

Министерство образования Республики Беларусь
Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет»

Е. В. Кузнецов

ОСНОВЫ ТЕОРИИ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДВС

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области транспорта и транспортной деятельности
в качестве пособия по учебной дисциплине
«Основы теории и проектирования ДВС» для обучающихся
по специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение
(по направлениям)»*

Могилев
«Белорусско-Российский университет»
2021

УДК 621.43
ББК 39.35
К89

Рекомендовано к изданию ученым советом Белорусско-Российского университета
«28» мая 2021 г., протокол № 11

Р е ц е н з е н т ы:
кафедра «Транспортные системы и технологии»
Белорусского национального технического университета
(зав. кафедрой д-р техн. наук *С. А. Рынкевич*);
д-р техн. наук, доц. *А. М. Даньков*

Кузнецов, Е. В.

К89 Основы теории и проектирования ДВС: пособие / Е. В. Кузнецов. –
Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2021. – 323 с.: ил.
ISBN 978-985-492-260-7.

Представлены типовые конструкции механизмов и систем автотракторных двигателей внутреннего сгорания. Описаны методы термодинамического расчета, анализа кинематики, нагруженности и выбора параметров.

Предназначено для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобилестроение» и родственными специальностями.

УДК 621.43
ББК 39.35

ISBN 978-985-492-260-7

© Кузнецов Е. В., 2021
© Межгосударственное образовательное
учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский
университет», 2021

ВВЕДЕНИЕ

Двигатель является «сердцем» любой машины. Его назначение – обеспечить полезную работу, т. е. заставить машину двигаться, привести в действие все ее механизмы и системы. В настоящее время наиболее широкое применение на самоходной технике нашли двигатели внутреннего сгорания (ДВС). Поэтому изучение их конструкции, теории и методов проектирования является весьма актуальной задачей для будущих специалистов, связанных с самоходными машинами.

В данном учебно-методическом пособии изложен опыт, накопленный автором во время работы на Волжском автозаводе (ВАЗе), в Могилевском автосервисе и Белорусско-Российском университете.

Автор благодарит за ценные пожелания и предложения рецензентов и редакторов, а также надеется, что пособие будет полезно студентам, конструкторам и научным работникам, связанным по роду своей деятельности с самоходной техникой.

1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Двигатель – это совокупность механизмов и систем, предназначенная для преобразования какого-либо вида энергии в механическую (работу), т. е. в перемещение (поступательное или вращательное) выходного элемента мотора [1].

Под самоходной машиной понимается автомобиль, трактор, строительно-дорожная машина, боевая машина и любое другое наземное безрельсовое самодвижущееся транспортное средство, которое в общем случае (рис. 1.1 и 1.2) состоит из пяти основных частей: двигателя, шасси, кузова, кабины, рабочего оборудования [2].



Рис. 1.1. Шасси грузового автомобиля с двигателем

Механическое движение от двигателя через трансмиссию передается на ведущие колеса движителя, чем обеспечивается подвижность самоходной машины. Часть энергии двигателя потребляется механизмами и системами самого мотора, а также рабочим оборудованием и некоторыми другими частями машины, например гидроусилителем системы поворота. Реактивные моменты и силы от двигателя воспринимаются несущей системой (рамой или кузовом). Двигатель может использоваться в качестве вспомогательного тормоза (режим принудительного холостого хода или, что то же самое, торможение двигателем). В случае применения двух моторов на одной машине (с приводом каждого на свой борт) с их помощью может обеспечиваться поворот данной машины [3–5].

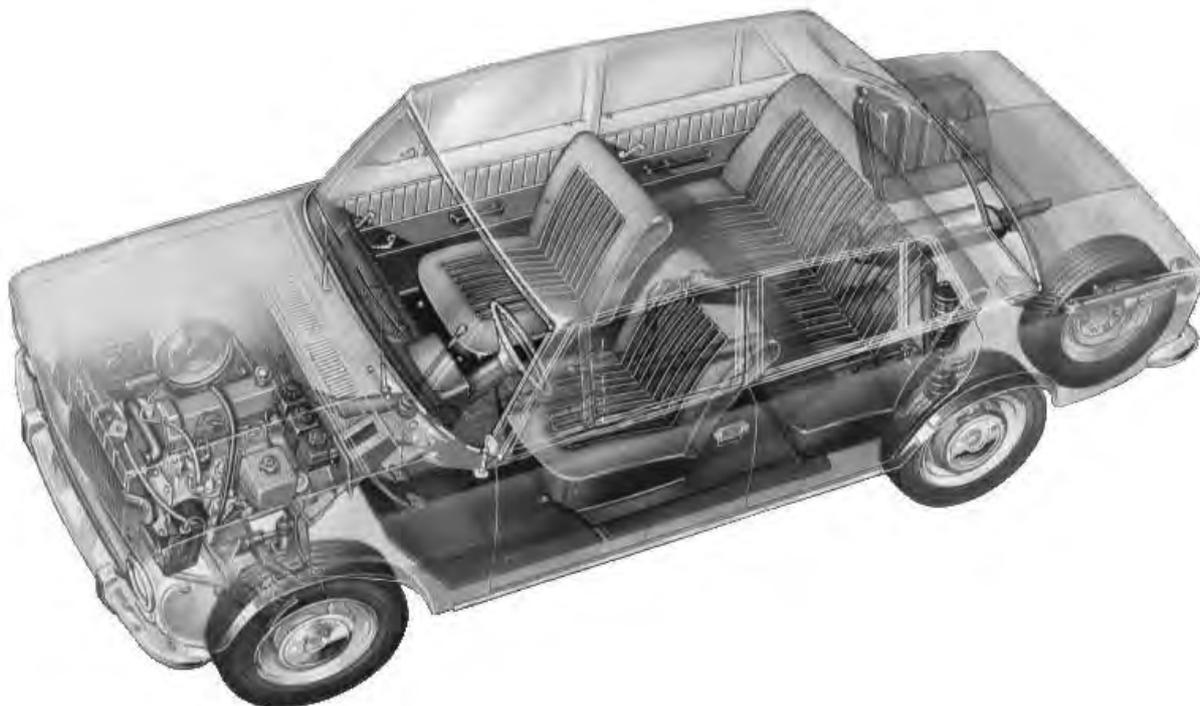


Рис. 1.2. Рентген-схема легкового автомобиля

На самоходной технике наиболее широко применяются поршневые и комбинированные (с газотурбинным наддувом) ДВС.

Характеристики и параметры двигателя оказывают существенное влияние на общую компоновку, конструкцию трансмиссии и ходовой части и в конечном счете определяют такие основные оценочные показатели самоходной машины, как производительность, топливная экономичность, эргономичность, экологичность и др. Поэтому для повышения конкурентоспособности отечественной техники необходимо изучать, углублять и расширять большой опыт, накопленный в двигателестроении.

1.1. Структура ДВС и классификация двигателей

ДВС – это двигатель, в котором химическая энергия топлива преобразуется в тепловую энергию горючих газов непосредственно внутри мотора, например в цилиндре. Давление этих газов заставляет перемещаться подвижные элементы двигателя: поршень, шатун, коленчатый вал, маховик и др.

Поршневой ДВС состоит из двух механизмов и четырех или пяти систем:

- кривошипно-шатунный механизм (КШМ);
- газораспределительный механизм (ГРМ);
- система питания;

- система охлаждения;
- система смазки;
- система запуска;
- система зажигания, если ДВС с принудительным воспламенением.

Общую классификацию двигателей можно представить в виде схемы, изображенной на рис. 1.3.



Рис. 1.3. Классификация двигателей

Базовым механизмом, который в основном определяет габариты и массу поршневого двигателя и с которым связано большинство деталей, является КШМ. Основные элементы кривошипно-шатунного механизма (рис. 1.4): 1 – головка; 2 – цилиндр; 3 – поршень; 4 – шатун; 5 – коленчатый вал; 6 – картер.

Самое верхнее положение поршня, при котором он наиболее удален от оси вращения коленчатого вала и когда его скорость равна нулю, называется **верхней мертвой точкой** (ВМТ). Положение поршня, когда он наименее удален от оси вращения коленчатого вала и когда его скорость также равна нулю, называется **нижней мертвой точкой** (НМТ).

Совокупность процессов, происходящих в цилиндре поршневого ДВС при движении поршня от одной мертвой точки к другой, называется

тактом. Периодически повторяющаяся совокупность тактов называется **рабочим циклом** [6–8].

Если рабочий цикл поршневого двигателя осуществляется за два такта, т. е. за один оборот коленчатого вала, то такой мотор называется двухтактным; если за четыре такта – четырехтактным. Существуют также шеститактные двигатели. Тактность ДВС определяется параметрами ГРМ и системы питания.

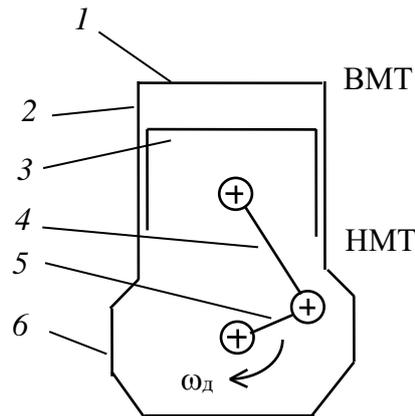


Рис. 1.4. Схема КШМ

По способу воспламенения топлива различают поршневые ДВС с принудительным воспламенением (раньше их называли карбюраторными) и с самовоспламенением, т. е. дизели.

По условиям горения (типу рабочего процесса) ДВС делят:

- с подводом теплоты при постоянном объеме ($V = \text{const}$), т. е. со сгоранием топлива, когда поршень находится вблизи ВМТ;
- с подводом теплоты при постоянном давлении ($p = \text{const}$), т. е. со сгоранием топлива, когда поршень движется от ВМТ к НМТ;
- со смешанным подводом теплоты (сначала при $V = \text{const}$, затем при $p = \text{const}$).

Учитывая, что скорость горения топлива в реальном двигателе имеет конечную величину, все существующие поршневые двигатели можно отнести к третьему указанному типу.

Применяют моторы, работающие на легком жидком топливе (бензин, спирт, эфир и т. п.), на тяжелом жидком топливе (соляровый дистиллят нефти, мазут и т. п.), на газообразном топливе (метан, пропан, водород и т. п.) и на комбинированном топливе, например газодизели.

Различают двигатели, у которых наполнение цилиндра свежим зарядом осуществляется за счет только насосного действия поршня или и поршня, и компрессора, т. е. моторы с наддувом. Если работа компрессора осуществ-

ляется с помощью отработавших газов, выходящих из цилиндра, то такой ДВС называется комбинированным, т. к. в этом случае имеется два мотора в одном агрегате – поршневой и газотурбинный с газовой связью между собой.

По способу получения топливовоздушной смеси различают ДВС:

- с внешним смесеобразованием, т. е. указанную смесь получают вне цилиндра, например во впускной трубе;
- с внутренним смесеобразованием, когда смесь получают непосредственно в цилиндре.

ДВС бывают: малооборотные (максимальная частота вращения коленчатого вала $n_d^{\max} < 1000$ об/мин); высокооборотные ($n_d^{\max} > 2000$ об/мин); среднеоборотные ($1000 < n_d^{\max} < 2000$ об/мин).

Также классифицируют двигатели по другим признакам, например по конструкции камеры сгорания, по типам КШМ, ГРМ, системы охлаждения, по количеству и расположению цилиндров и т. д.

1.2. Краткая историческая справка

Непосредственными предшественниками поршневых ДВС являются паровые машины И. Ползунова и Дж. Уатта. От них заимствованы кривошипно-шатунный и газораспределительный механизмы. Впервые паровая машина на самоходной технике была применена в конце XVIII в. французским инженером Куньо на трехколесном тягаче и в середине XIX в. крепостным крестьянином Шамшуренковым на гусеничном тракторе. В первом случае двухцилиндровая паровая машина приводила переднее колесо тягача. Во втором случае трактор имел также общий котел с двумя паровыми машинами (цилиндрами), каждая из которых двигала гусеницу своего борта: одна – левую, другая – правую. Однако ввиду громоздкости и крайней неэкономичности паровые машины не получили распространения на безрельсовом транспорте.

Первый поршневой ДВС построен французским изобретателем Ленуаром в 1860 г. Это был двухтактный двигатель с золотниковым ГРМ, работавший на светильном газе. Впуск свежего заряда осуществлялся в течение примерно 1/3 хода поршня от ВМТ. Затем происходило сгорание топлива, и далее шел процесс расширения. При движении поршня от НМТ осуществлялось очищение цилиндра от отработавших газов. Главный недостаток такого двигателя – отсутствие процесса сжатия. В результате этого наполнение цилиндра было крайне малым, а сгорание происходило в большом объеме, т. е. с большими потерями теплоты. Поэтому максималь-

ные давления p_z и температуры T_z были низкими. У лучших моделей этих двигателей p_z не превышал 0,4 МПа (у современных ДВС p_z приближается к 20 МПа). Несмотря на малые мощности, большие расходы топлива и низкую надежность, двигатели Лемуара были более приемлемыми, чем паровые машины, и имели довольно широкое применение, правда, как стационарные установки. Для самоходных машин они были чрезмерно тяжелы.

В 1861 г. французский ученый Бо де Роша предложил четырехтактный цикл для поршневого двигателя. Этот цикл предполагал следующие такты:

- **впуск** (поршень движется от ВМТ к НМТ, впускной клапан открыт);
- **сжатие** (поршень движется от НМТ к ВМТ, впускной и выпускной клапаны закрыты, в конце такта осуществляется воспламенение топлива);
- **расширение** (поршень движется от ВМТ к НМТ, оба клапана закрыты);
- **выпуск** (поршень движется от НМТ к ВМТ, открыт выпускной клапан).

Первый газовый двигатель с принудительным воспламенением, работающий по четырехтактному циклу, был разработан в 1876 г. немецким инженером из г. Кёльна Н. Отто (1832–1891). Он совместно с товарищем Е. Лангеном организовал фирму *Deutz* по серийному производству этих моторов. Первые двигатели имели максимальную мощность около 2 л. с. при частоте вращения коленчатого вала 150 об/мин. Масса мотора составляла 2 т. Тем не менее топливная экономичность двигателя Отто была существенно лучше двигателя Лемуара и тем более паровой машины.

В процессе отработки конструкции и технологии изготовления к середине 80-х гг. XIX в. удалось во много раз уменьшить массу ДВС и увеличить их мощность. Это позволило использовать такие двигатели на самоходной технике. В 1885 г. независимо друг от друга немецкие инженеры К. Бенц и Г. Даймлер впервые изготовили самоходные машины (автомобили) с двигателями Отто.

В Германии при поддержке правительства в 90-х гг. XIX в. под руководством инженера Р. Дизеля проводились работы с целью создания двигателя с самовоспламенением. Первоначально предполагалось, что мотор будет работать на угольном порошке, в чем крайне заинтересовано немецкое правительство, т. к. запасы угля в Германии значительны, а нефти нет. Однако использование порошкообразного угля приводило к быстрому закоксуыванию форсунок. Поэтому заключительным вариантом двигателя Дизеля в 1897 г. был керосиновый двухтактный мотор с самовоспламенением от сжатого, а значит, сильно разогретого воздуха.

Параллельно с немецкими и французскими инженерами в царской России также велись интенсивные работы над созданием ДВС. В 1885 г. капитан Балтийского флота И. С. Костович разработал и организовал изготовление четырехтактного карбюраторного двигателя мощностью 80 л. с. при массе 240 кг для дирижабля. В 1902 г. на Петербургском заводе Нобеля инженером Г. В. Тринклером впервые создан четырехтактный бескомпрессорный двигатель с самовоспламенением, работавший на сырой нефти, который был самым экономичным мотором того времени.

В начале XX в. с применением легких малогабаритных ДВС окончательно сформировалась основная компоновочная схема самоходной машины, получившая название «классическая» – двигатель впереди, ведущие колеса задние. Тогда же определились основные технические решения по механизмам и системам поршневого ДВС. Это способствовало массовому производству автомобилей, тракторов и другой самоходной техники, суммарный ежегодный выпуск которой в начале XXI в. превысил 60 млн шт. Общий тираж только четырехтактных ДВС составил более 1 млрд. Суммарная мощность двигателей самоходных машин намного превосходит мощность всех электростанций Земли.

Ввиду высокого совершенства и двухтактный, и четырехтактный циклы за прошедшие годы не изменились. Однако конструкции моторов, технологические процессы их производства, мощностные, экономические и экологические показатели значительно улучшились и продолжают совершенствоваться. Это результат напряженного труда ученых, инженеров, руководителей и рабочих различных предприятий, вузов и научно-исследовательских организаций многих стран мира.

Развитие моторостроения сопровождалось не только совершенствованием конструкции и технологии изготовления, но и решением проблем теории рабочего процесса, динамического анализа ДВС и т. п. Так, в 1906 г. профессор В. И. Гриневецкий (1871–1919) предложил метод теплового расчета рабочего цикла двигателя, который положен в основу современной теории ДВС, развитой в дальнейшем российскими и советскими учеными А. Н. Шелестом, Н. Р. Брилингом и др. В Советском Союзе была создана широкая гамма автотракторных, мотоциклетных и других двигателей и организовано их массовое производство на множестве предприятий. Большую известность получили моторы, созданные под руководством В. Я. Климова, В. А. Константинова, А. А. Микулина, Б. С. Стечкина и других видных деятелей [8].

1.3. Рабочие циклы ДВС

На автомобилях, тракторах, строительно-дорожных и боевых машинах наиболее часто применяют четырехтактные двигатели. Первым тактом такого мотора является **впуск** (рис. 1.5, *a*). Свежий заряд за счет насосного действия поршня через открытый впускной клапан заполняет полость цилиндра. Осуществляется смешивание в цилиндре этого заряда с оставшимся некоторым количеством отработавших в предыдущем цикле газов. Также происходит охлаждение днища поршня, стенок цилиндра, головки и свечи зажигания или распылителя форсунки у дизеля.

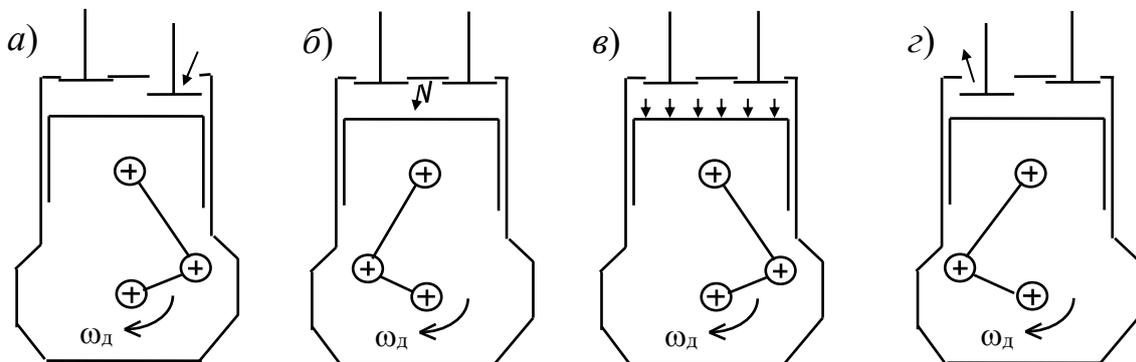


Рис. 1.5. Фазы рабочего цикла четырехтактного ДВС

Впускной клапан открывается с некоторым опережением, т. е. до прихода поршня в ВМТ, что характеризует угол поворота коленчатого вала (ПКВ) $\varphi_{1н}$ (рис. 1.6). Это объясняется желанием, с одной стороны, иметь достаточно большое проходное отверстие клапана в начале такта впуска, с другой стороны, иметь перекрытие клапанов, т. е. совместное открытие впускного и выпускного ($\varphi_{1н} + \varphi_{2к}$) для уменьшения количества остаточных газов в цилиндре и для лучшего охлаждения свечи или форсунки свежим зарядом. Закрытие впускного клапана в современных автотракторных моторах производится значительно позже НМТ (угол $\varphi_{1к}$), что связано с желанием увеличить наполнение цилиндра за счет сил инерции входящего свежего заряда.

Вторым тактом четырехтактного двигателя является **сжатие**. При этом оба клапана закрыты (рис. 1.5, *б*). По мере подхода поршня к ВМТ объем над ним существенно уменьшается, температура и давление увеличиваются. В результате создаются благоприятные условия для быстрого (взрывоподобного) сгорания топлива. Когда поршень находится около ВМТ,

в дизеле начинается подача топлива в цилиндр через форсунку (угол θ_n), а в двигателе с принудительным воспламенением между электродами свечи зажигания проскакивает искра. Затем топливовоздушная смесь воспламеняется и образуется большое количество газов с высокой температурой и давлением.

На третьем такте – *расширении* (рис. 1.5, в), или *рабочем ходе*, газы заставляют перемещаться поршень, увеличивая объем над ним.

Заключительный такт – *выпуск* (рис. 1.5, г). Поршень принудительно выталкивает из цилиндра отработавшие газы через открытый выпускной клапан, который начинает открываться до прихода поршня в НМТ (угол $\varphi_{2н}$), а закрывается уже на такте впуска следующего цикла (угол $\varphi_{2к}$). В период от начала открытия выпускного клапана до НМТ из цилиндра выходит более половины массы газов за счет их избыточного давления.

Связь угла поворота коленчатого вала (положения поршня) с периодами открытого и закрытого состояния клапанов, а также подачей топлива в цилиндр или моментом зажигания иллюстрирует круговая диаграмма, которую называют *фазами газораспределения ДВС* (см. рис. 1.6). В зависимости от типа и назначения двигатель имеет свои фазы газораспределения.

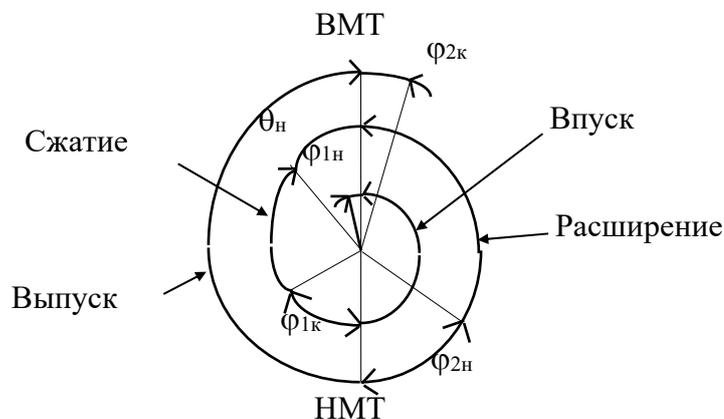


Рис. 1.6. Фазы газораспределения четырехтактного двигателя

На малогабаритной технике, например мотоциклах, часто используют двухтактные двигатели, где ГРМ не клапанный, а золотниковый. Роль золотника, как правило, выполняет сам поршень КШМ (рис. 1.7). Часто у таких двигателей фазы газораспределения симметричны, т. е. $\varphi_{1н} = \varphi_{1к}$, $\varphi_{2н} = \varphi_{2к}$.

