня S к диаметру цилиндра D . Величина S/D оказывает противоречивое (неоднозначное) влияние на различные показатели и характеристики двигателя. Выбор этого параметра должен основываться на всестороннем анализе его значения для каждой конкретной конструкции. При этом следует учитывать, какие показатели двигателя будут изменяться (ухудшаться (-) или улучшаться (+)) при увеличении или уменьшении S/D (см. таблицу).

Влияние изменения отношения S/D на параметры и показатели поршневого двигателя

S/D	Изменение параметров и показателей двигателя	
1,4	–	+
↑	<ul style="list-style-type: none"> • возрастает габаритная высота двигателя • повышаются механические потери за счет увеличения средней скорости поршня • ухудшаются условия размещения клапанов, что приводит к уменьшению их размеров • снижается жесткость коленчатого вала за счет вынужденного уменьшения диаметров коренных и шатунных шеек, а также их перекрытия 	<ul style="list-style-type: none"> • уменьшается габаритная длина двигателя и длина коленчатого вала • снижаются нагрузки на детали от сил давления газов и сил инерции • возрастает высота камеры сгорания, что благоприятно влияет на условия смесеобразования и сгорания в бензиновых двигателях и дизелях
↓	<ul style="list-style-type: none"> • уменьшается габаритная высота двигателя • снижаются механические потери за счет уменьшения средней скорости поршня • улучшаются условия размещения клапанов, создаются предпосылки для увеличения их размеров • повышается жесткость коленчатого вала за счет реализации возможности увеличения диаметров коренных и шатунных шеек, а также их перекрытия 	<ul style="list-style-type: none"> • увеличивается габаритная длина двигателя и длина коленчатого вала • повышаются нагрузки на детали от сил давления газов и сил инерции • уменьшается высота камеры сгорания и ухудшается ее форма (в бензиновых двигателях это приводит к повышенной склонности двигателя к детонации, в дизелях – к ухудшению условий смесеобразования)
0,7	+	–

- **Средняя скорость поршня** C_{Π} определяется зависимостью:

$$C_{\Pi} = \frac{Sn}{30}, \text{ м/с,}$$

где S – ход поршня, м; n – частота вращения вала двигателя, мин^{-1} .

Величина C_{Π} характеризует механическую напряженность двигателя, а также может служить в качестве косвенного критерия для оценки его износостойкости и долговечности, поскольку напряжения в деталях двигателя, подвергающихся воздействию сил инерции, пропорциональны значению C_{Π} во второй степени, а линейный износ деталей пропорционален C_{Π} в первой степени.

В практике двигателестроения стремятся к снижению значений C_{Π} . Так, например, в последние десятилетия средние скорости поршня даже при значительном форсировании двигателя по частоте вращения вала остаются на прежнем уровне или даже уменьшаются в связи с использованием короткоходных конструкций.

- **Номинальная частота вращения вала двигателя**, мин^{-1} – частота вращения вала двигателя, для которой производителем указывается его номинальная мощность.

- **Дымность отработавших газов** – один из важнейших показателей токсичности дизелей. Дымность обусловлена наличием в ОГ дизелей твердых частиц сажи. Определение этого показателя у дизелей обычно проводят под нагрузкой по различным методикам (на испытательной трассе или на беговых барабанах). Количественно дымность ОГ дизелей оценивают с помощью специальных приборов – дымомеров. Показатели дымности для дизелей нормируются международными стандартами и правилами.

- **Скоростной коэффициент** K_{Π} представляет собой отношение частоты вращения вала $n_{\text{М}}$ при максимальном крутящем моменте к номинальной частоте вращения $n_{\text{Н}}$:

$$K_{\Pi} = \frac{n_{\text{М}}}{n_{\text{Н}}}.$$

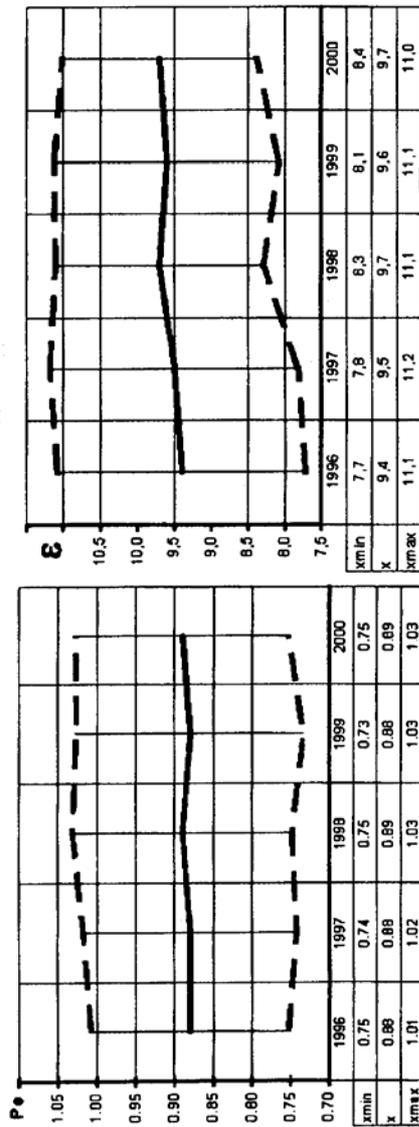
Он характеризует величину диапазона частот вращения вала, при которых двигатель устойчиво работает. Чем больше этот диапазон, тем лучшими динамическими качествами обладает транспортное средство.