Первым тактом двухтактного мотора является расширение (см. рис. 1.7, а). На этом такте давление горючих газов заставляет двигаться поршень. Когда верхняя кромка поршня откроет выпускное отверстие (правое на рис. 1.7, а),

начинается процесс выпуска, и газы вытекают из цилиндра. При дальнейшем движении поршня к НМТ открывается впускное (продувочное) окно (левое на рис. 1.7, *a*), и под действием компрессора свежий заряд начинает заходить в цилиндр.

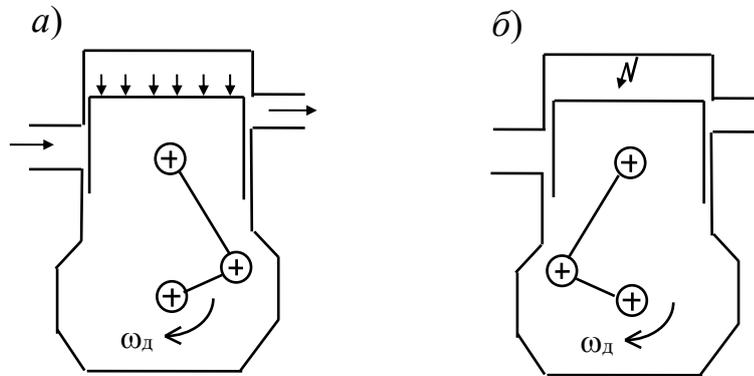


Рис. 1.7. Фазы рабочего цикла двухтактного ДВС

Вторым тактом рабочего цикла двухтактного двигателя является сжатие (см. рис. 1.7, *б*). Поршень движется от НМТ к ВМТ. В начале этого такта продолжают процессы выпуска и впуска, т. к. открыты соответствующие окна в цилиндре. Процесс, при котором одновременно открыты впускные и выпускные окна двухтактного двигателя, называется **продувкой**. При дальнейшем движении поршня к ВМТ закрываются указанные окна, и начинается процесс сжатия, в конце которого осуществляется воспламенение топливовоздушной смеси.

Диаграмма фаз газораспределения двухтактного ДВС показана на рис. 1.8.

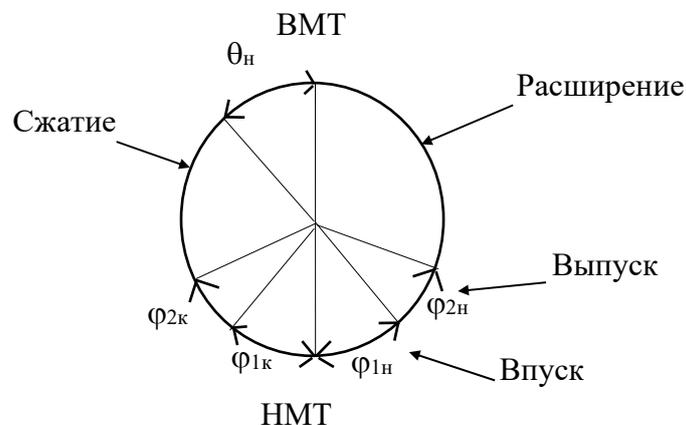


Рис. 1.8. Фазы газораспределения двухтактного двигателя

Некоторые быстроходные двигатели с принудительным воспламенением являются шеститактными. В этих моторах после такта сжатия не происходит воспламенение топлива, а осуществляется такт расширения. Затем опять следует такт сжатия, и только после него производится воспламенение и рабочий ход. Дополнительные такты расширения и сжатия служат для получения гомогенной (равномерно перемешанной) топливо-воздушной смеси в цилиндре, что способствует лучшему ее сгоранию.

1.4. Требования к двигателям самоходных машин

Помимо общих требований, предъявляемых к любому элементу самоходной машины, – малые масса и габариты, достаточно большой срок службы (не менее 10 тыс. моточасов), к двигателям предъявляют ряд специфических претензий:

1) необходимый уровень номинальной (максимальной) мощности для данной модели машины N_n , кВт;

2) необходимые параметры скоростных характеристик (номинальная угловая скорость коленчатого вала ω_n , коэффициент запаса крутящего момента k_M , угловая скорость коленчатого вала при максимальном крутящем моменте ω_M , минимальная устойчивая угловая скорость холостого хода коленчатого вала $\omega_{х.х}^{\min}$, степень неравномерности регуляторной характеристики δ_p и ряд других);

3) высокая экономичность, т. е. возможность работы с минимальными удельными расходами топлива g_e и масла g_m в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов;

4) низкая токсичность отработавших газов по всем вредным компонентам (СО, СН, NO_x, твердые частицы);

5) низкая шумность работы (<85 дБА);

6) легкий запуск как в холодном, так и в прогретом состоянии при температуре окружающего воздуха от –60 °С до +70 °С;

7) технологичность конструкции, обеспечивающая достаточно низкую себестоимость изготовления, ремонта и утилизации;

8) высокая надежность, т. е. бесперебойная работа в течение установленного нормативными документами периода на всех эксплуатационных режимах без вынужденных остановок, снижения мощности, экономичности и экологичности;

9) минимизация вибрации, передаваемой на несущую систему машины, а также крутильных колебаний, передаваемых на трансмиссию;

- 10) полная безопасность при управлении и обслуживании;
- 11) полная автоматизация работы механизмов и систем;
- 12) возможность ручного регулирования (ручного управления) скоростного режима от $\omega_{x.x}^{\min}$ до $\omega_{x.x}^{\max}$;
- 13) возможность использования в качестве вспомогательного тормоза;
- 14) высокая скорость маневрирования, т. е. способность достаточно быстро переходить с одного режима работы на другой.

1.5. Параметры и оценочные показатели двигателей

Основные параметры поршневого ДВС:

- число цилиндров i (обычно на самоходных машинах применяют моторы, имеющие $i = 2; 4; 6; 8; 12$, реже – $i = 1; 3; 5; 10$);
- диаметр цилиндра D (для самоходных машин $32 < D < 210$ мм, где при малых диаметрах детали, образующие камеру сгорания, переохлаждаются, что затрудняет запуск и увеличивает токсичность, а при больших D поршень и головка цилиндра перегреваются);
 - ход поршня S (расстояние от ВМТ до НМТ);
 - отношение хода поршня к диаметру цилиндра S/D (обычно применяют КШМ, имеющие $0,8 < (S/D) < 1,4$, но более предпочтительны короткоходные КШМ, имеющие $S/D < 0,8$, т. к. при этом уменьшаются высота ДВС, средняя скорость поршня $v_{п.ср}$ и аэродинамические потери при впуске, увеличивается жесткость КШМ);
 - рабочий объем цилиндра V_h (объем между ВМТ и НМТ);
 - полный объем цилиндра $V_a = V_h + V_c$, где V_h – объем камеры сгорания, т. е. объем над поршнем, когда он находится в ВМТ;
 - степень сжатия $\varepsilon = V_a/V_c$ (для современных ДВС с принудительным воспламенением $\varepsilon = 9...12$, для дизелей $\varepsilon = 13...25$);
 - коэффициент длины шатуна $\lambda_{ш} = R/l_{ш} = 0,2...0,3$, где R – радиус кривошипа коленчатого вала; $l_{ш}$ – длина шатуна (чем короче шатун, тем компактнее двигатель, лучше условия наполнения цилиндра свежим зарядом за счет большей продолжительности нахождения поршня около НМТ, но больше боковая сила F_N , действующая от поршня на цилиндр).

Основные оценочные показатели ДВС:

- номинальная мощность N_N , л. с. (1 л. с. = 0,735 кВт);
- номинальная частота вращения коленчатого вала n_N , об/мин, или угловая скорость ω_N , рад/с ($\omega = \pi n/30$);

- максимальный крутящий момент M_{\max} , Н·м или кгс·м (обычно в расчетах применяют соотношение $1 \text{ кгс}\cdot\text{м} = 10 \text{ Н}\cdot\text{м}$);
- частота вращения при максимальном крутящем моменте n_M ;
- коэффициент запаса крутящего момента (коэффициент приспособляемости по крутящему моменту), который вычисляется как $k_M = M_{\max} / M_N$ и равен $1,05 \dots 1,5$, где $M_N = N_H / \omega_N$ – крутящий момент при номинальной мощности (чем больше k_M , тем проще трансмиссия машины, меньше динамические нагрузки и лучше топливная экономичность). Моторы с $k_M > 1,25$ называют двигателями постоянной мощности (ДПМ) [10];
- среднее эффективное давление в цилиндре p_e , МПа (для современных ДВС без наддува $p_e = 0,4 \dots 0,9$ МПа, с наддувом $p_e = 1,0 \dots 2,5$ МПа);
- часовой расход топлива G_T , кг/ч;
- часовой расход воздуха G_B , кг/ч;
- удельный эффективный расход топлива g_e , г/(кВт·ч); $g_e = G_T / N$ (лучшие модели современных автомобильных дизелей имеют минимальные удельные расходы топлива $g_e^{\min} \approx 180 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$);
- удельный расход масла g_M , г/(кВт·ч); $g_M = G_M / N$ или $g_{M\%}$, %; $g_{M\%} = 100 G_M / G_T$, который показывает качество изготовления и степень износа двигателя (для новых моторов $g_{M\%} < 0,4$ %);
- литровая мощность N_L , л. с./л; $N_L = N_H / (iV_h)$;
- массовая мощность N_m , л. с./кг; $N_m = N_H / m$, где m – масса мотора;
- поршневая мощность N_{Π} , л. с./дм²; $N_{\Pi} = N_H / (iA_{\Pi})$, где A_{Π} – площадь поршня.

Указанные удельные мощности (N_L , N_m , N_{Π}) и p_e позволяют оценить степень форсирования двигателя, т. е. совершенство его конструкции с точки зрения компактности, материалоемкости и напряженности (силовой и тепловой). У нефорсированных моторов $N_{\Pi} < 20$ л. с./дм², а высокофорсированных $N_{\Pi} > 60$ л. с./дм². Форсирование является основным способом получения легких малогабаритных двигателей. При этом увеличивается тепловая и динамическая напряженность деталей, что может снизить ресурс.

Существует три способа форсирования ДВС:

- 1) увеличением ω_N посредством выбора соответствующих фаз газораспределения и настроек топливной аппаратуры;
- 2) увеличением M_N посредством повышения цикловых подач топлива g_T и воздуха g_B ;
- 3) комбинацией первых двух способов.

Номинальную мощность мотора можно определить по зависимости

$$N_{\text{н}} = \frac{i V_h p_{eN} \omega_N}{\pi \tau}, \quad (1.1)$$

где τ – коэффициент тактности (для двухтактных моторов $\tau = 1$, для четырехтактных $\tau = 2$).

Одно из выражений, по которому оценивают максимальный КПД двигателя,

$$\eta_{\text{max}} = \frac{3600}{g_e^{\text{min}} H_u}, \quad (1.2)$$

где H_u – низшая теплота сгорания топлива, кДж/г (для бензина $H_u = 44$, для дизельного топлива $H_u = 42,5$).

2. ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВС

2.1. Четырехтактные ДВС

Преимущественное распространение на самоходных машинах получили четырехтактные многоцилиндровые поршневые и комбинированные ДВС. Причем в течение всего XX в. прослеживалась тенденция к дизелизации наземного транспорта, т. е. увеличение количества дизелей в общей совокупности моделей: сначала тракторов и комбайнов, затем тяжелых грузовых автомобилей и в конечном счете малотоннажных, легковых машин и автобусов. Это обуславливается, прежде всего, лучшей топливной экономичностью дизелей по сравнению с двигателями с принудительным воспламенением. Например, минимальные удельные расходы топлива у карбюраторных моторов $g_e^{\min} = 320...350$ г/(кВт·ч) и более. Даже у двигателей с впрыском, но с принудительным воспламенением этот показатель находится в диапазоне 240...300 г/(кВт·ч). К тому же дизели обладают свойством многотопливности, т. е. способны работать не только на дизельном топливе, но и на бензине, керосине, растительном масле и др. Они менее токсичны по некоторым вредным компонентам отработавших газов, но при этом более тяжелы и, как правило, дороги [9].

Чтобы в комплексе оценить сложность современного мотора, достаточно рассмотреть рис. 2.1, на котором показана компоновка дизеля.

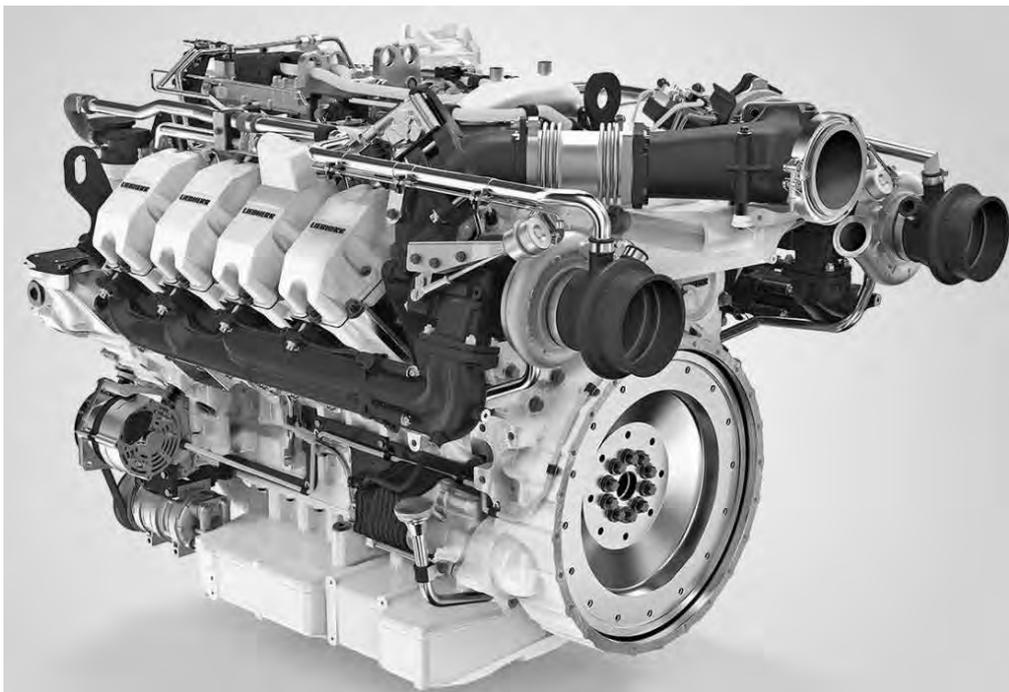


Рис. 2.1. Компоновка четырехтактного мощного дизеля

2.1.1. Механизмы двигателей

Кривошипно-шатунный механизм предназначен для преобразования поступательного движения поршня во вращательное движение маховика и наоборот. Причем на трех тактах (впуск, сжатие и выпуск) происходит преобразование вращательного движения, т. е. кинетической энергии, аккумулируемой в основном маховиком, в поступательное движение поршня и только на такте расширения, наоборот, поступательное движение поршня превращается во вращение коленчатого вала и маховика.

КШМ состоит из неподвижных и подвижных деталей.

К основным неподвижным элементам КШМ относят цилиндр, головку и картер. Внутренняя поверхность цилиндра является направляющей для поршня. Головка служит крышкой для рабочей полости цилиндра. Картер используется в качестве опор для коленчатого вала и совместно с масляным картером (поддоном) является резервуаром для смазочного материала. К неподвижным деталям двигателя также относятся различные крышки, прокладки, картер маховика и др.

Базовой, наиболее сложной и дорогостоящей деталью многоцилиндрового двигателя является блок цилиндров. Это отливка, объединяющая несколько цилиндров. Для увеличения жесткости корпусных частей мотора, уменьшения массы и себестоимости часто в одной отливке объединяют блок цилиндров и картер. В этом случае такая деталь называется блок-картером. Она выполняет функции несущей конструкции двигателя, т. е. воспринимает все нагрузки, действующие в моторе, – силы от давления газов, силы инерции поступательно движущихся и вращающихся масс, температурные. Иногда для уменьшения боковых сил, действующих от поршня на цилиндр, делают некоторое смещение оси цилиндра относительно вертикальной оси коленчатого вала. Такой КШМ называют дезаксиальным.

Принятая компоновочная схема двигателя (расположение цилиндров) определяет конструкцию блок-картера. В зависимости от назначения самоходной машины используется та или иная компоновочная схема мотора. Для мобильных машин применяют ДВС:

- 1) однорядные с положением цилиндров: вертикально (рис. 2.2, а); горизонтально (рис. 2.2, б); наклонно (рис. 2.2, в);
- 2) двухрядные: V-образные (рис. 2.2, г); оппозитные (рис. 2.2, д).

Например, на легковых автомобилях наибольшее применение находят рядные наклонные ДВС, что обеспечивает снижение высоты капота. На автобусах для понижения уровня пола салона предпочтительны горизон-

тальные и оппозитные моторы. На тракторах, строительно-дорожных и грузовых машинах чаще применяют рядные вертикальные и V-образные.

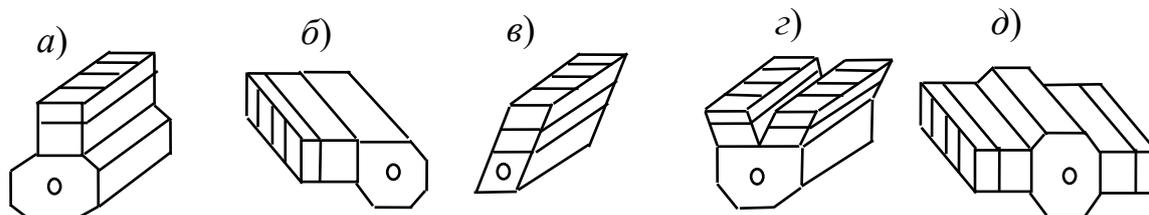


Рис. 2.2. Компоновочные схемы ДВС самоходных машин

По конструктивному исполнению различают несущие системы двигателей:

- 1) с несущим блоком цилиндров (ВАЗ, VW ...);
- 2) с несущими рубашками (ММЗ, ЯМЗ, ЗМЗ ...);
- 3) с несущими шпильками (В-2, МеМЗ-968, Д-144 ...).

В конструкциях несущих систем моторов первого типа отсутствуют вставные так называемые *мокрые* гильзы. Хотя для увеличения износостойкости цилиндров могут применяться короткие *сухие* гильзы (ВАЗ-2101). Такие блок-картеры (рис. 2.1 и 2.3, а) имеют наибольшую жесткость и наименьшую массу при прочих равных условиях. Однако для их отливки требуется дорогостоящая оснастка, в частности вымываемые стержни.

Для упрощения отливки блок-картера двигателя с жидкостным охлаждением часто используют вставные *мокрые* гильзы (рис. 2.3, б–2.5). Такие гильзы уплотняются кольцами снизу и сверху. В этом случае пространство между гильзами цилиндров и стенками блок-картера (рубашками) заполняется циркулирующей охлаждающей жидкостью.

На рис. 2.3 отражены базовые неподвижные детали двигателей ВАЗ-2105 и ЗМЗ-53. Данные моторы являются карбюраторными и имеют несущие системы первого и второго типов соответственно.

На рис. 2.4 показаны неподвижные детали дизеля СМД-60 трактора Т-150. Этот шестицилиндровый V-образный мотор имел блок-картер с вставными *мокрыми* гильзами (как ЗМЗ-53). Слева на рис. 2.4 (впереди мотора) видна крышка распределительных шестерен, справа – картер маховика, сверху – головка левого ряда цилиндров, снизу – крышки средних коренных подшипников коленчатого вала.

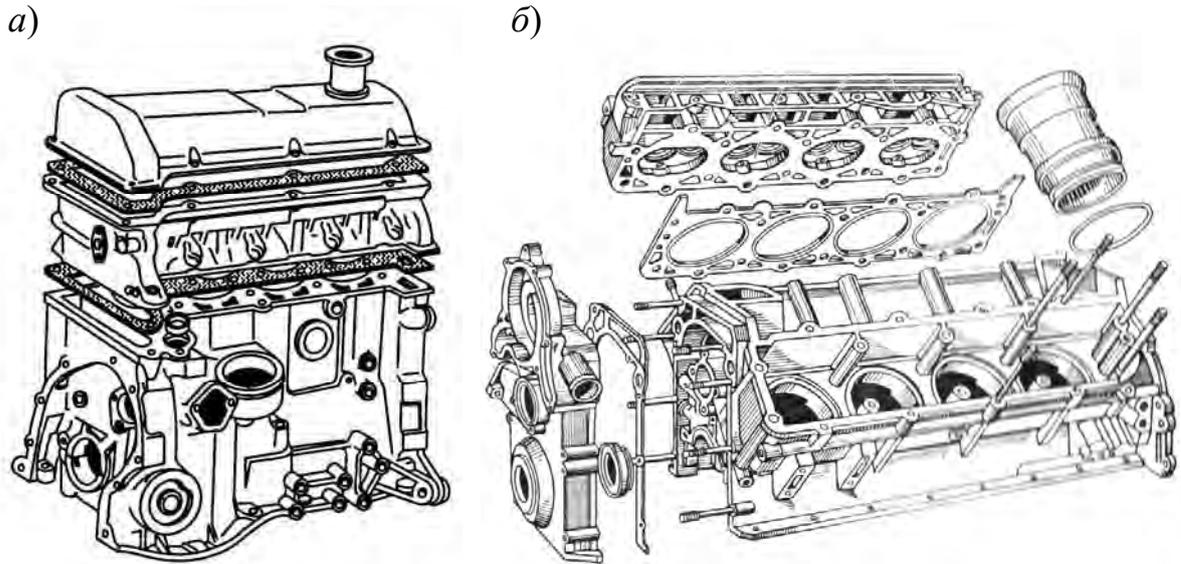


Рис. 2.3. Неподвижные детали двигателей: *а* – ВАЗ-2105; *б* – ЗМЗ-53

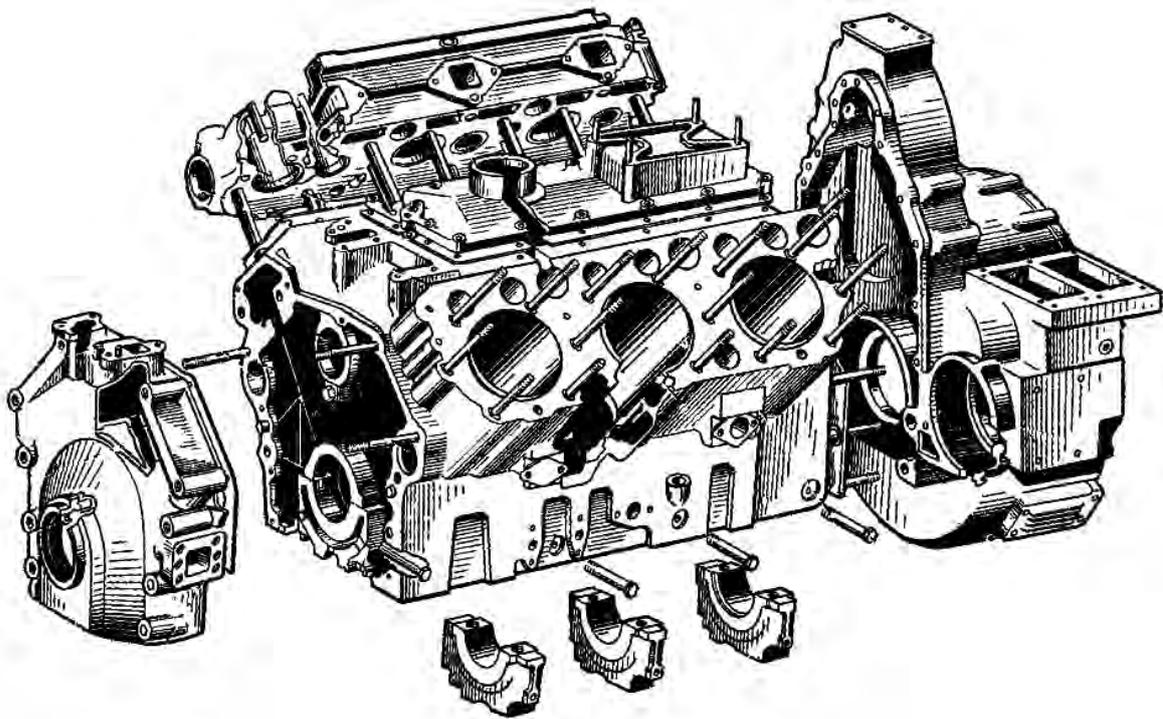


Рис. 2.4. Неподвижные детали дизеля СМД-60

Несущие системы двигателей третьего типа имеют блок цилиндров и картер в виде отдельных деталей, которые соединяются вместе с головкой с помощью длинных шпилек, ввернутых в картер. Такую конструкцию используют на крупногабаритных моторах, например В-2 (рис. 2.5), и ДВС с воздушным охлаждением (МеМЗ-968, Д-144). Жесткость данной конструкции наименьшая.

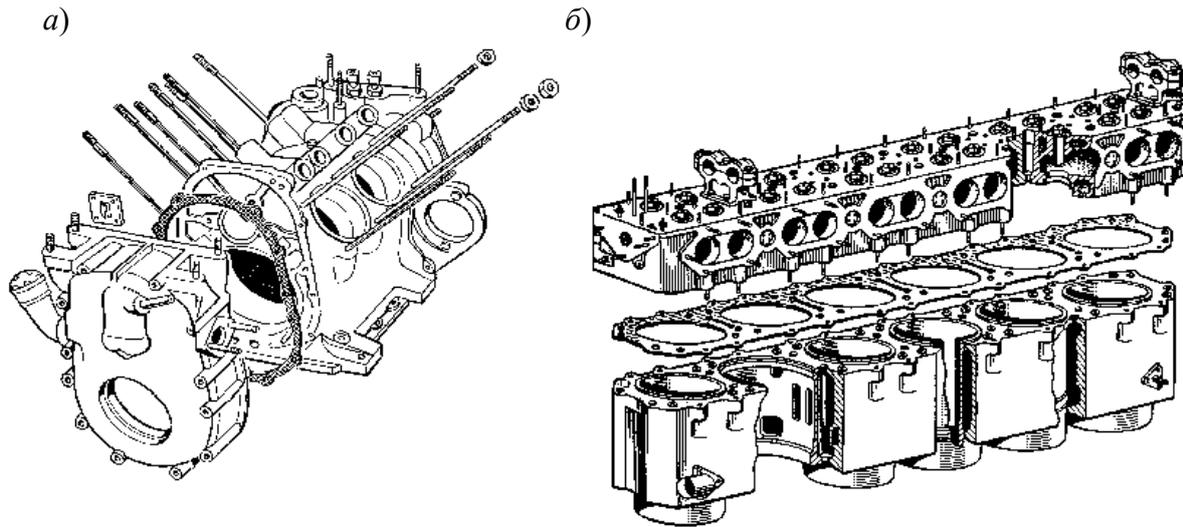


Рис. 2.5. Несущие системы моторов: *а* – картер MeM3-968 тоннельного типа; *б* – блок цилиндров с головкой дизеля В-2

На двигателях самоходных машин применяют два типа картеров:

- 1) с разъемными крышками коренных подшипников коленчатого вала (см. рис. 2.3 и 2.4);
- 2) без разъемных коренных подшипников коленчатого вала, т. е. так называемый картер тоннельного типа (см. рис. 2.1 и 2.5, *а*).

Тоннельный картер используется довольно редко. Однако жесткость такой конструкции наибольшая, материалоемкость наименьшая, но сложность отливки несколько выше в сравнении с первым и вторым типами.

Основными подвижными деталями КШМ являются: поршни с кольцами и поршневыми пальцами; шатуны; коленчатый вал с подшипниками; маховик. Эти детали образуют так называемый КШМ тронкового типа.

На рис. 2.6 и 2.7 показаны подвижные детали КШМ дизеля СМД-60 и двигателя с принудительным воспламенением ЗИЛ-130.

Одной из наиболее сложных подвижных деталей КШМ является коленчатый вал. Он состоит из коренных (опорных) и шатунных шеек, которые соединяются щеками. Для разгрузки коренных опор от неуравновешенных сил инерции на продолжении щек часто делают противовесы. Они могут отливаться или штамповаться вместе со щеками или быть прицепными, т. е. присоединяться к щеке болтами или шпильками с гайками.

В задней части коленчатого вала имеется фланец для крепления маховика, а в передней части – так называемый носок (хвостовик) для крепления ведущей шестерни (звездочки или зубчатого шкива) привода газораспределительного механизма, шкива или шкивов привода вентилятора системы охлаждения, генератора, компрессора, насоса гидроусилителя и других систем. Коленчатые валы некоторых моделей самоходных машин

имеют шестерни привода механизмов в своей средней части. Например, на четырехтактном четырехцилиндровом рядном моторе мотоцикла *Yamaha FZR1000* звездочка привода ГРМ расположена на коренной шейке между вторым и третьим цилиндрами.

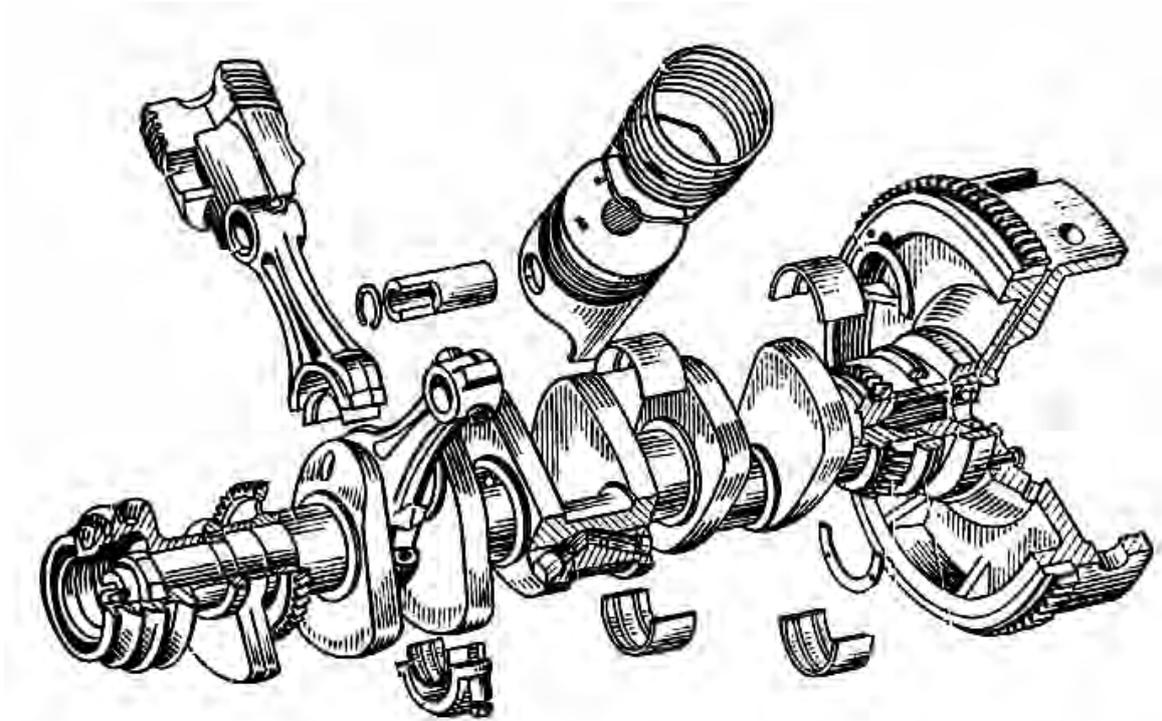


Рис. 2.6. Подвижные детали КШМ дизеля СМД-60

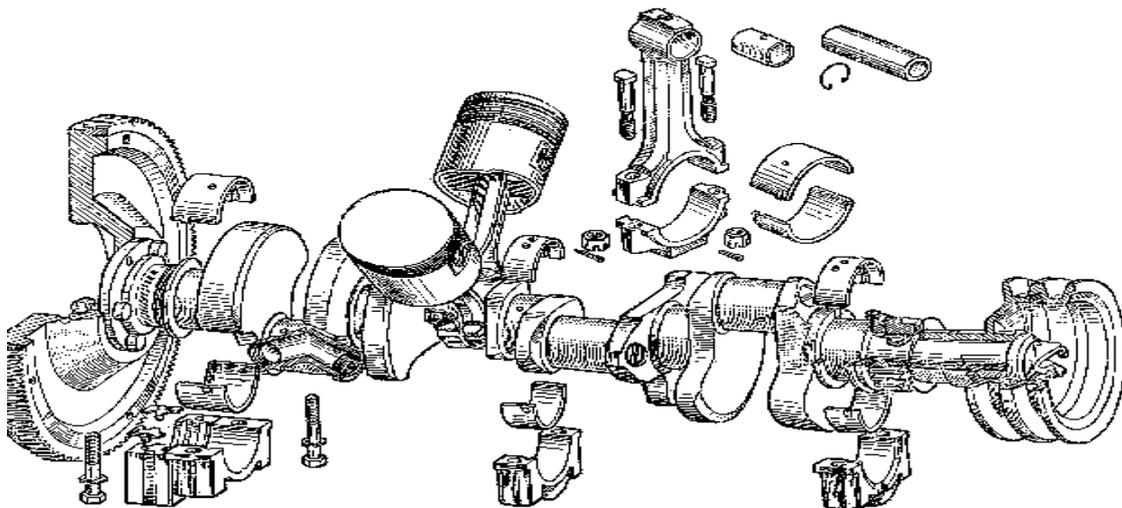


Рис. 2.7. Подвижные детали КШМ карбюраторного двигателя ЗИЛ-130

Внутри коленчатого вала выполняют сверления для подвода масла к подшипникам скольжения, а также для улавливания грязи.

Если применяется картер с разъемными коренными опорами, то коленчатый вал называется подвесным. В нем используются подшипники скольжения в качестве шатунных и коренных, которые выполняют в виде стальных вкладышей с антифрикционным покрытием и специальными отгибами (выступами) для предотвращения проворота. При тоннельном картере коленчатый вал вставляется спереди или сзади, а его коренные подшипники могут быть неразъемными (см. рис. 2.1 и 2.8), например подшипниками качения (шариковыми или роликовыми), которые используют как на малогабаритных двухтактных карбюраторных моторах, так и на мощных четырехтактных дизелях, например ЯМЗ-240.

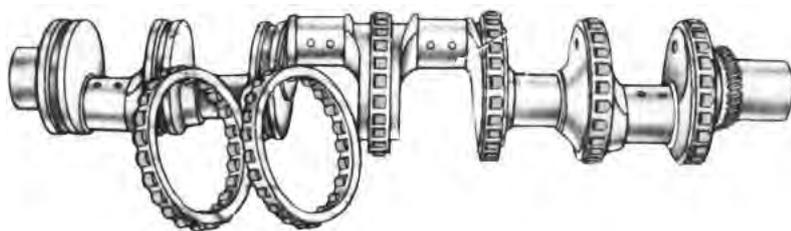


Рис. 2.8. Коленчатый вал дизеля ЯМЗ-240

На коленчатый вал могут воздействовать, помимо радиальных, значительные осевые силы, например при выключении сцепления или экстренном торможении. Для восприятия этих сил предусматривается упорный подшипник, часто выполняемый в

виде полушайб, устанавливаемых на одной из коренных шеек.

Маховик является элементом КШМ, системы запуска и трансмиссии. В кривошипно-шатунном механизме он выполняет функции аккумулятора кинетической энергии, которая накапливается подвижными деталями во время рабочего хода и отдается при других тактах. Момент инерции маховика J_m составляет 80 %...90 % от приведенного к оси коленчатого вала суммарного момента инерции всех подвижных деталей поршневого двигателя. На маховике имеется зубчатый венец, с которым зацепляется во время запуска шестерня привода стартера или пускового двигателя. В трансмиссии маховик ДВС выполняет функции ведущего элемента. Он сглаживает колебания крутящего момента и угловой скорости при работе мотора. К торцовой поверхности маховика прижимается ведомый диск сцепления (при его наличии).

Шатун предназначен для шарнирной связи поршня с коленчатым валом. Основными элементами шатуна являются нижняя (кривошипная), верхняя (поршневая) головки и их связывающий стержень. Ввиду того, что шатун находится в сложном напряженном состоянии от сжатия/растяжения и изгиба, его стержень имеет двутавровое поперечное сечение. Нижнюю головку, т. е. ту, которая взаимодействует с коленчатым валом, как правило, делают разъемной для обеспечения сборки с неразборным коленчатым

валом. При этом плоскость разъема может находиться не под прямым углом к оси стержня, что довольно часто делается на V-образных моторах для обеспечения возможности сборки двигателя со стороны головки блока. В верхнюю головку шатуна часто запрессовывают втулку из антифрикционного материала, к которой может подводиться смазка по каналу в стержне шатуна. В некоторых конструкциях (ВАЗ-2108) в верхнюю головку непосредственно запрессовывается поршневой палец при сборке поршня с шатуном. В этом случае нет необходимости в антифрикционной втулке и в стопорных кольцах пальца.

Поршневой палец выполняют в виде толстостенной трубки. Он является элементом верхнего (поршневого) шарнира КШМ, обеспечивающего связь шатуна с поршнем. Если палец имеет возможность проворачиваться и в верхней головке шатуна, и в поршне, то такой палец называется плавающим. От осевого смещения он фиксируется в поршне стопорными кольцами.

Одной из наиболее сильно нагруженных деталей КШМ является поршень, который выполняет функции подвижной стенки камеры сгорания. Днище поршня совместно с цилиндром и головкой образует поверхность, отделяющую газ (рабочее тело) от внешней среды.

Конструктивно поршень выполняется в виде перевернутого стакана, в средней части которого имеются утолщения, называемые бобышками (рис. 2.9). Они служат для шарнирного соединения с шатуном посредством поршневого пальца, т. е. являются подшипниками скольжения.

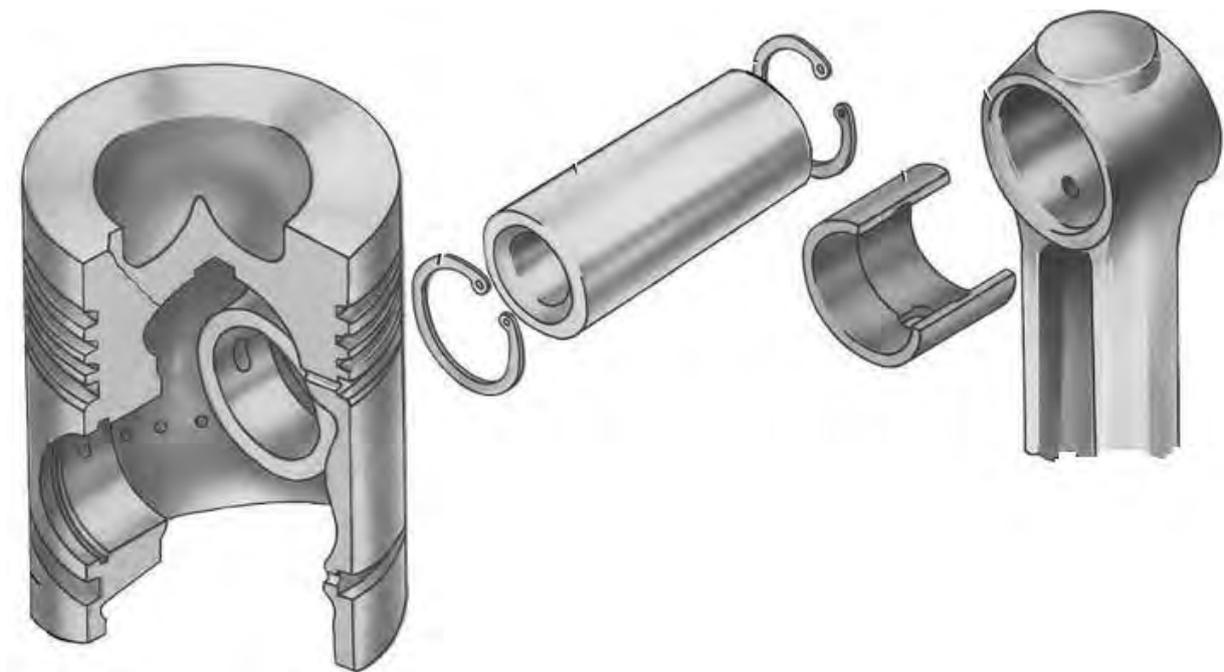


Рис. 2.9. Поршень с плавающим пальцем и верхней головкой шатуна дизеля

Часть поршня, расположенная выше бобышек, называется головкой, а ниже – юбкой. Головка поршня является его уплотняющей частью, а юбка – направляющей.

В головке поршня имеются кольцевые канавки для установки в них поршневых колец. Вверху размещаются компрессионные (уплотнительные) кольца, а внизу – маслосъемные. На поршне двигателя самоходной машины обычно устанавливается от двух до четырех компрессионных колец и одно маслосъемное, которое часто делается составным, т. е. имеющим два тонких кольца-сегмента с осевым и радиальным расширителями (пружинами). В канавке под маслосъемное кольцо выполняют радиальные отверстия для отвода излишков масла. В малоразмерных двухтактных моторах, например мотоциклетных, маслосъемные кольца часто не предусматривают.

В днище поршня дизеля с непосредственным впрыском топлива выполняется камера сгорания (см. рис. 2.6). У двигателей с принудительным воспламенением днище поршня, как правило, плоское (см. рис. 2.7), иногда с фрезеровками для исключения касания его тарелками клапанов. Ранее в юбке поршня делали вырезы (осевые, наклонные, Т-образные) для обеспечения равномерного деформирования при нагреве, а значит, для исключения заклинивания поршня в цилиндре. В настоящее время с этой целью в юбку вплавляют кольцевые или сегментные вставки из сплава с малым коэффициентом расширения. Также для лучшего уплотнения и исключения заклинивания поршень часто имеет эллиптические поперечное и продольное сечения. Для облегчения поршня иногда его юбку делают не в виде правильного цилиндра, а неправильной формы, имеющей большую длину в плоскости качания шатуна. На некоторых моделях двигателей юбка поршня вообще отсутствует.

Газораспределительный механизм предназначен для своевременного сообщения полости цилиндра с впускными и выпускными каналами (трубопроводами) двигателя.

В ДВС применяют клапанные, золотниковые или комбинированные ГРМ. Четырехтактные моторы самоходных машин имеют исключительно клапанные газораспределительные механизмы. Основными элементами такого ГРМ являются: клапаны с возвратными пружинами; распределительный (кулачковый) вал; механизм привода распределительного вала; детали привода от распределительного вала к клапанам (толкатели, штанги, одно- или двуплечие рычаги с их валиками и др.).

Клапан является финишным элементом ГРМ и предназначен для сообщения полости цилиндра согласно фазам газораспределения с соответствующим каналом, т. е. одноименным данному клапану. В остальное время рабочего цикла клапан должен надежно изолировать полость

цилиндра от соответствующего канала, что обеспечивается возвратной пружиной. Часто применяют две пружины на клапан, причем с навивкой в разные стороны. Это необходимо для обеспечения работоспособности клапана в случае поломки пружины. Распределительный вал служит для преобразования вращательного движения в поступательное. При набегании кулачка распределительного вала на толкатель последний воспринимает значительные боковые нагрузки и передает их корпусным деталям, а осевые усилия следующим за ним подвижным деталям ГРМ, которые, преодолевая силы пружин, открывают клапан. Стержень клапана и толкатель находятся в направляющих антифрикционных втулках.

Работа газораспределительного механизма и КШМ строго синхронизирована посредством механизма привода ГРМ от коленчатого вала, т. е. вполне определенному положению поршня в цилиндре должно соответствовать строго определенное положение клапанов или иных органов газораспределения. Если ДВС четырехтактный, то распределительный вал имеет угловую скорость в 2 раза меньше по сравнению с коленчатым, т. к. за полный рабочий цикл (два оборота коленчатого вала) распределительный вал должен сделать только один оборот. При двухтактном ДВС угловые скорости валов КШМ и ГРМ одинаковы.

Различают ГРМ:

- с нижним расположением клапанов, когда стержень клапана расположен ниже тарелки, а сами клапаны устанавливаются в блоке цилиндров (рис. 2.10 и 2.11);
- с верхним расположением клапанов, когда стержень клапана находится выше тарелки и клапаны устанавливаются в головке блока цилиндров (рис. 2.12 и 2.13).

В современных ДВС самоходных машин чаще применяют ГРМ с верхним расположением клапанов, т. к. это позволяет получить компактную камеру сгорания, меньшие тепловые и газодинамические потери, а значит, лучшие показатели двигателя.

Распределительный вал может располагаться в блок-картере (см. рис. 2.10–2.13, *а*) или в головке блока (см. рис. 2.1, 2.13, *б–г*–2.15). В последнем случае упрощается привод от распределительного вала к клапанам, уменьшаются силы инерции, но увеличивается расстояние от оси вращения коленчатого вала до оси распределительного, что увеличивает высоту мотора и может усложнить привод ГРМ от коленчатого вала. Последний вариант, как правило, используют на высокоскоростных двигателях, хотя иногда применяют и на других.