- **Коэффициент запаса крутящего момента** $K_{\text{М}}$ (**коэффициент самоприспособляемости**) – отношение максимального крутящего $M_{\text{кmax}}$ момента к его значению $M_{\text{кном}}$ при номинальной мощности: $K_{\text{М}} = \frac{M_{\text{кmax}}}{M_{\text{кном}}}.$

Значения K_M выражаются десятичной дробью (более 1,0). Большие значения K_M свидетельствуют о лучшей приспособляемости двигателя к изменению нагрузки в процессе его эксплуатации.

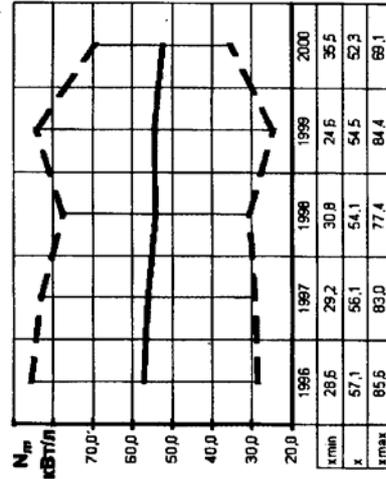
- **Механическая напряженность двигателя** оценивается нагрузками, воспринимаемыми деталями двигателя при действии сил давления газов, инерционных сил и упругих колебаний. Наиболее тяжелые условия работы двигателя наблюдаются на режимах номинальной мощности и максимального крутящего момента. Кроме этого значительные механические нагрузки могут быть при максимальной частоте вращения вала на холостом ходу двигателя, где величина инерционных сил достигает максимальных значений.

Механическая напряженность поршневого двигателя оценивается обычно величиной средней скорости поршня C_n на номинальном режиме.

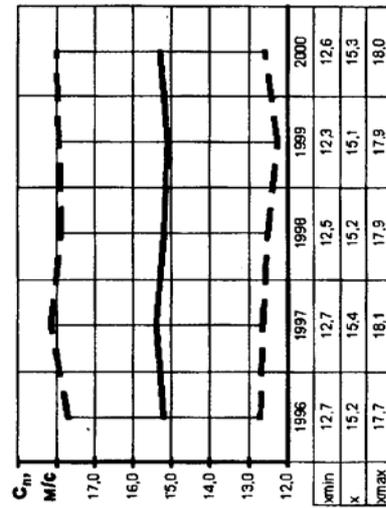


Среднее эффективное давление P_e

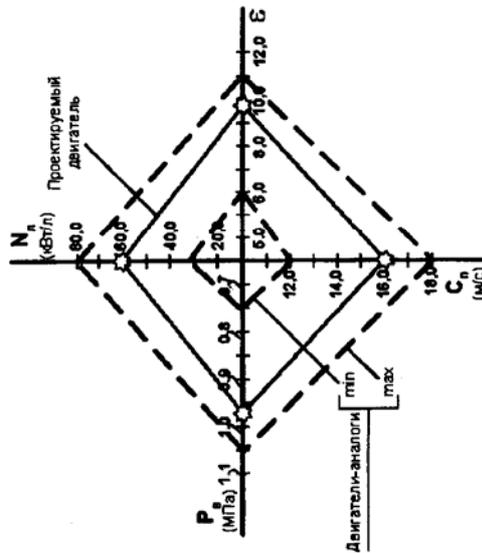
Степень сжатия



Средняя скорость поршня



Литровая мощность



БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ГОСТ 15467-79. Управление качеством продукции. Основные понятия, термины и определения.– Введ. 1.01.1987. – М. : Изд-во стандартов, 1987. – 28 с.
2. Мир легковых автомобилей: Автокаталог. Вып. 3 – 12. – М. : За рулем, 1995 – 2004. – ISSN 1560-3997.
3. Новицкий, П. В. Оценка погрешностей результатов измерений / П.В. Новицкий, И.А. Зограф. – Л. : Энергоатомиздат, 1985. – 248 с.
4. Митропольский, А. К. Техника статистических вычислений / А.К. Митропольский. – М. : Наука, 1971. – 576 с.
5. ГОСТ 11.004-70. Прикладная статистика. Правила определения оценок и доверительных границ для параметров нормального распределения. – Введ. 1.01. 1974. – М. : Изд-во стандартов, 1974. – 29 с.
6. Pischinger, F. F. The diesel engine for cars – is there a future ? – Trans. ASME. J. Eng. Gas Turbines and Power. – 1998. – 120. – № 3. – p. 641 – 647.
7. Hack, G. DI-Dilemma. – Auto, Mot. Und Sport. – 2002. - № 23. – P. 80 – 81.
8. Stopp fur kleine GDI-Motoren. - Auto, Mot. Und Sport. – 2003. – № 5. – P. 9.
9. Hack, G. Auf Sparflamme. – Auto, Mot. Und Sport. – 2002. – № 10. – P. 66.
10. Kudlicza, P. Benziner holt gegenüber dem Diesel auf, ohne ihn zu erreichen. – VDI-Nachr. – 2001. – № 40. – P. 20.
11. Robenbusch, P. Treibende Kraft in der Automobilindustrie. – AMZ: Auto, Mot., Zubehor. – 2003. – 91. – № 9 - P. 69 - 71.
12. Автомобильный справочник: пер. с англ. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : За рулем, 2004. – 992 с. ISBN 5-85907-327-5.

О г л а в л е н и е

Введение	3
Глава 1. ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ДВИГАТЕЛЕЙ	5
Глава 2. КОМПЬЮТЕРНАЯ ИНФОРМАЦИОННО-ПОИСКОВАЯ СИСТЕМА К А Д	11
Глава 3. АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ ТЕНДЕНЦИЙ РАЗВИТИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ	16
Глава 4. ПРИМЕР ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ПРОЕКТИРУЕМОГО ДВИГАТЕЛЯ И ЕГО АНАЛОГОВ. ВЫБОР ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ	38
Приложения	46
Библиографический список	54