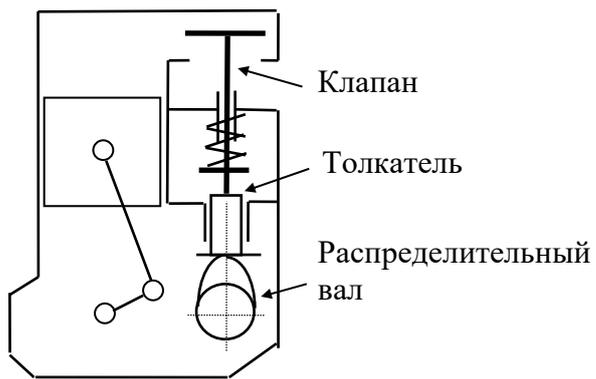


Рис. 2.10. Схема ГРМ с нижним расположением клапанов

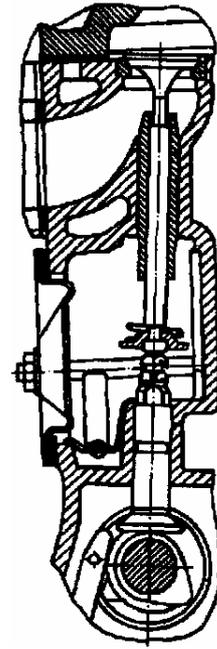


Рис. 2.11. ГРМ ГАЗ-51

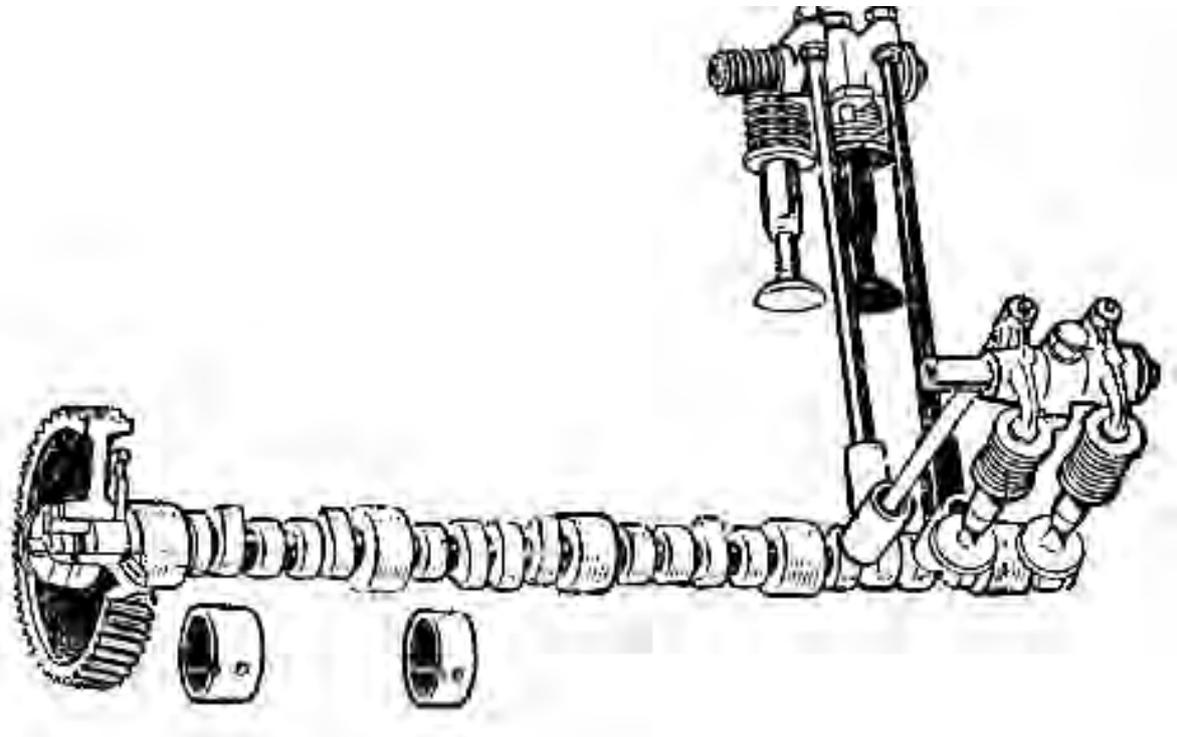


Рис. 2.12. ГРМ V-образного восьмицилиндрового ДВС

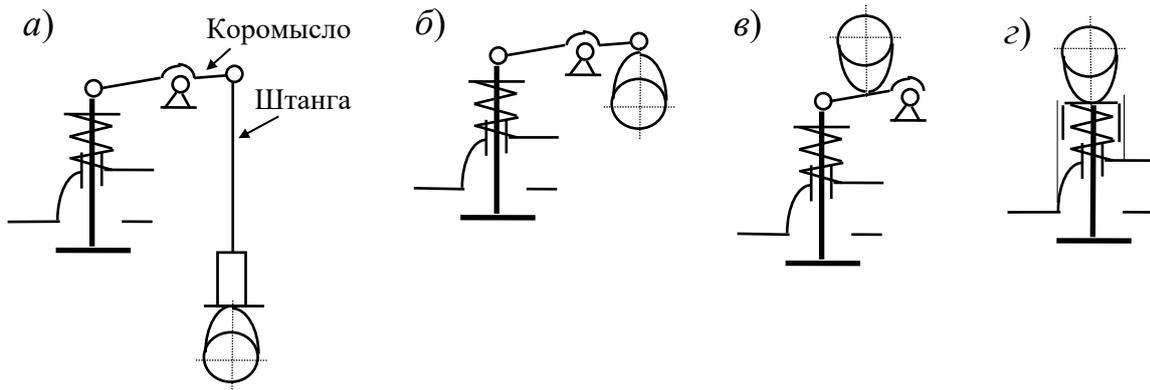


Рис. 2.13. Схемы ГРМ с верхним расположением клапанов

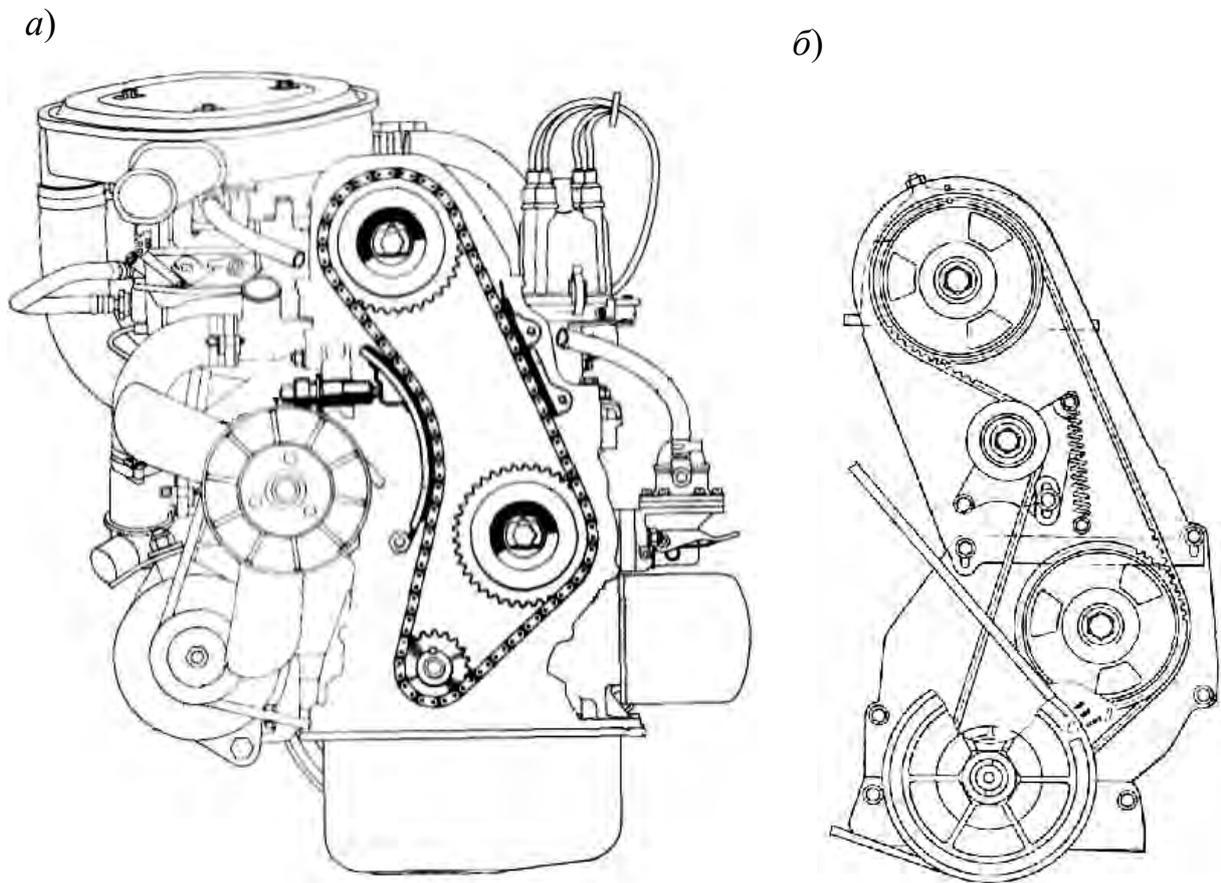


Рис. 2.14. Привод распределительного вала, расположенного в головке: *а* – цепная передача – ВАЗ-2101; *б* – передача зубчатым ремнем – ВАЗ-2105

При верхнем расположении распределительного вала его привод может осуществляться с помощью шестеренной передачи (В-2...), цепной передачи (ВАЗ-2101...) или зубчатым ремнем (ВАЗ-2105...). В последних двух случаях

этот привод имеет два специальных устройства: в свободной ветви цепи или ремня – натяжитель, а в рабочей (натянутой) ветви – успокоитель.

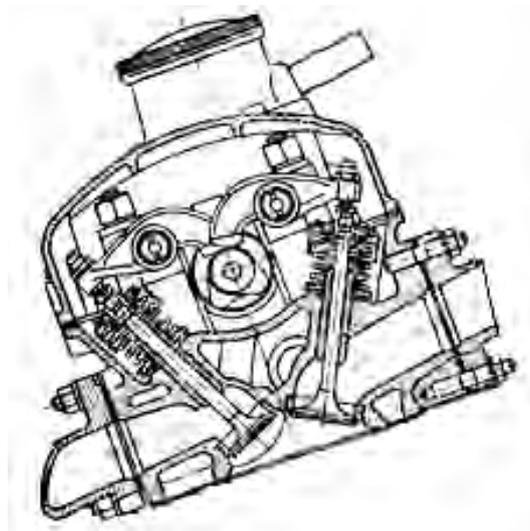


Рис. 2.15. ГРМ автомобиля «Москвич-412» (он же *BMW*)

Так как детали ГРМ и корпусные детали двигателя выполняются из различных материалов, имеют различные размеры и массу, то по мере прогрева работающего двигателя они расширяются в разной степени. Чтобы обеспечить плотную посадку клапана в седле при любых режимах работы, предусматривается нормированный тепловой зазор в приводе каждого клапана. Обычно он составляет десятые доли миллиметра и регулируется в соответствии с инструкцией завода-изготовителя. Существуют моторы, где данный зазор регулируется автоматически с помощью так называемых гидрокompенсаторов (рис. 2.16) или иных устройств, а также модели моторов, где привод клапанов производится не с помощью распределительного вала, а посредством электромагнитов. Но в этом случае требуется довольно сложная система их электропитания.

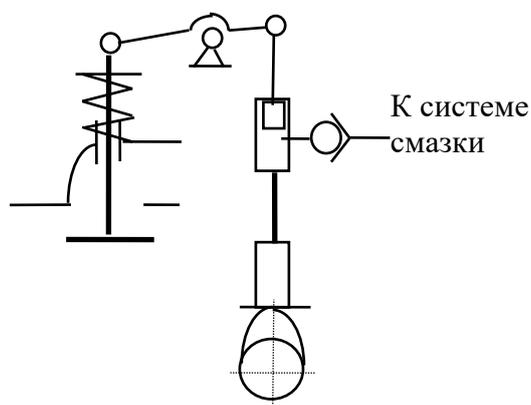


Рис. 2.16. Схема ГРМ с гидрокompенсатором теплового зазора

2.1.2. Системы двигателей

Система питания предназначена для своевременной подачи в цилиндр двигателя соответствующим образом подготовленного топлива и воздуха и выпуска соответствующим образом обработанных отработавших газов. Понятие «соответствующим образом подготовленного топлива и воздуха» подразумевает следующее:

- 1) их очистку от твердых частиц, а топлива еще и от воды;
- 2) при наличии компрессора – сжатие воздуха и, возможно, его охлаждение;
- 3) глушение шума на впуске;
- 4) в дизеле – сжатие и тонкое распыление топлива в цилиндре;
- 5) точное дозирование масс топлива и воздуха, подаваемых в цилиндр.

Обработка отработавших газов после выпуска их из цилиндра заключается в относительно плавном уменьшении давления для снижения шума и в уменьшении концентрации вредных компонентов.

Данная система весьма существенно влияет на большинство показателей мотора. Регулирование его мощности при эксплуатации осуществляется именно за счет изменения параметров системы питания – цикловых подач топлива и воздуха в цилиндры.

Система питания ДВС состоит из трех подсистем:

- 1) подачи топлива;
- 2) подачи воздуха;
- 3) выпуска отработавших газов.

Для двигателей с принудительным воспламенением применяют:

- 1) карбюраторные системы подачи топлива;
- 2) системы с впрыском топлива, которые подразделяют на:
 - а) системы с впрыском во впускной коллектор (распределенный по цилиндрам, т. е. через несколько форсунок, или моновпрыск);
 - б) системы с непосредственным впрыском в цилиндры на впуске.

Последний указанный тип систем (*D-Jetronic*) применяли с 1954 г. на легковых автомобилях *MB-300SL*. Такие системы обеспечивают различную концентрацию паров топлива в камере сгорания. Например, в объеме около свечи зажигания создаются наилучшие условия для воспламенения, а в других объемах практически нет топлива. Отсюда их второе название – **системы с расслоением заряда**. Такие системы сложны и дороги, но с их помощью можно получить моторы, не уступающие дизелям по экономичности.

Система подачи топлива карбюраторного ДВС самоходной машины (рис. 2.17) включает следующие основные элементы: 1 – топливный бак с трубопроводами; 2 – бензонасос; 3 – топливные фильтры; 4 – карбюратор.

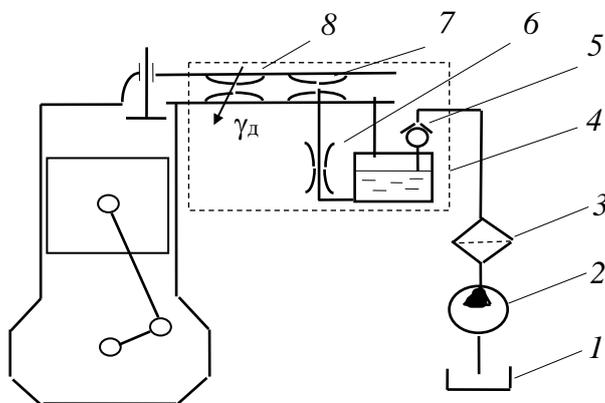


Рис. 2.17. Схема системы подачи топлива карбюраторного двигателя

Бензонасос 2, как правило, диафрагменного типа (рис. 2.18 и 2.19) приводится от эксцентрика, расположенного на распределительном или ином валу. Под действием этого насоса бензин засасывается из бака 1 (см. рис. 2.17) и через фильтр 3 и обратный (игольчатый) клапан 5 подается в поплавковую камеру карбюратора, откуда через топливный дроссель 6 попадает в воздушный диффузор 7 за счет насосного (эжекционного) эффекта, проходящего через диффузор воздуха. При этом топливо испаряется и смешивается с воздухом.

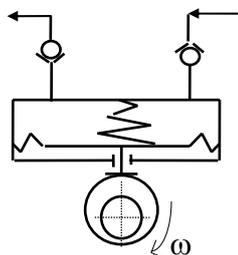


Рис. 2.18. Схема бензонасоса

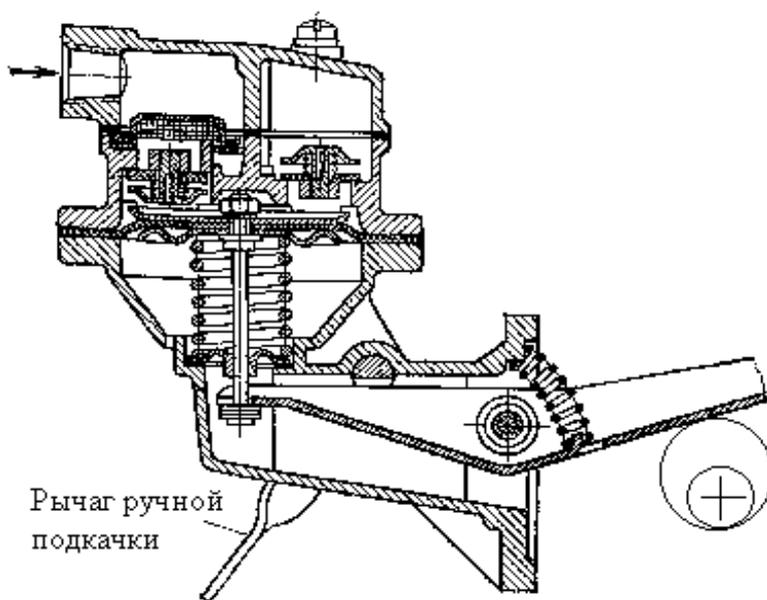


Рис. 2.19. Бензонасос Б-10 двигателя ЗИЛ-130

Поплавковая камера с обратным клапаном необходима для поддержания постоянного расстояния между диффузором и уровнем топлива в данной камере. Этим обеспечивается независимость подачи топлива от производительности бензонасоса. Регулирование цикловых подач топлива и воздуха осуществляется установкой различного положения γ_d дроссельной заслонки δ карбюратора.

Основные элементы бензонасоса – это шток с диафрагмой и возвратной пружиной, а также два обратных клапана, где один впускной, а другой выпускной.

Наиболее сложный компонент рассматриваемой системы – карбюратор, которым называют прибор (устройство) для смешивания топлива с воздухом.

В идеале на выходе карбюратора стремятся получить гомогенную газообразную топливовоздушную смесь. Однако самые совершенные модели поплавковых карбюраторов даже на расчетных (номинальных) установившихся режимах работы обеспечивают испарение только 50 %...70 % массы топлива, поступающей в цилиндры. Остальной бензин попадает туда в виде жидкой фракции, что является одной из причин увеличения токсичности и уменьшения ресурса двигателя.

Кроме поплавковых карбюраторов, на автомобильной технике ранее применялись испарительные (рис. 2.20, а) и впрыскивающие (рис. 2.20, б).

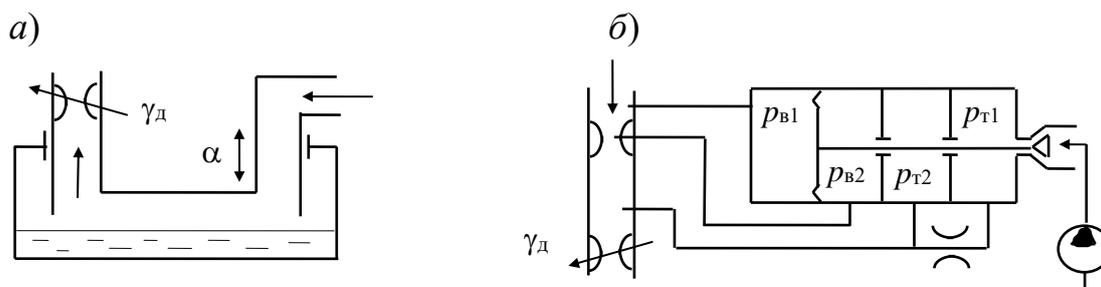


Рис. 2.20. Схемы непоплавковых карбюраторов

Количество топливовоздушной смеси, подаваемой испарительным карбюратором, зависит от положения дроссельной заслонки γ_d , а концентрация топлива, т. е. качество этой смеси, определяется положением верхней крышки карбюратора – чем ниже она расположена к поверхности бензина, тем сильнее обогащена смесь. Достоинства таких карбюраторов – простота и отсутствие жидкой фракции, а недостаток – громоздкость.

Впрыскивающий диафрагменный карбюратор имеет четыре камеры (две воздушные и две топливные). В наружной воздушной камере (левая

на рис. 2.20, б) более высокое давление $p_{в1}$ по сравнению с внутренней $p_{в2}$, т. к. последняя связана трубопроводом с воздушным диффузором. В наружной топливной камере (правая на рис. 2.20, б) давление $p_{т1}$ выше, чем во внутренней $p_{т2}$, т. к. они связаны через дроссель. Цикловая подача воздуха определяется положением дроссельной заслонки и, как следствие, от γ_d зависит, во-первых, разность давлений в камерах $\Delta p_b = p_{в1} - p_{в2}$, во-вторых, положение диафрагмы и штока, который дозирует топливо. Внутренняя топливная камера необходима для демпфирования колебаний. Главный недостаток этого аппарата – сложность регулировки.

На рис. 2.17 представлена схема простейшего поплавкового карбюратора. Это, по сути, главная дозирующая система карбюратора реального ДВС – его основа. Кроме главной дозирующей системы, в поплавковом карбюраторе могут присутствовать:

- система холостого хода, предназначенная для увеличения концентрации топлива в топливовоздушной смеси, подаваемой в цилиндры, т. е. для ее обогащения при работе двигателя на режиме $\omega_{x,x}^{\min}$ (при $\gamma_d \approx 0$);
- экономайзер или эконостат, предназначенные для обеднения смеси при работе ДВС на неполных (частичных) нагрузках и обогащения на полных;
- ускорительный насос, предназначенный для обогащения смеси при разгонах двигателя, т. е. для улучшения его приемистости;
- пусковое устройство, предназначенное для сильного обогащения смеси (в 2 и более раз) при запуске холодного мотора, и ряд других устройств.

На рис. 2.21 показана схема карбюратора К-88А двигателя ЗИЛ-130. Данный карбюратор имел две смесительные камеры с общими поплавковой камерой, входной трубой, экономайзером, ускорительным насосом. Поплавковая камера соединена каналом 6 с входной трубой, что предупреждает обогащение смеси при загрязнении воздушного фильтра. Такие карбюраторы называют сбалансированными. Наличие двух диффузоров в каждой камере объясняется, с одной стороны, желанием добиться большой скорости воздуха, а значит, и разрежения в малом диффузоре, т. е. больших расходов топлива, с другой стороны – сравнительно малым общим сопротивлением воздуха, а значит, обеспечения больших расходов топливовоздушной смеси. При пуске и прогреве холодного двигателя закрывают воздушную заслонку 16, чем обеспечивается сильное обогащение смеси топливом, выходящим через отверстия холостого хода 32 и 33. При несвоевременном открытии воздушной заслонки после запуска ДВС воздух поступает через предохранительный клапан 17 и отверстие 15. При работе двигателя на малых и

средних нагрузках основное топливо в смесительную камеру поступает через дроссели *1* главной дозирующей системы, по пути смешиваясь с воздухом в эмульсионных колодцах перед распылителями *9*. Если дроссельные заслонки открыты полностью (наибольшая нагрузка на двигатель), то с помощью экономайзера происходит обогащение смеси. В этом случае топливо дополнительно вытекает через обогатительные дроссели *29*, т. к. с помощью штока *21* и толкателя *20* открывается шариковый клапан *19*. При резком открытии дроссельных заслонок поршень ускорительного насоса *25* вытесняет топливо через клапан *12* и распылители *14*.

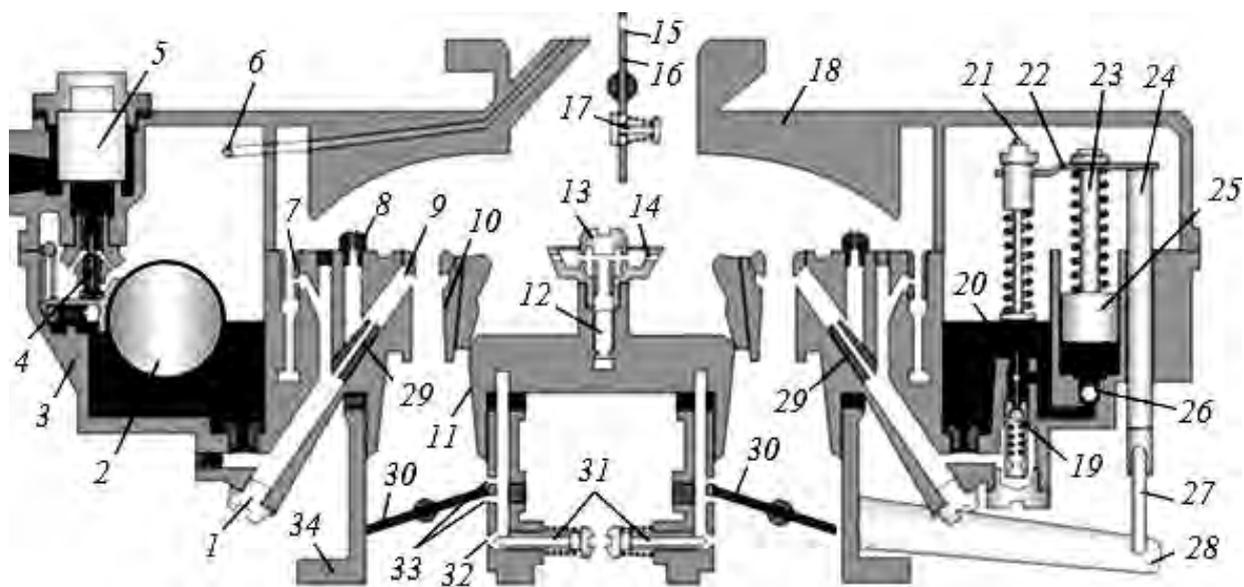


Рис. 2.21. Схема карбюратора К-88А двигателя ЗИЛ-130: *1* – главный топливный дроссель (жиклер); *2* – поплавок; *3* – корпус поплавковой камеры; *4* – игольчатый клапан; *5* – сетчатый фильтр; *6* – канал балансировки поплавковой камеры; *7* – дроссель холостого хода; *8* – воздушный дроссель главной дозирующей системы; *9* – распылитель главной дозирующей системы; *10* – малый диффузор; *11* – большой диффузор; *12* – нагнетательный клапан ускорительного насоса; *13* – полый винт; *14* – распылитель ускорительного насоса; *15* – отверстие в воздушной заслонке; *16* – воздушная заслонка; *17* – предохранительный клапан; *18* – входной канал; *19* – клапан экономайзера; *20* – толкатель экономайзера; *21* – шток экономайзера; *22* – планка; *23* – шток ускорительного насоса; *24* – тяга; *25* – поршень ускорительного насоса; *26* – обратный клапан ускорительного насоса; *27* – серьга; *28* – рычаг дроссельной заслонки; *29* – обогатительный дроссель экономайзера; *30* – дроссельная заслонка; *31* – регулировочные винты $\omega_{x,x}^{\min}$; *32* – регулируемый дроссель холостого хода; *33* – нерегулируемый дроссель холостого хода; *34* – корпус смесительных камер

Если привод обогатительного клапана не механический, как в экономайзере, а пневматический, то такую систему называют эконостатом. Иногда в одном карбюраторе используют и экономайзер, и эконостат.

Топливные фильтры бывают инерционные (рис. 2.22, а), сетчатые, щелевые, бумажные (рис. 2.22, б), фетровые (рис. 2.22, в) и керамические (рис. 2.22, г).

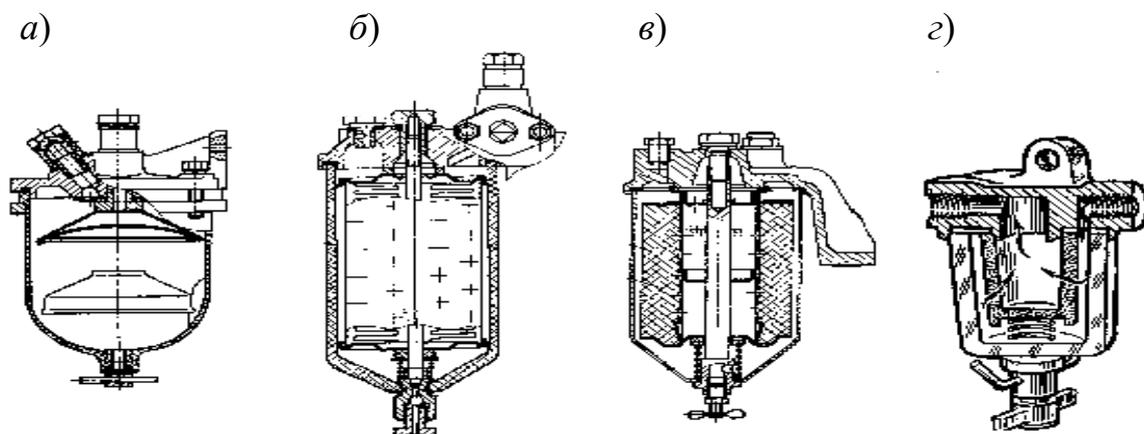


Рис. 2.22. Топливные фильтры

Наиболее компактны и эффективны последние, т. к. они обеспечивают, во-первых, фильтрацию по всему объему фильтрующего элемента, а не только по его поверхности, во-вторых, возможно восстановление фильтрующих элементов с помощью выжигания грязи.

В настоящее время выпуск карбюраторных моделей ДВС очень мал от общей массы новых моторов. Наибольшее применение на двигателях с принудительным воспламенением находят системы впрыска топлива. Их основными достоинствами перед карбюраторными системами являются: более точное дозирование топлива на любом режиме работы двигателя, что обуславливает существенное улучшение экономичности, пусковых качеств, приемистости и снижение токсичности; при распределенном впрыске получается более равномерное дозирование топлива по цилиндрам, что существенно снижает крутильные колебания коленчатого вала и трансмиссии; из-за отсутствия диффузора лучше наполнение цилиндров, а значит, выше удельные мощности. Основной недостаток систем впрыска – повышенная сложность.

Одну из первых *систем впрыска бензина* во впускной коллектор ДВС *K-Jetronic* поставила на производство германская фирма *Bosch* в 1967 г., упрощенная схема которой представлена на рис. 2.23. Кроме нее, производством подобных систем занимаются американские фирмы *Bendics*, *Rochester*, *Ford*, английская *Lucas*, ряд японских фирм и российские ГАЗ и ВАЗ совместно с Санкт-Петербургским карбюраторным заводом [15].

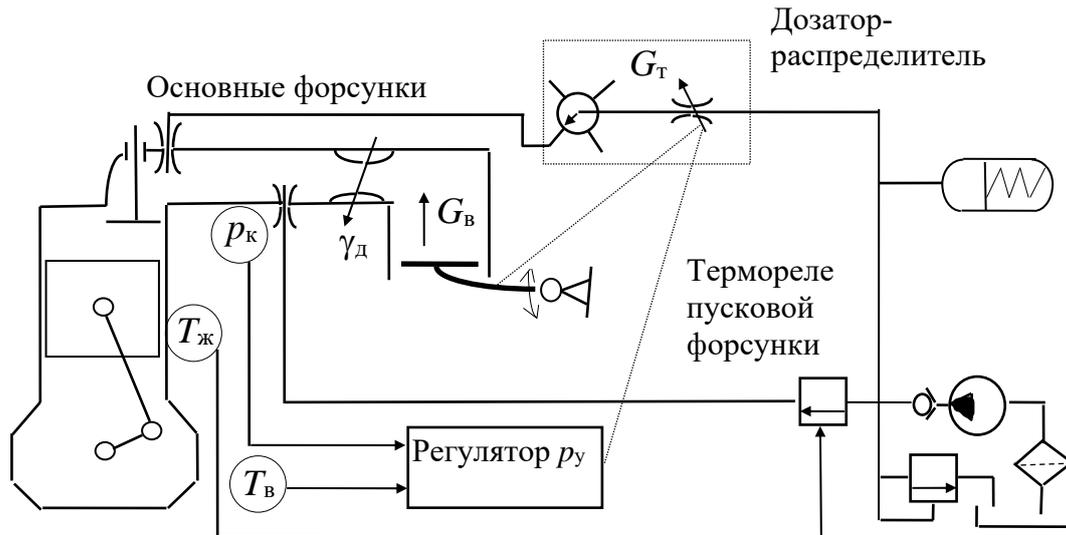


Рис. 2.23. Схема системы впрыска *K-Jetronic*

Система *K-Jetronic* обеспечивает непрерывный впрыск топлива (отсюда буква *K* в названии системы – от нем. *kontinuierlich*). Регулирование расхода топлива через форсунки осуществляется гидромеханической системой в зависимости от расхода воздуха через впускную трубу двигателя, температуры охлаждающей жидкости, давления во впускном коллекторе.

В зависимости от расхода воздуха через впускную трубу G_B напорный диск и рычаг расходомера (трубка Вентури) находятся в определенном положении. Сам расход воздуха задается (регулируется) дроссельной заслонкой γ_d , как в карбюраторе. Положение рычага расходомера в свою очередь определяет положение золотника дозатора-распределителя, который обеспечивает величину расхода топлива G_T и за счет своего вращения распределяет топливо по форсункам цилиндров. Корректировка данного положения золотника дозатора-распределителя осуществляется с помощью регулятора управляющего давления p_y , которое изменяется в диапазоне 0,05...0,2 МПа в зависимости от давления (разряжения) во впускном коллекторе p_k и температуры воздуха T_B . Для обогащения смеси при запуске холодного мотора предусмотрена специальная пусковая форсунка, которая включается от термореле в зависимости от температуры охлаждающей жидкости $T_ж$.

Комплектация системы *K-Jetronic* осуществляется различными форсунками в зависимости от модели двигателя. Большинство форсунок данной системы гидроуправляемые закрытого типа штифтовые, у которых давление открытия составляет 0,25 МПа (рис. 2.24). Бензонасосы приме-

няются шестеренные или коловратные с электроприводом, часто помещенные в топливный бак.

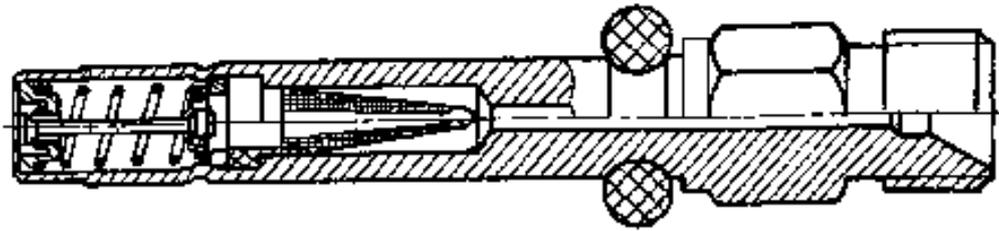


Рис. 2.24. Форсунка *Bosch K-Jetronic*

Следующим шагом в развитии систем впрыска бензина является система *KE-Jetronic*. Она так же, как и предыдущая, механическая с постоянным впрыском, но имеет электронный блок управления (отсюда индекс *E* в названии системы). С рычагом расходомера кинематически связан реостатный датчик, электрический сигнал которого поступает в электронный блок. Туда же поступает информация от электрического датчика температуры охлаждающей жидкости. Регулятор управляющего давления p_y – электрогидравлический. Позднее эта система стала комплектоваться еще одним датчиком – λ -зондом, который корректирует расход топлива в зависимости от концентрации кислорода в отработавших газах, чем обеспечивается снижение токсичности. λ -зонд – это либо гальванический элемент из окиси циркония ZrO_2 и платины, либо переменный резистор из окиси титана TiO_2 . Работает он в интервале температур $350\text{ }^\circ\text{C} \dots 900\text{ }^\circ\text{C}$.

Взамен ранее выпускавшейся системы *D-Jetronic* фирма *Bosch* начала производить систему *L-Jetronic* (где буква *L* – от нем. *lade* – порция). Основная задача, которая решалась разработчиками, – упрощение и удешевление системы подачи топлива. Данная система не имеет дозатора-распределителя. Все форсунки – электромагнитные с управлением от электронного блока. Давление в системе снижено в 2 раза. Впрыск топлива осуществляется во впускной коллектор двумя отдельными порциями за цикл (два оборота коленчатого вала) одновременно всеми форсунками вне зависимости от того, какой такт протекает в том или ином цилиндре. Продолжительность открытия форсунок, т. е. расход топлива G_T , определяется длительностью электрического импульса, регулируемого электронным блоком управления (ЭБУ) в зависимости от тех же параметров, что и в системе *KE-Jetronic*. Упрощенная схема системы *L-Jetronic* изображена на рис. 2.25.

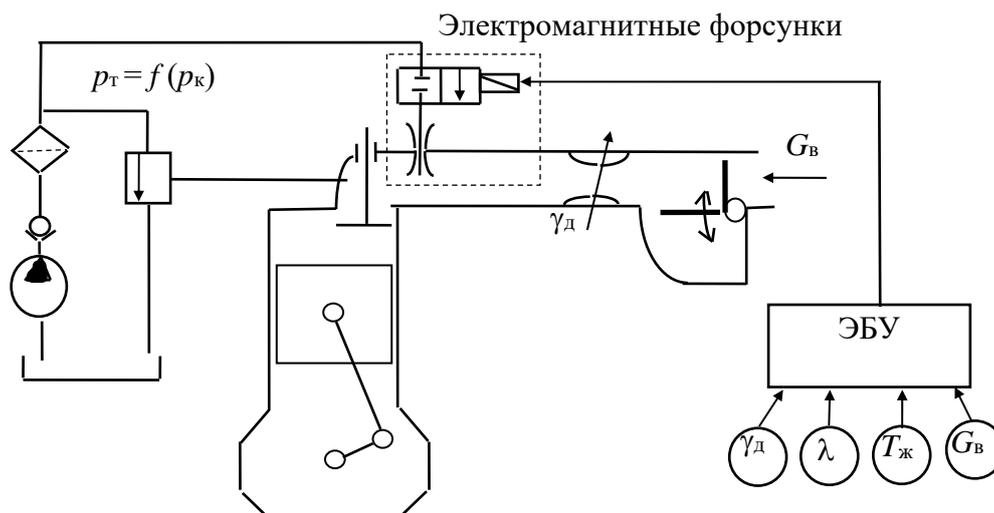


Рис. 2.25. Схема системы впрыска *L-Jetronic*

В системе *L-Jetronic* давление топлива перед форсунками не постоянно. Оно зависит от степени разрежения воздуха (давления) во впускном коллекторе p_K . Расходомер G_B имеет иную конструкцию. Его напорный диск выполнен в виде уголка, поддерживаемого спиральной пружиной. Нижняя (горизонтальная) его часть перемещается в специальной демпфирующей камере. ЭБУ управляет не только системой подачи топлива, но и системой зажигания. Такую обобщенную систему назвали *Motronic*. Данная система постоянно модернизируется. По мере изменения ее отдельных компонентов появились системы *LE-Jetronic*, *LE2-J*, *LE3-J*, *LE4-J*, *LH-J*. Каждая последующая отличается от предыдущих меньшим числом электрических контактов, большей надежностью, улучшенными характеристиками за счет совершенствования алгоритмов работы электронного блока управления. Так, в системе *LH-J* вместо электромеханического расходомера применяется термоанемометрический. Он представляет собой тонкую нить проводника (0,07 мм), изготовленную из платины, по которой протекает стабилизированный электрический ток. В результате эта нить нагревается. Входящий во впускную трубу воздух охлаждает нить и, как следствие, изменяется ее электрическое сопротивление, которое анализируется ЭБУ.

Одной из последних разработок фирмы *Bosch* является система *Mono-Jetronic*. Основное ее отличие от вышеописанных – наличие только одной электромагнитной форсунки, устанавливаемой на месте карбюратора (рис. 2.26). Это позволило существенно упростить и удешевить систему питания ДВС.

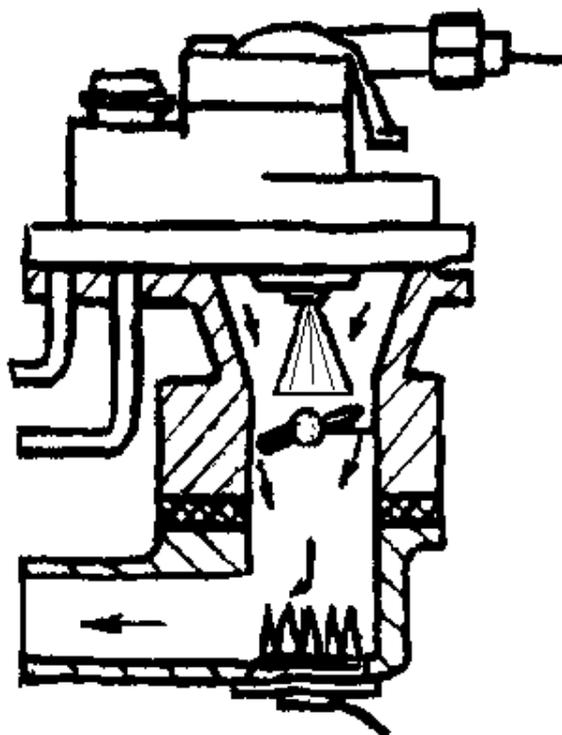


Рис. 2.26. Исполнительная часть системы *Mono-Jetronic*

Впрыск в системе *Mono-Jetronic* осуществляется форсункой (рис. 2.27) порциями. Длительность каждой порции задается ЭБУ с помощью тех же датчиков, что в системе *L-J*.

В системах подачи топлива ряда других фирм, в частности американской *General Motors*, российской ВАЗ-2110, используется несколько иной набор датчиков, т. е. информационных переменных, сигналы которых анализирует электронный блок управления. Например, иногда не применяют расходомер воздуха G_v , а используют датчики угловой скорости коленчатого вала ω_d , положения дроссельной заслонки γ_d , давления во впускном коллекторе p_k , температуры охлаждающей жидкости $T_{ж}$ и др.

Системы подачи топлива дизелей существенно отличаются от одноименных систем двигателей с принудительным воспламенением. Это связано с тем, что впрыск топлива у дизеля четко синхронизирован с положением поршня и осуществляется в конце такта сжатия, когда давление в цилиндре значительно (как правило, более 4 МПа). К тому же необходимую порцию топлива следует подать за возможно меньший угол поворота коленчатого вала (не превышающий $20^\circ \dots 30^\circ$) с целью получения наилучших выходных характеристик. Поэтому давления впрыска в дизелях весьма высоки (от 15 до 200 МПа и более), что обуславливает повышенную мате-

риалоемкость, наличие большого количества прецизионных пар, высококачественных сталей, а значит, и высокую стоимость топливной аппаратуры, которая составляет 25 %...40 % и более от стоимости всего мотора.

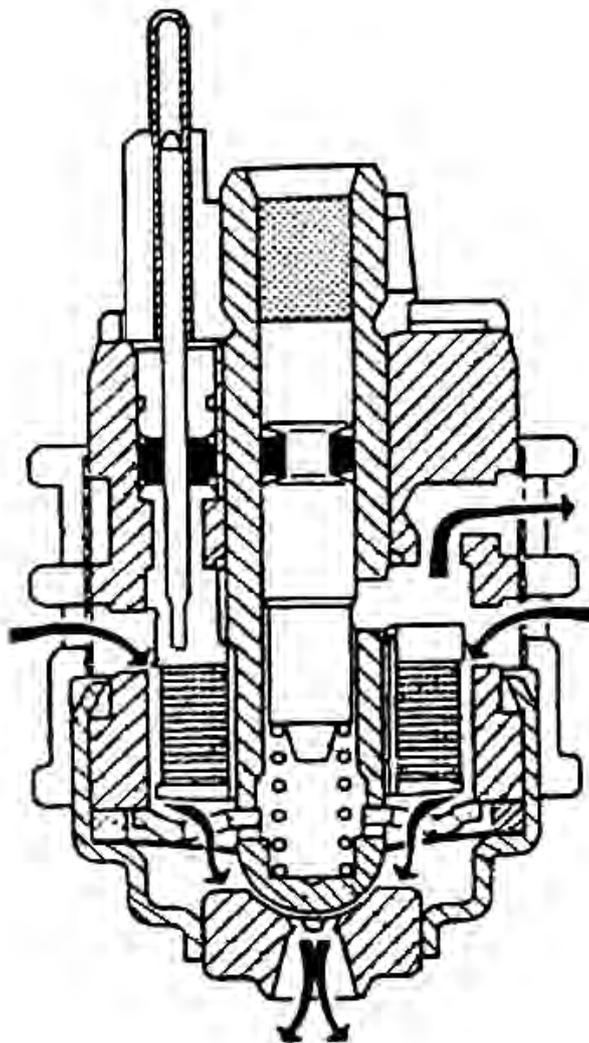


Рис. 2.27. Электромагнитная форсунка системы *Mono-Jetronic*

В дизелях самоходных машин применяют системы подачи топлива:

– неаккумуляторные, которые, в свою очередь, делят на:

а) разделенного типа;

б) неразделенного типа, т. е. с насос-форсунками;

– аккумуляторные.

Основными элементами системы подачи топлива разделенного типа автотракторного дизеля (рис. 2.28) являются: топливный бак 1; подкачивающий насос 3; фильтры грубой 2 и тонкой 4 очистки; регулируемый топливный насос высокого давления (ТНВД) 5 с нагнетательными клапанами 6; трубопроводы 7; гидроуправляемые форсунки 8.

В разделенной системе ТНВД и форсунки соединены довольно длинными трубопроводами. При этом топливный насос высокого давления выполняет две функции: во-первых, создает избыточное давление (80 МПа и более), во-вторых, регулирует цикловую подачу топлива g_t [18].

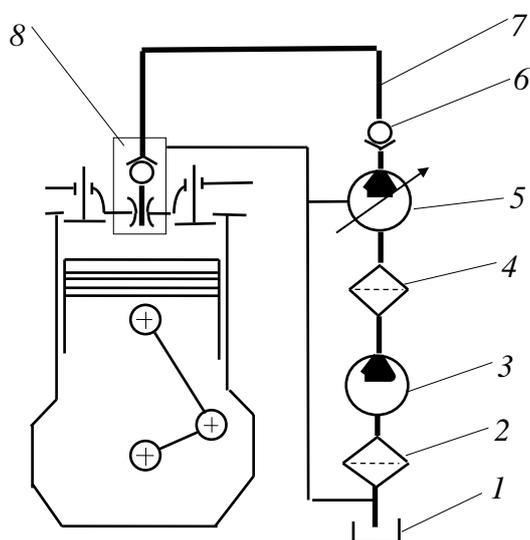


Рис. 2.28. Схема разделенной системы подачи топлива дизеля

Основная функция насоса подкачки, как правило, поршневого типа (рис. 2.29) – прокачка топлива через фильтры и подача его в ТНВД. Принцип работы подкачивающего насоса системы питания дизеля не отличается от рассмотренного ранее бензонасоса (см. рис. 2.18).

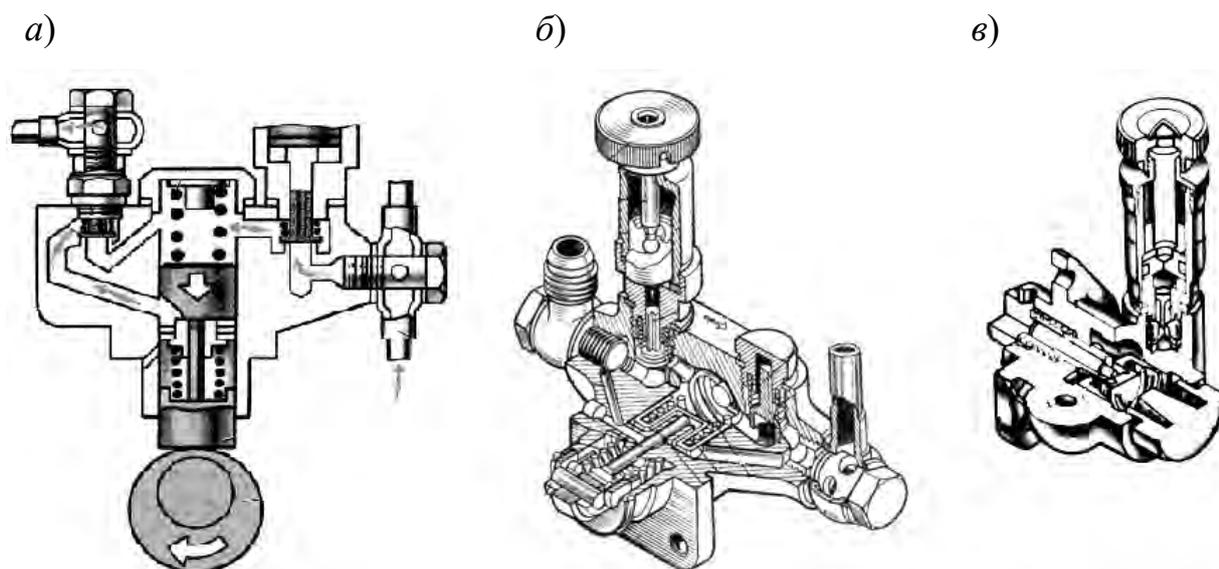


Рис. 2.29. Подкачивающие насосы: а – схема; б – для ТНВД НД-22; в – для ТНВД УТН-5

В системах питания дизелей используют плунжерные ТНВД секционного типа (рис. 2.30 и 2.31), когда каждая секция насоса подает топливо в отдельный цилиндр, либо ТНВД распределительного типа (рис. 2.32 и 2.33), когда одна секция насоса подает топливо последовательно в разные цилиндры.

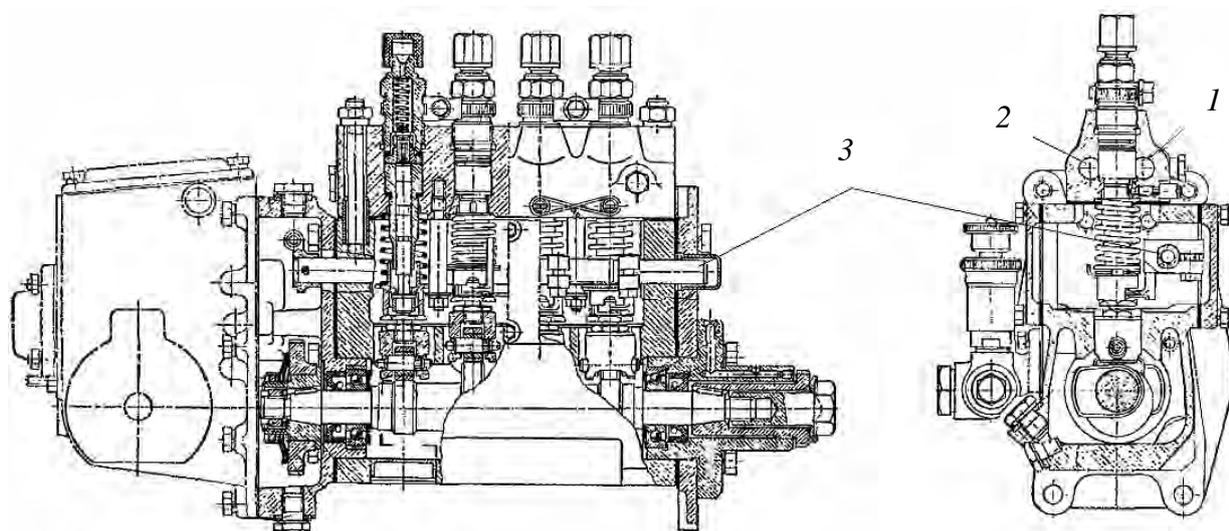


Рис. 2.30. Секционный ТНВД 4ТН

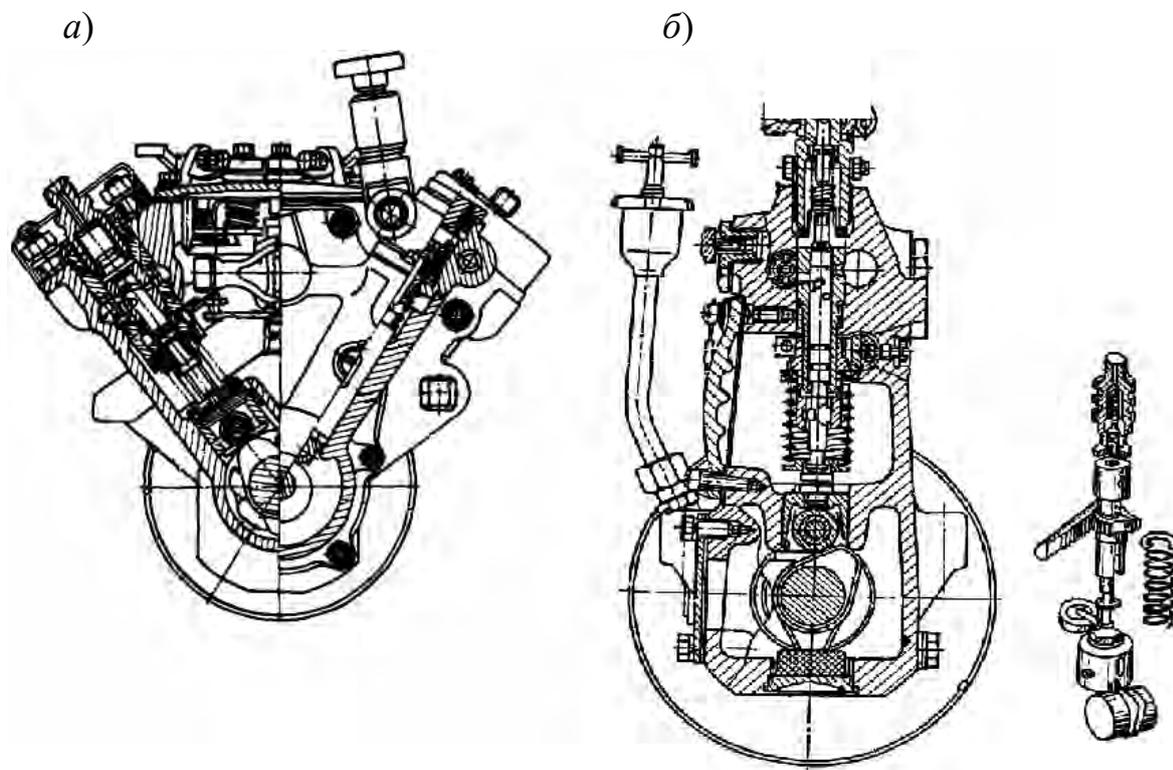


Рис. 2.31. Поперечные разрезы секционных ТНВД: а – восьмицилиндрового КамАЗ-740; б – двенадцатицилиндрового ЯМЗ-840

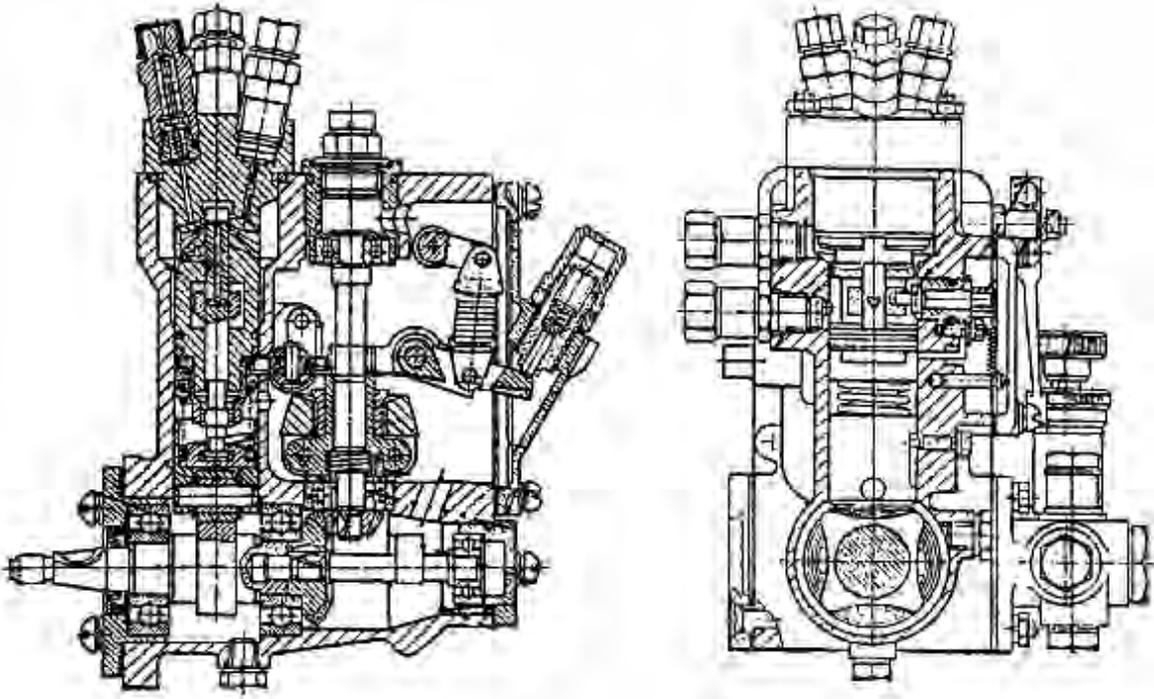


Рис. 2.32. Распределительный ТНВД НД-21 дизеля Д-240

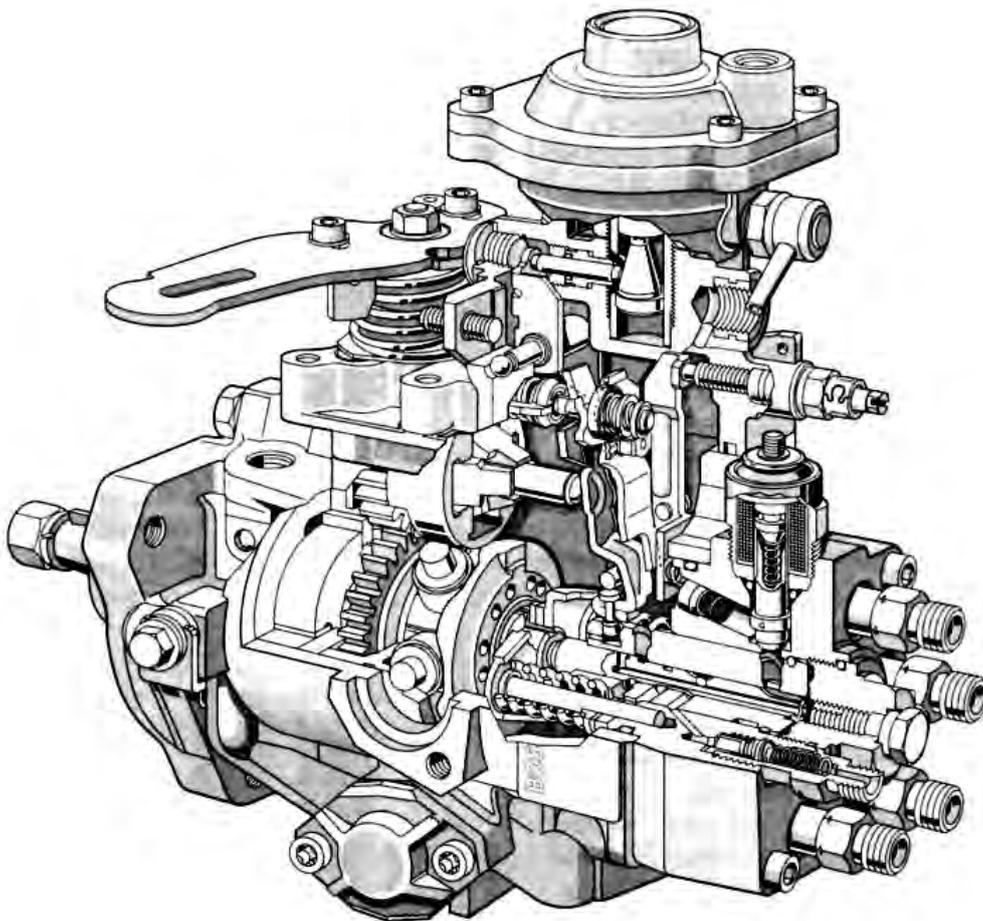


Рис. 2.33. Распределительный ТНВД EP/VE фирмы Bosch

В последнем случае обеспечивается более равномерная цикловая подача по цилиндрам, что приводит к меньшим крутильным колебаниям в КШМ и трансмиссии и, как следствие, меньшей их материалоемкости, более высокой надежности и долговечности. Однако нагруженность плунжерных пар таких насосов выше.

Основными элементами ТНВД являются:

- одна или несколько плунжерных секций, каждая из которых состоит из гильзы (втулки), запрессованной в картер или головку ТНВД, плунжера с роликовым толкателем и возвратной пружиной, нагнетательного клапана;
- кулачковый вал или кулачковая шайба с приводом от коленчатого вала ДВС с помощью шестеренной, цепной или зубчато-ременной передачи и часто через муфту опережения подачи топлива;
- регулятор цикловой подачи топлива.

Гильза и плунжер составляют прецизионную пару. Диаметральный зазор между этими деталями в существующих насосах около 0,5 мкм, что достигается высококачественной обработкой и селективной сборкой.

В ТНВД секционного типа каждый плунжер в своей верхней части имеет наклонную фрезеровку, которая образует полость между телом плунжера и гильзой. Этот объем с помощью канала в плунжере сообщается с нагнетательной полостью. Когда плунжер находится внизу, т. е. кулачок не воздействует на толкатель, надплунжерная (нагнетательная) полость через впускной канал 1 (см. рис. 2.30 и 2.31) заполняется топливом. При подъеме плунжера его верхняя кромка перекрывает впускное отверстие от канала 1, топливо сжимается и начинает вытесняться через нагнетательный клапан в трубопровод высокого давления к форсунке. При дальнейшем движении вверх наклонная фрезеровка плунжера сообщает нагнетательную полость с перепускным каналом 2 (см. рис. 2.30) и этим прекращает подачу топлива. Регулировка цикловой подачи g_T осуществляется с помощью зубчатой рейки 3, которая производит осевой поворот плунжера или гильзы (в зависимости от конструкции ТНВД).

В насосах распределительного типа регулирование g_T осуществляется иным способом. Здесь плунжер, помимо поступательного движения, еще и вращается, чем и обеспечивает распределение топлива по цилиндрам, т. к. топливо из надплунжерной полости вытесняется к каждому нагнетательному клапану через верхнее радиальное отверстие в плунжере. За один свой оборот плунжер осуществляет столько возвратно-поступательных движений, сколько обслуживает цилиндров (обычно 2, 3 или 4, а кулачок или кулачковая шайба имеет 2, 3 или 4 вершины соответственно). Цикловая подача топлива регулируется с помощью специальной втулки 1

(см. рис. 2.32 и 2.33), надетой на плунжер и называемой дозатором. В зависимости от положения дозатора соответственно позже или раньше прекращается подача топлива в цилиндры.

Нагнетательный клапан служит для запираания топлива в трубопроводе высокого давления. Дело в том, что при давлениях впрыска, применяемых в дизелях (это десятки и сотни мегапаскаль), топливо существенно деформируется. Поэтому трубопровод высокого давления значительной длины является своеобразной пружиной. Чтобы обеспечить требуемую цикловую подачу g_T за короткий промежуток времени, необходимо не сжимать топливо на каждом цикле от нуля, т. е. атмосферного давления, до максимальной величины впрыска p_B^{\max} , а поддерживать в трубопроводе между форсункой и ТНВД значительное избыточное давление.

Привод рейки или дозатора производится регулятором цикловой подачи топлива в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов работы дизеля [13]. Часто применяют механические регуляторы на основе центробежного датчика (рис. 2.34), реже — пневматические (вверху на рис. 2.33 показан пневмокорректор) и гидравлические. В большинстве автотракторных дизелей регуляторы являются всережимными, иногда — двухрежимными или многорежимными. Реже применяют насос-форсунки, что может увеличить высоту двигателя, хотя способствует интенсификации подачи топлива за счет снижения гидравлических потерь (рис. 2.35).

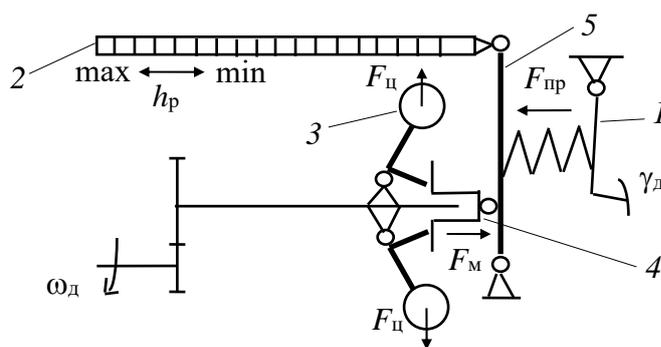


Рис. 2.34. Схема всережимного регулятора цикловой подачи топлива

Упрощенная схема механического всережимного регулятора цикловой подачи топлива приведена на рис. 2.34. Основные элементы регулятора: вращающиеся на кулачковом или ином валу ТНВД грузы 3; муфта центробежного датчика 4; суммирующий усилия рычаг 5; пружина и рычаг (педаль) управления подачей топлива 1; зубчатая рейка или тяга 2.

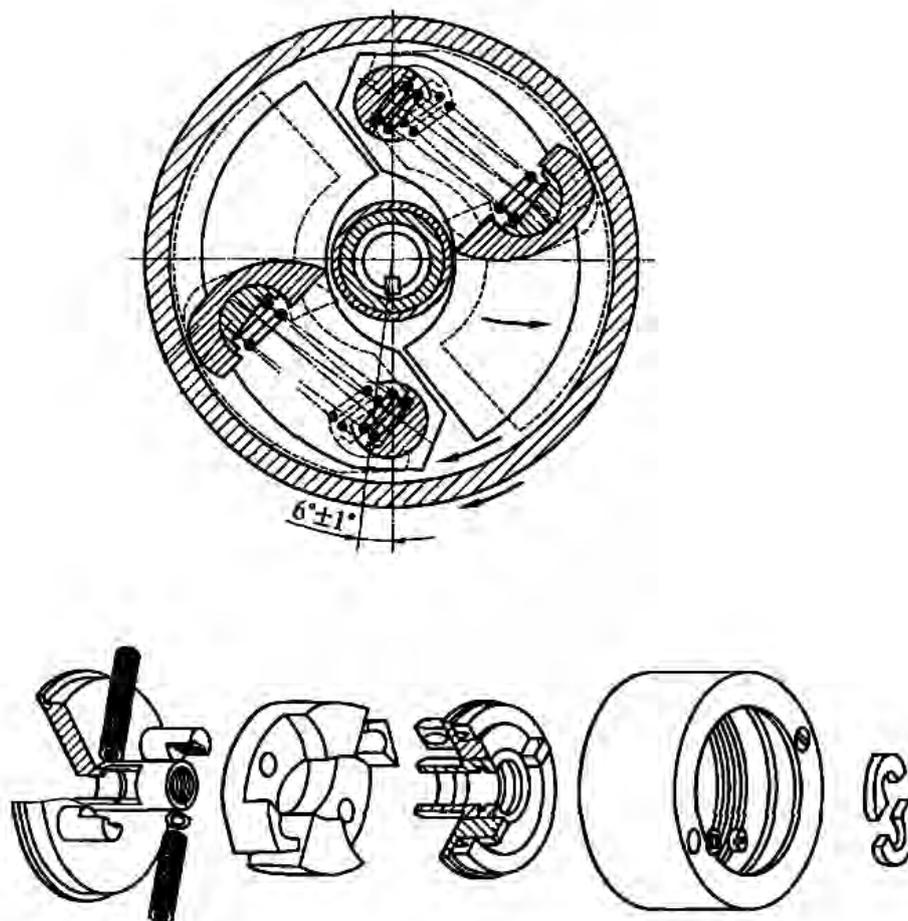


Рис. 2.35. Центробежная муфта опережения впрыска

При нажатии на рычаг (педаль) управления подачей топлива 1 рейка 2 под действием силы пружины $F_{пр}$ перемещается влево (см. рис. 2.34) и g_t увеличивается. При неизменной нагрузке на коленчатом валу последний разгоняется. Грузы 3 центробежного датчика расходятся под действием увеличивающихся центробежных сил $F_{ц}$ и через муфту 4 посредством силы F_M воздействуют на суммирующий рычаг 5, заставляя рейку несколько уменьшить g_t . При этом новому (заданному водителем) скоростному режиму двигателя соответствует своя подача топлива.

Если же водитель не меняет положение рычага управления подачей топлива, но нагрузка, например, увеличится, то угловая скорость коленчатого вала ω_d будет уменьшаться. Грузы центробежного датчика приблизятся к оси вращения (за счет уменьшения $F_{ц}$), суммирующий рычаг повернется против часовой стрелки, рейка переместится влево и g_t увеличится. При увеличении подачи топлива возрастает максимальное давление в цилиндрах

двигателя, а значит, и крутящий момент на коленчатом валу M_d . Это будет происходить до тех пор, пока M_d не сравняется с моментом сопротивления M_{ψ} . Если последний превысит максимальный крутящий момент M_{\max} , который может вырабатывать двигатель, то он остановится (заглохнет).

Большинство моделей дизелей в приводе ТНВД имеют муфту опережения подачи топлива, как правило, центробежного типа. Один из вариантов такой муфты представлен на рис. 2.35. Она состоит из ведущей и ведомой полушестерней. Крутящий момент от одной к другой передается через грузы, имеющие фасонные боковые поверхности, в которые упираются наконечники разжимных пружин, заставляя центры масс грузов приблизиться к оси вращения. Оси поворота грузов находятся на одной полушестерне, а на другой – упоры разжимных пружин.

Каждой угловой скорости коленчатого вала ω_d соответствует определенное положение грузов (как в регуляторе цикловой подачи топлива), а значит, и определенный угол ведущей полушестерни относительно ведомой.

Как видим, в рассматриваемой (разделенной) системе подачи топлива начало впрыска регулируется муфтой опережения, а окончание – регулятором цикловой подачи топлива.

Финишным элементом системы подачи топлива дизеля являются форсунки. На большинстве моделей современных дизелей используются закрытые бесштифтовые форсунки (рис. 2.36).

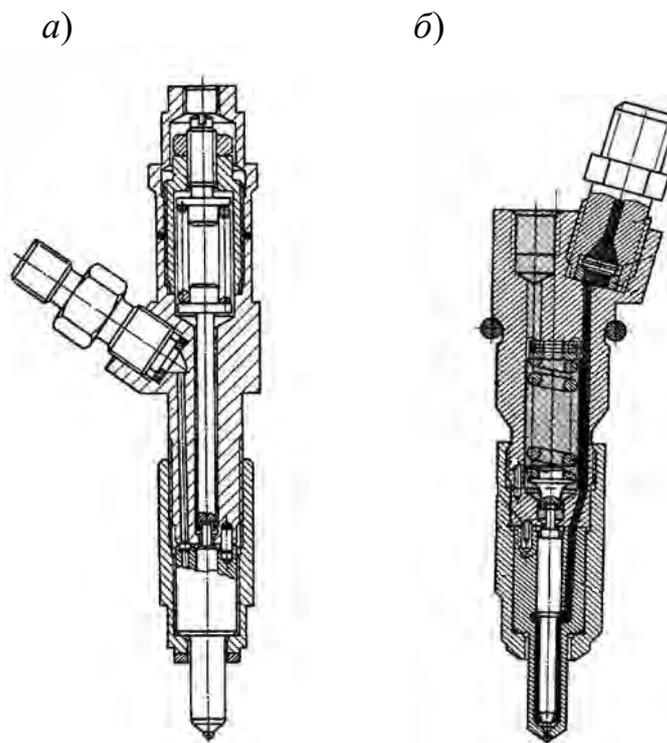


Рис. 2.36. Форсунки: а – ФД-22 дизелей СМД-60, Д-245, Д-144; б – КаМАЗ-740

Основные элементы такой форсунки: корпус; впускной штуцер с сетчатым фильтром; пружина со штангой и штуцером утечек; корпус распылителя с иглой и прижимной гайкой. Игла и корпус распылителя составляют прецизионную пару, так же как в ТНВД плунжер с гильзой.

Если сила от давления топлива, действующая на иглу распылителя, превысит усилие пружины, которое передается на ту же иглу через штангу, то игла поднимется, откроет распылительные отверстия и топливо будет впрыскиваться в цилиндр двигателя. Ход иглы распылителя весьма небольшой – около 0,5 мм.

Размер капель топлива, вылетающих из распылительных отверстий, зависит как от диаметра последних, так и от разности давлений впрыска топлива p_v и воздуха в цилиндре $\Delta p = p_v - p_c$. Чем меньше размер капель, тем быстрее и полнее произойдет их сгорание, а значит, будут лучше выходные характеристики мотора. В существующих системах подачи топлива дизелей диаметр капель, вылетающих из форсунки, составляет от 10 до 30 мкм, но иногда, например при работе на низкоскоростных режимах холостого хода, в начале впрыска размер капель может достигать до 0,2 мм.

Давление начала подачи топлива регулируется пружиной форсунки и составляет около 20 МПа. Преднатяг пружины задается либо винтом (см. рис. 2.36, а), либо набором шайб между пружиной и корпусом (см. рис. 2.36, б).

Английская фирма *Lucas* (ныне *Delfy*) производит так называемые роторные ТНВД распределительного типа оригинальной конструкции, которые широко применяются на дизелях рабочим объемом до 2,5 л. В этих насосах используются кулачковые шайбы с внутренним профилем (в ТНВД *Bosch* торцовые кулачковые шайбы) и регулированием цикловой подачи путем дросселирования на впуске.

Общая схема системы топливоподачи с топливным насосом *Lucas DPS* показана на рис. 2.37. Топливо из бака 1 проходит через топливный фильтр 2 и подается на вход насоса подкачки 3 пластинчатого (шиберного) типа, откуда через электромагнитный клапан выключения подачи 5 поступает к дозирующему клапану 6. Низкое давление в системе поддерживается регулирующим клапаном 4. Дозирование топлива осуществляется по принципу дросселирования на впуске путем поворота дозирующего клапана 6, находящегося под воздействием автоматического регулятора частоты вращения 13. Топливо от дозирующего клапана 6 поступает в гидравлическую головку и далее в нагнетательную секцию 7, в которой используется шайба-кольцо с внутренним кулачковым профилем и ротор с радиально перемещающимися плунжерами.

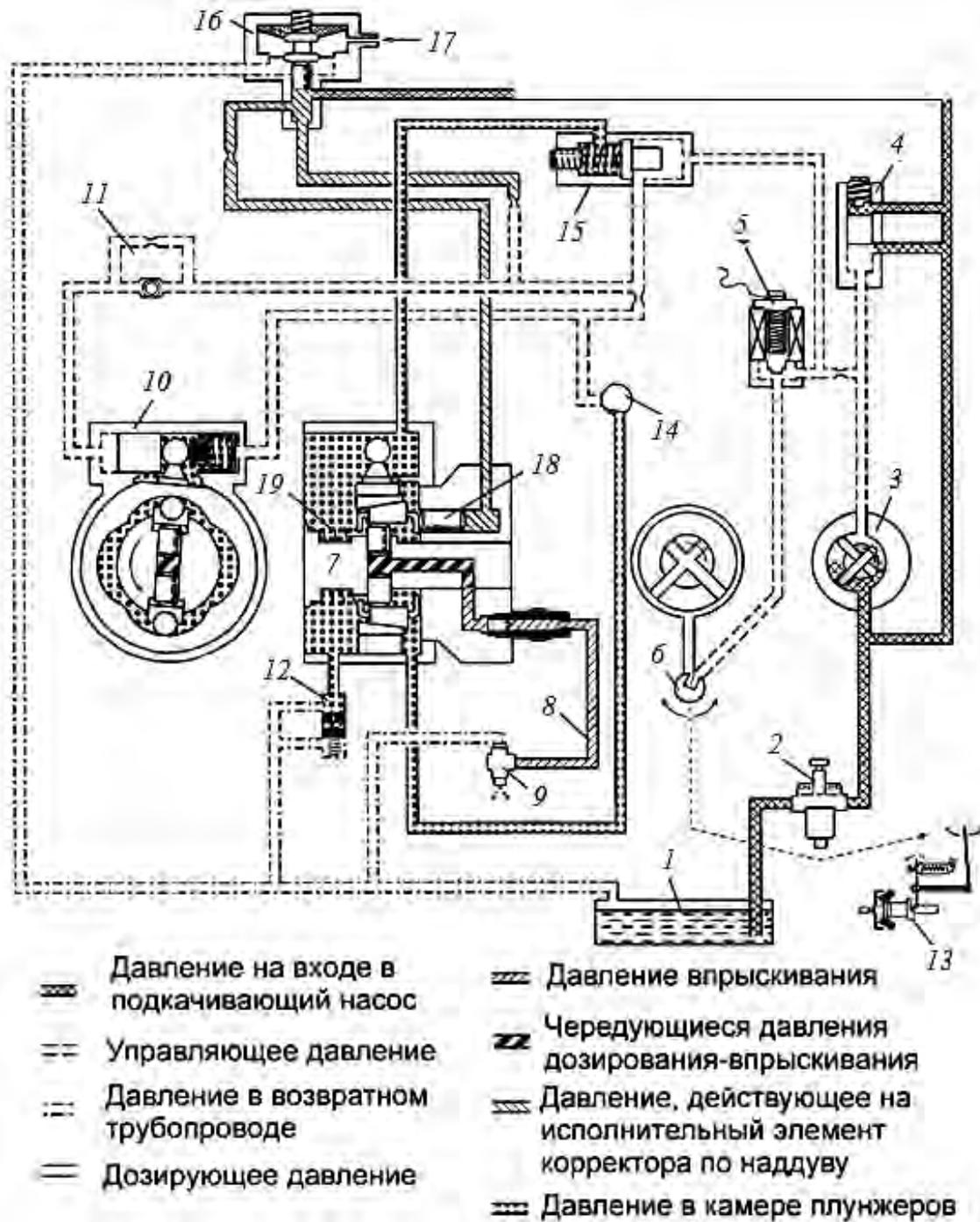


Рис. 2.37. Схема системы подачи топлива *Lucas*: 1 – топливный бак; 2 – топливный фильтр с ручным подкачивающим насосом; 3 – ТНВД; 4 – регулирующий (редукционный) клапан низкого давления; 5 – электромагнитный клапан включения подачи топлива; 6 – дозирующий клапан; 7 – нагнетательная секция; 8 – линия высокого давления; 9 – форсунка; 10 – автомат опережения впрыска; 11 – клапан, предотвращающий заклинивание автомата опережения впрыскивания; 12 – клапан давления в полости кулачкового механизма нагнетательной секции; 13 – регулятор частоты вращения; 14 – клапан опережения впрыскивания на малых нагрузках; 15 – дифференциальный клапан; 16 – корректор по давлению наддува; 17 – поступление воздуха от турбокомпрессора; 18 – поршень пускового обогатителя; 19 – пусковая пружина

В ходе нагнетания топливо через нагнетательный клапан и линию высокого давления 8 соответствующего цилиндра подается к форсунке 9. Автомат опережения впрыска 10 регулирует момент начала впрыска топлива в зависимости от скоростного режима двигателя. Кроме этого, опережение впрыска в топливной системе *Lucas* обеспечивают дополнительные устройства. Так, в дизелях с турбонаддувом устанавливается корректор по давлению наддува 16, обеспечивающий согласование расхода топлива и воздуха на переходных режимах (разгон/торможение).

Насос-форсунка сочетает в одном агрегате форсунку и секцию ТНВД. Привод ее осуществляется чаще всего от распределительного вала ГРМ. Основное достоинство систем с насос-форсунками – малое расстояние между вытеснительным элементом насоса (плунжером) и распылительными отверстиями форсунки. Поэтому гидравлические потери невелики в сравнении с разделенной системой подачи топлива, а значит, и максимальное давление впрыска может составлять значительную величину (200 МПа и более). На рис. 2.38 изображена одна из моделей насос-форсунок ГАЗ-560 по лицензии австрийской фирмы *Shtair*.

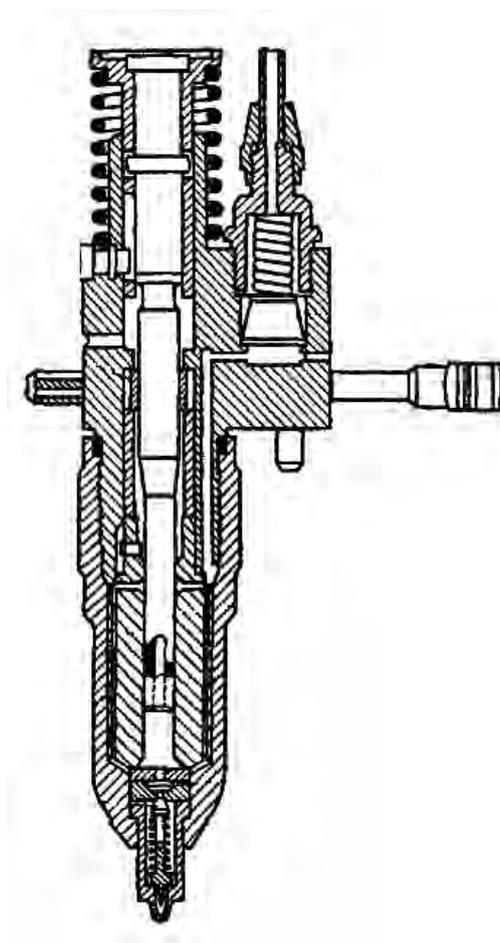


Рис. 2.38. Насос-форсунка дизеля ГАЗ-560

С 1997 г. начато серийное производство автомобильных дизелей с аккумуляторными системами подачи топлива и электромагнитными форсунками (система *Common Rail*). В такой системе (рис. 2.39) ТНВД выполняет только функции источника избыточного давления, а регулирование цикловой подачи осуществляется с помощью электронного блока управления, изменяющего длительность электрического импульса включения каждой форсунки.

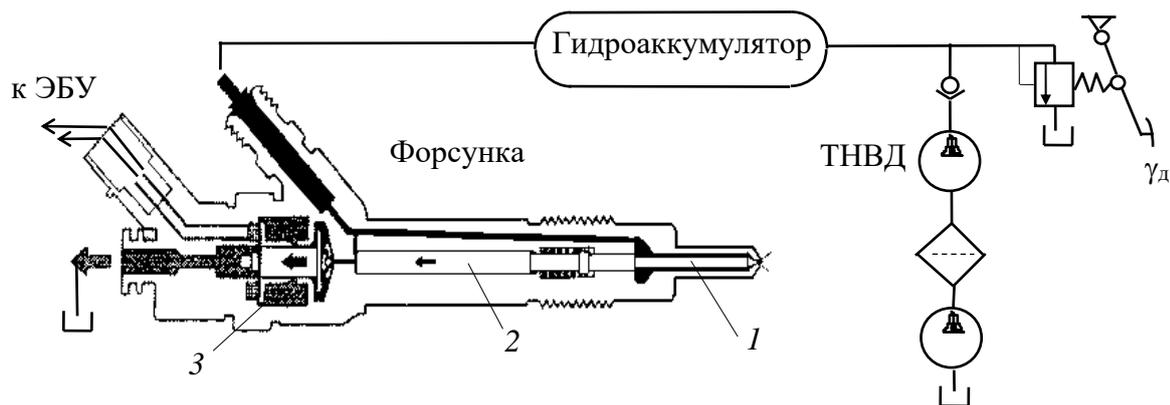


Рис. 2.39. Схема аккумуляторной системы подачи топлива *Common Rail*

В результате ТНВД этой системы оказывается значительно проще и дешевле по сравнению с традиционной (разделенной). Появляется возможность иметь большое разнообразие характеристик (любого вида внешние скоростные, регуляторные и др.), что имеет первостепенное значение для любой самоходной машины и в конечном счете определяет структуру, нагруженность и характеристики трансмиссии и ходовой части, тягово-динамические и топливно-экономические характеристики машины.

После подачи напряжения от электронного блока управления на катушку 3 электроклапана форсунки открывается сливной клапан и давление слева от плунжера 2 (см. рис. 2.39) уменьшается, т. к. эта полость связана с впускным штуцером через дроссель. Сила от плунжера 2 серводвигателя, которая воздействует на иглу распылителя 1, уменьшается. Под действием сил давления топлива от гидроаккумулятора p_A игла 1 открывает распылительные отверстия, и осуществляется подача топлива в цилиндр. Ход якоря электроклапана, так же как и иглы распылителя, весьма небольшой — десятые доли миллиметра.

ЭБУ системы *Common Rail* обрабатывает сигналы от датчиков температуры охлаждающей жидкости, положения педали акселератора, угловой скорости коленчатого вала, положения поршня и др.

Каждая форсунка системы подачи топлива *Common Rail* имеет две прецизионные пары: во-первых, игла распылителя 1 (см. рис. 2.39) с корпусом распылителя, во-вторых, плунжер серводвигателя 2 с корпусом форсунки. Это существенно увеличивает ее стоимость. К тому же потери топлива на слив уменьшают КПД системы питания.

Основными элементами *системы подачи воздуха* являются: воздухозаборник с глушителем шума (конфузором); воздушный фильтр; впускные трубопроводы, компрессор (у двигателей с наддувом) и радиатор (охладитель наддувочного воздуха); свечи накаливания (для облегчения запуска). При этом для обеспечения ресурса 10 тыс. моточасов (0,5...1 млн км пробега) на современных машинах стремятся отбор воздуха осуществлять из наименее запыленных мест, что приводит к значительному усложнению воздухозаборника и системы очистки воздуха.

На самоходных машинах применяют следующие типы воздушных фильтров: с бумажным или волосяным фильтрующим элементом; инерционные; комбинированные.

Принцип работы инерционного воздушного фильтра такой же, как инерционного топливного (см. рис. 2.22, а), т. е. он основан на резком изменении направления движения рабочего тела (воздуха или топлива) при обтекании специальных препятствий (обтекателей) в фильтре, а также задании интенсивного вращательного движения с помощью специальных завихрителей (циклонов). При этом твердые частицы и вода за счет сил инерции отходят к периферии фильтра, а более легкие молекулы воздуха или топлива направляются к выходному отверстию.

Наиболее качественная (до 99,9 %) очистка воздуха осуществляется в фильтрах с бумажным фильтрующим элементом (в инерционных фильтрах степень очистки не превышает 98 %), но при этом сопротивление воздушному потоку больше, чем в инерционных. Для увеличения площади бумажного фильтроэлемента его складывают в гофру, что уменьшает сопротивление и увеличивает срок службы.

На самоходных машинах, работающих в сильно запыленных условиях (тракторы, комбайны, строительно-дорожные машины и т. п.), применяют комплексные воздушные фильтры. В них очистка воздуха осуществляется как инерционным способом (в циклонах), так и с помощью фильтрующих элементов (рис. 2.40).

Для увеличения массы воздуха, входящей в цилиндры двигателя при впуске, применяют наддув, т. е. специальные компрессоры. Если в цилиндре будет больше воздуха, то, соответственно, туда можно подать больше топлива, которое полностью сгорит. В результате можно получить большее

давление в цилиндре, а значит, большие крутящий момент и мощность при тех же габаритных размерах мотора.

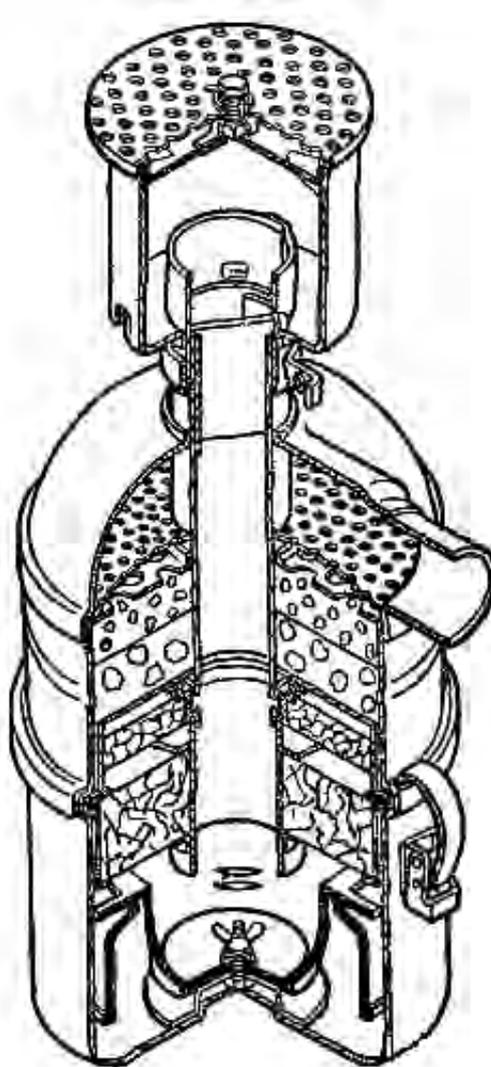


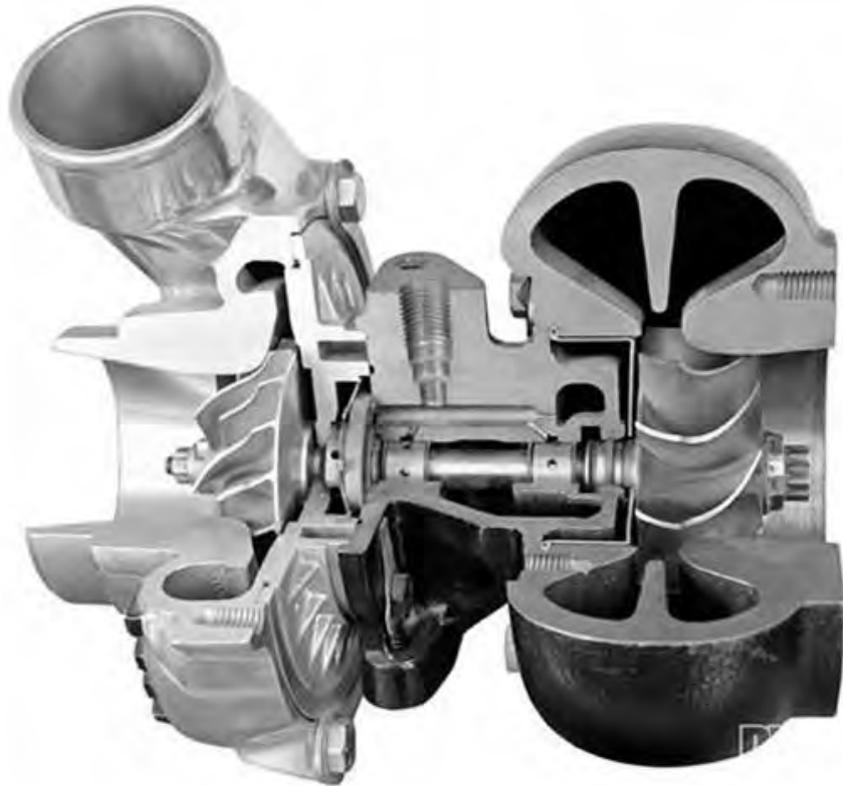
Рис. 2.40. Комплексный воздушный фильтр тракторного дизеля

На автотракторных двигателях применяют коловратные (*Roots*) и лопастные (центробежные) нагнетатели воздуха [19].

Если привод компрессора осуществляется от коленчатого вала с помощью шестеренной передачи, как правило, повышающей (дизель В-46) или иной, то часть мощности двигателя теряется на привод, но при этом инерционность двигателя (маневренность) не ухудшается. В двигателях современных самоходных машин чаще используется турбонаддув. В этом случае отработавшие газы, вырываясь из цилиндра в процессе выпуска со значительными скоростями, давлением и температурой, заставляют вращаться центробежную турбину, на одном валу с которой закреплено лопастное колесо компрессора. В данном случае имеет место

одноступенчатый газотурбинный двигатель (ГТД), который не отбирает энергию у поршневого мотора (рис. 2.41).

а)



б)

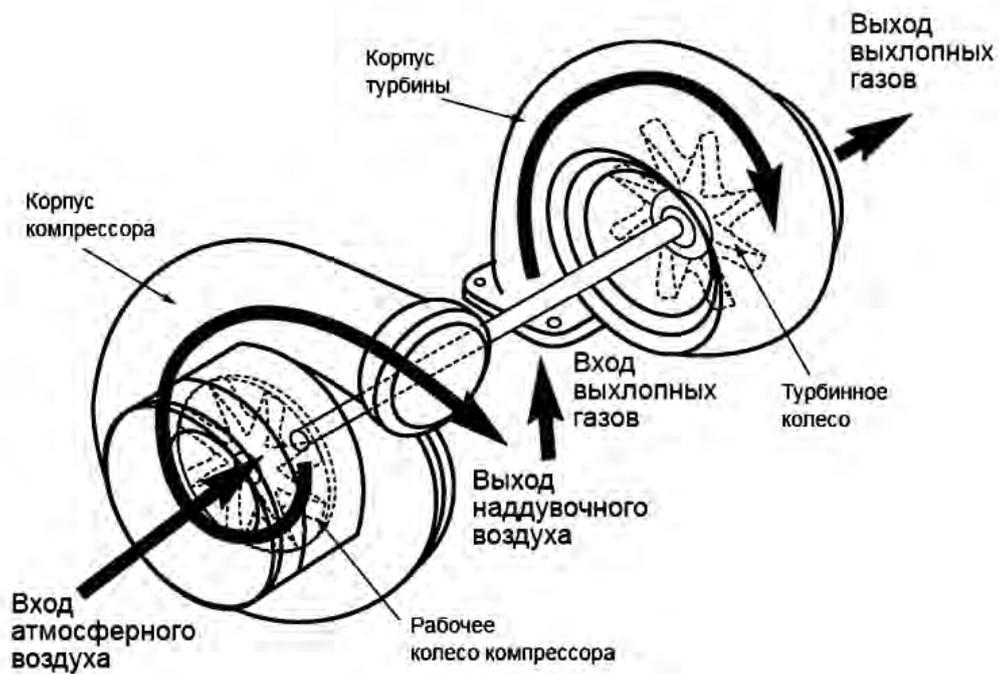


Рис. 2.41. Турбокомпрессор фирмы *Garrett* (а) и его схема (б)

Различают объемные и импульсные турбокомпрессоры. Если раскручивание турбины осуществляется только за счет избыточного давления отработавших газов (пьезометрический напор), то имеет место объемный турбокомпрессор. Если же используется как пьезометрический, так и скоростной напор газов, то импульсный. В последнем случае удастся раскрутить ротор до больших скоростей по сравнению с объемным наддувом и получить выше давление на впуске и мощность двигателя. Однако при этом необходим довольно сложный выпускной коллектор с весьма короткими каналами, что конструктивно затруднительно. Поэтому в большинстве моторов применяют объемные турбокомпрессоры.

Частота вращения ротора турбокомпрессора существенно превышает номинальную частоту вращения коленчатого вала двигателя и достигает до 300 тыс. об/мин и более (в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов), что сильно нагружает подшипники ротора гироскопическим моментом при маневрах и вертикальных колебаниях машины.

В моторах с турбонаддувом для перехода с одного режима на другой затрачивается значительное время из-за необходимости раскрутки/замедления турбины (турбопровал). Еще один недостаток таких двигателей – это повышенная теплонапряженность турбины, поршня, клапанов и головки блока, т. к. температура газов, выходящих из цилиндра, часто превышает 1000 °С.

Как видим, турбокомпрессор является элементом сразу двух систем – системы подачи воздуха и системы выпуска отработавших газов.

При сжатии в компрессоре воздух нагревается и уменьшает свою плотность. Поэтому для большего наполнения цилиндров наддувочным воздухом между турбокомпрессором и впускным коллектором на некоторых моделях моторов устанавливают воздухо-воздушные радиаторы (рис. 2.42).



Рис. 2.42. Радиатор

Радиатор состоит из двух тонкостенных емкостей (бачков), соединенных также тонкостенными трубками, которые обдуваются атмосферным воздухом и охлаждают рабочее тело внутри их. Для увеличения жесткости и поверхности охлаждения радиатора между трубками располагаются металлические вставки различной конфигурации. Обычно разность температур между выходным и входным патрубками бачков составляет $\Delta T_p = 30^\circ$.

Радиаторы в зависимости от направления потока рабочего тела (расположения бачков) делят на вертикальные и горизонтальные. Последние более компактны, поэтому все шире применяются на самоходных машинах. Ранее радиаторы изготавливали из латуни, а соединение трубок с бачками осуществляли пайкой (довольно трудоемкий и вредный процесс). В настоящее время чаще применяют алюминиевые трубки и пластмассовые бачки, соединяемые вальцовкой.

Основные элементы *системы выпуска отработавших газов*: выпускные трубопроводы; глушитель шума; турбина (у двигателей с газотурбинным наддувом) с регулятором потока отработавших газов (рис. 2.43); нейтрализатор выхлопных газов (у дизелей – дымоулавливатель) с системой управления (λ -зондом). Без последних указанных устройств невозможно удовлетворение норм токсичности.

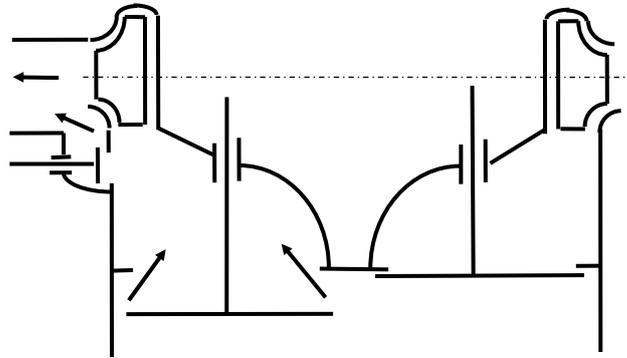


Рис. 2.43. Схема турбокомпрессора с регулятором расхода отработавших газов

Глушитель шума отработавших (выхлопных) газов представляет собой емкость с множеством перегородок, имеющих отверстия. Газы, проходя через глушитель, многократно изменяют свое направление, относительно плавно расширяются и за счет этих местных аэродинамических сопротивлений уменьшают свою скорость, температуру и давление (около выпускного клапана скорость газов превышает скорость звука). При разработке глушителя стремятся, чтобы он создавал наименьшее сопротивление потоку газов для минимизации потерь мощности двигателя. Иногда

на самоходных машинах, например на легковых автомобилях, применяют два последовательно установленных глушителя – предварительный (резонатор) и основной.

На современных самоходных машинах применяют каталитические нейтрализаторы отработавших газов. Такой аппарат состоит из металлического корпуса с входным и выходным патрубками. Внутри корпуса расположен мелкоячеистый (для увеличения поверхности) керамический элемент, имеющий покрытие из платины и родия. Проходя через такой нейтрализатор, в отработавших газах уменьшаются концентрации, во-первых, монооксида углерода (угарного газа CO), т. к. он окисляется до диоксида углерода (углекислого газа CO_2), во-вторых, окислов азота NO_x (они разлагаются на кислород O_2 и азот N_2), в-третьих, несгоревших углеводородов CH (они дожигаются до диоксида углерода CO_2 и воды H_2O). В этом случае нейтрализатор называется трехкомпонентным.

Иногда для уменьшения токсичности отработавших газов применяют их рециркуляцию, т. е. часть этих газов опять подают в цилиндр на такте впуска, например, с помощью клапана в турбокомпрессоре (см. рис. 2.43). Также применяют подачу мочевины (раствора аммиака) в цилиндры. В этом случае неизбежны потеря мощности двигателя из-за ухудшения наполнения цилиндров свежим зарядом и увеличение концентрации твердых частиц (дымность).

Система охлаждения предназначена для поддержания оптимального теплового режима двигателя. Оптимальным считается такой режим, когда температура наружных стенок блока цилиндров составляет $95\text{ }^\circ\text{C} \dots 110\text{ }^\circ\text{C}$. При этом, например, средняя температура днища поршня нефорсированного двигателя (без наддува) составляет около $300\text{ }^\circ\text{C}$. При таком тепловом режиме зазоры в парах трения двигателя соответствуют расчетным и обеспечивают минимальное трение, а на деталях, образующих камеру сгорания, не откладывается большое количество смолы и сажи. При существенном превышении оптимального температурного режима может произойти прогар или заклинивание поршня, прихват вкладышей коленчатого вала и другие аварийные ситуации. В случае переохлаждения мотора, например при весьма длительной работе на режиме холостого хода, в камере сгорания накапливается большое количество сажи, что приводит к пропуску вспышек в цилиндрах, загрязнению свечи зажигания или закоксовыванию распылительных отверстий форсунок у дизеля и другим негативным явлениям. Поэтому система охлаждения должна обеспечивать быстрый и равномерный прогрев после запуска холодного двигателя и поддержание указанного теплового режима при дальнейшей работе.

В ДВС применяют воздушную или жидкостную систему охлаждения. Большинство моделей двигателей самоходных машин имеют жидкостное охлаждение. Это связано с большей эффективностью такой системы и меньшей шумностью мотора. Однако иногда в обслуживании жидкостная система охлаждения более трудоемка.

Основными элементами воздушной системы охлаждения (рис. 2.44 и 2.45) являются: ребра охлаждения *1* на головке и цилиндре; могут быть наружные кожухи *2* с окнами и термостатами *4*, регулирующими проходные сечения окон; вентилятор *3* с приводом от коленчатого вала.

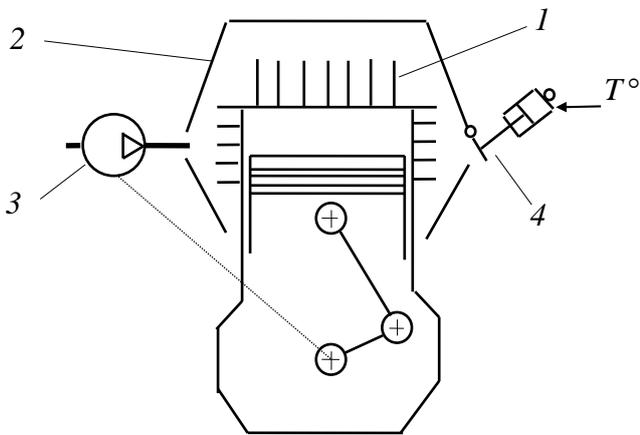


Рис. 2.44. Схема воздушной системы охлаждения

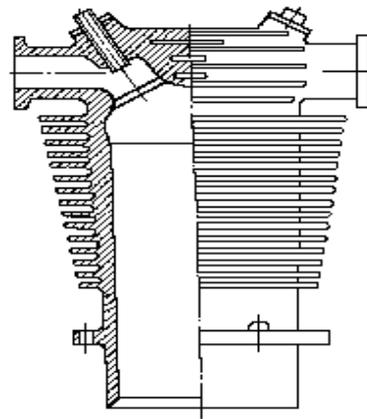


Рис. 2.45. Головка и цилиндр ДВС с воздушным охлаждением

Ребра необходимы для увеличения площади охлаждения, на которую воздействует охладитель (рабочее тело), т. е. воздух. Применение кожухов с вентилятором, окнами и термостатами позволяет, во-первых, более эффективно поддерживать оптимальный тепловой режим мотора за счет изменения расхода воздуха в межреберном пространстве и, во-вторых, уменьшить шумность за счет экранного действия кожуха. Однако при этом очевидно усложнение системы и уменьшение мощности двигателя за счет отбора ее части на привод вентилятора. Поэтому на многих моделях мотоциклов все системы охлаждения состоят из ребер на головках и цилиндрах. Охлаждение в этом случае осуществляется за счет встречного потока воздуха и конвективного теплообмена. Иногда головку и цилиндр объединяют в одной отливке (см. рис. 2.45), что упрощает сборку и повышает жесткость несущей конструкции мотора.

Основные элементы жидкостной системы охлаждения (рис. 2.46): рубашка охлаждения *1* с охлаждающей жидкостью; водяной насос *2*; термостат *3*; радиатор *4* с паровым и воздушным клапанами и вентилятором.

Циркуляция жидкости в рубашке может совпадать с направлением конвективного теплообмена или быть направленной в противоположную сторону, как на рис. 2.46. В последнем случае прогрев холодного двигателя осуществляется быстрее.

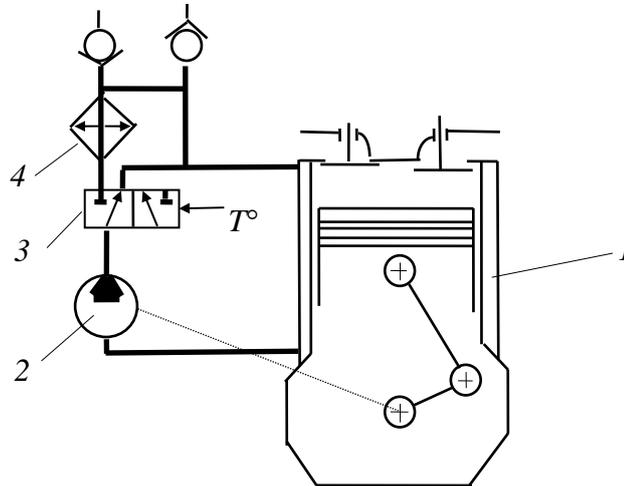


Рис. 2.46. Схема жидкостной системы охлаждения

Конструкция жидкостно-воздушного радиатора системы охлаждения не отличается от рассмотренного ранее воздухо-воздушного радиатора системы питания (см. рис. 2.42). Паровой клапан необходим для уменьшения давления в системе при закипании жидкости во избежание выхода из строя радиатора. Воздушный клапан необходим для недопущения чрезмерного разрежения в системе при остывании мотора в случае, если сработал паровой клапан. Как видим, жидкостные системы охлаждения современных самоходных машин являются закрытыми.

В качестве охлаждающих жидкостей в настоящее время применяют антифризы. Это растворы этиленгликоля в дистиллированной воде с различными присадками (моющими, противопенными и др.). При чрезмерно низкой (не расчетной) температуре антифриз не превращается в монолит, как чистый лед, а имеет вид некой кашицы, которая не разрушает рубашку охлаждения, радиатор и другие устройства. Одним из отрицательных свойств антифризов является их малая вязкость, а значит, повышенная текучесть. Это может нарушать герметичность системы в местах соединений. Также они имеют повышенный коэффициент расширения. Поэтому в такой системе предусматривают специальную емкость – расширительный бачок.

Водяной насос (помпа) лопастного типа, центробежный, как рассмотренный ранее компрессор системы питания с наддувом (см. рис. 2.41),

приводится от коленчатого вала ременной передачей или по иному. Иногда на одном валу с ним располагают вентилятор радиатора (рис. 2.47).

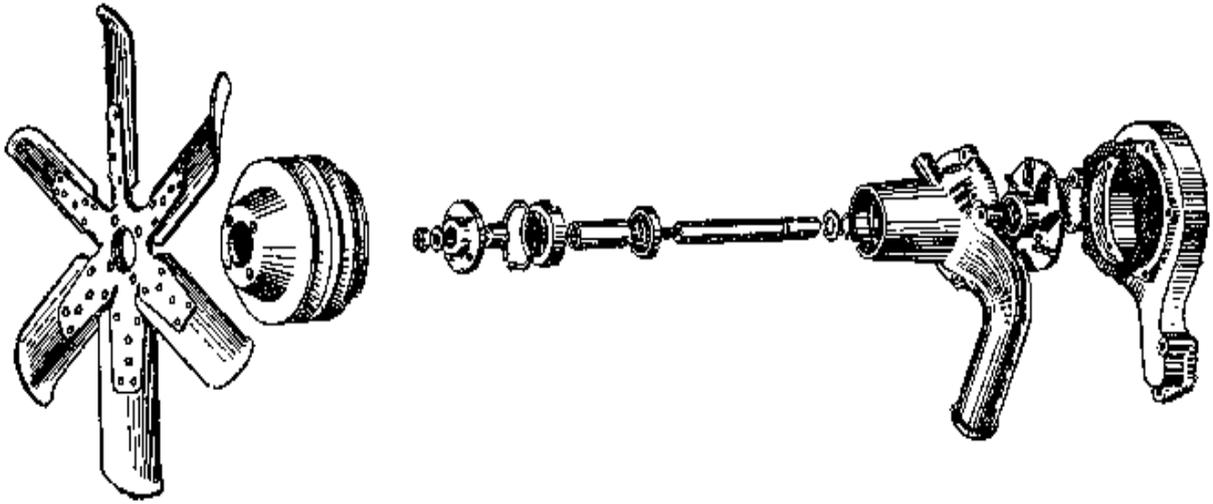


Рис. 2.47. Вентилятор и водяной насос двигателя грузовика

На современных моделях автомобилей привод вентилятора осуществляют с помощью электромотора. Это значительно улучшает компоновочную технологичность двигателя, т. е. радиатор с вентилятором можно располагать где угодно по отношению к мотору.

Если двигатель располагается в передней части машины, то поток воздуха вентилятора направлен по ходу движения машины для совпадения с потоком встречного воздуха.

Так как диаметр и частота вращения вентилятора значительны, то он потребляет существенную часть мощности мотора (до 5 %). Поэтому для экономии топлива, например при движении с большой скоростью, на ряде моделей привод вентилятора делают отключаемым с помощью опорожняемой гидромуфты (КамАЗ-740), электромагнитной муфты (ВАЗ-2103), электродвигателя (ВАЗ-2108). В этом случае система управления приводом вентилятора содержит датчик температуры охлаждающей жидкости.

Термостат – это автоматический клапан, который направляет поток жидкости от водяного насоса либо по так называемому малому кругу циркуляции, т. е. только по рубашке охлаждения, либо по большому кругу, т. е. из рубашки в радиатор, либо одновременно и по малому, и по большому (рис. 2.48).

Внутри корпуса термостата располагается один или два клапана с приводом от штока миниатюрного гидроцилиндра, т. е. емкости переменного объема, заполненной легкоиспаряющимся или легкоплавким рабочим телом, например спиртом или парафиновой смесью (церезином). При

достижении температуры кипения или плавления наполнителя его объем увеличивается, и открывается соответствующий канал системы охлаждения.

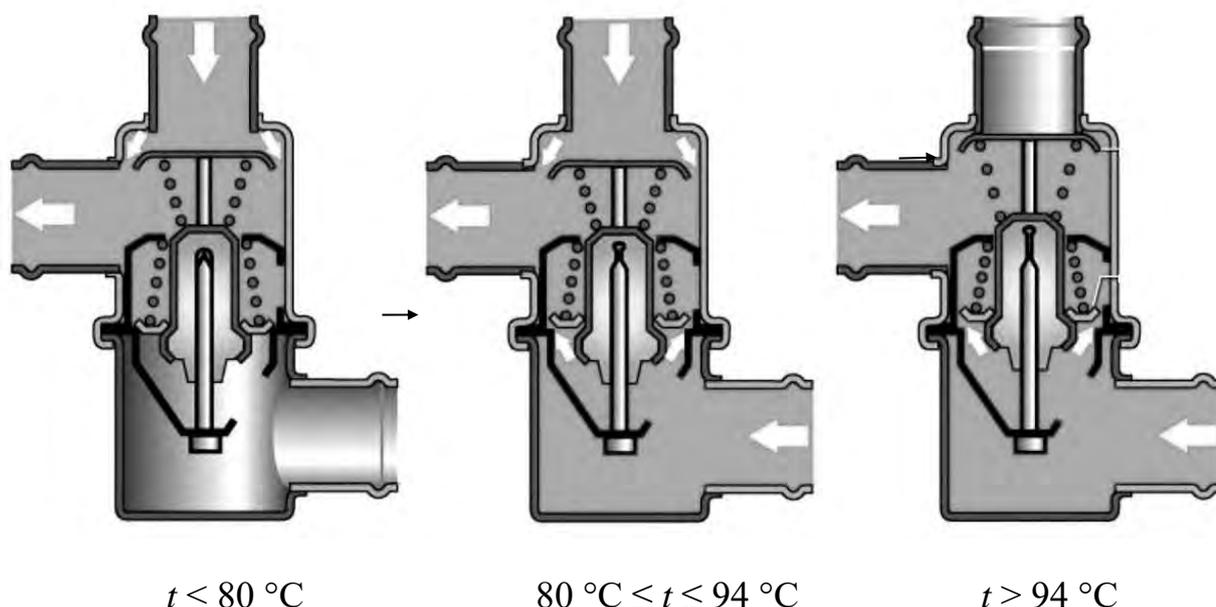


Рис. 2.48. Двухклапанный термостат

Система смазки предназначена для уменьшения сил трения и коррозии в механизмах двигателя, а также совместно с системой охлаждения для поддержания оптимального теплового режима. Последнее положение данного определения в наибольшей степени относится к двигателям воздушного охлаждения. В них функциональная нагрузка системы смазки по поддержанию теплового режима доходит до 50 %.

Любые детали могут смазываться тремя способами:

- 1) под давлением;
- 2) разбрызгиванием;
- 3) самотеком.

При этом различают три вида трения:

- 1) сухое (между трущимися поверхностями нет смазки);
- 2) чисто жидкостное (детали полностью разделены слоем смазки);
- 3) смешанное или, что то же самое, граничное трение, когда часть трущейся поверхности имеет смазку, а часть нет.

Наименьший коэффициент трения имеет место при чисто жидкостном трении. В двигателях самоходных машин применяют все три способа смазывания. Но в парах трения чаще всего имеет место третий вид трения – смешанный, что связано с большими поверхностными напряжениями. Так, радиальные нагрузки, действующие на коренные подшипники коленчатого

вала форсированного ДВС, составляют десятки, а иногда и сотни килоньютон.

Наиболее нагруженные пары смазываются под давлением. Это подшипники коленчатого, распределительного валов, ротора турбокомпрессора и др. Разбрызгиванием смазываются менее нагруженные пары трения, а также те, куда затруднительно подвести под давлением смазку, например между зеркалом цилиндра и поршнем, кулачком распределительного вала и толкателем и т. п. Самоотеком в основном смазываются ненагруженные или слабонагруженные поверхности и для предупреждения коррозии.

Различают системы смазки с *мокрым* картером и *сухим* (рис. 2.49).

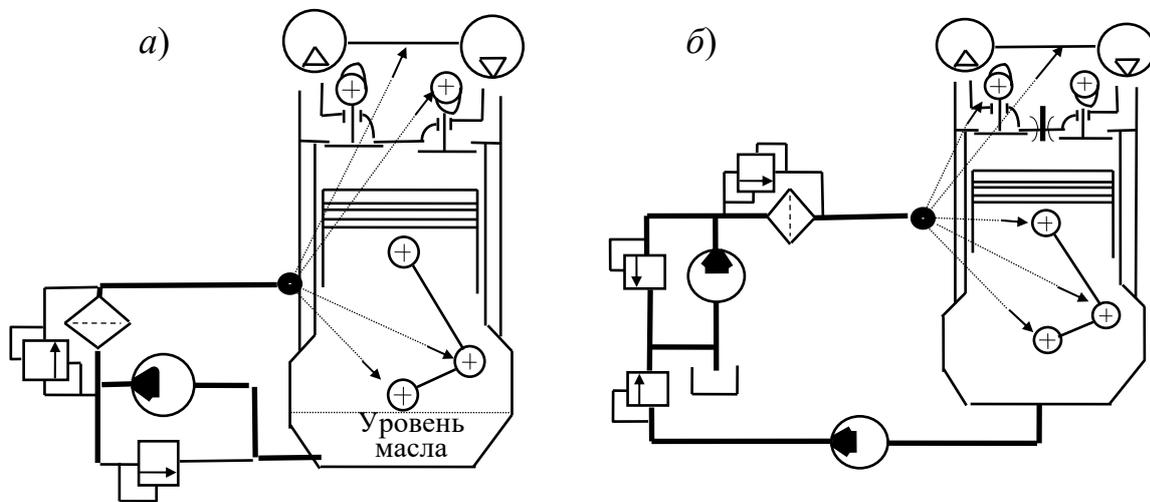


Рис. 2.49. Схемы систем смазки: а – с мокрым картером; б – с сухим картером

Системы смазки с сухим картером, как правило, применяют на крупногабаритных мощных двигателях, где картеры имеют весьма значительные объемы, а также на авиационных и спортивных моторах. В данной системе используется как минимум два насоса, один из которых откачивает масло из картера, а другой подает смазку к трущимся парам, используя при этом дополнительную емкость (маслобак).

Основными элементами системы смазки с мокрым картером являются: емкость со смазочным материалом (масляный картер – поддон); масляный насос; масляные фильтры; масляные каналы; система вентиляции картера.

В качестве рабочего тела в системах смазки применяют материалы трех видов:

- 1) жидкие (моторные и трансмиссионные масла);
- 2) пластичные (например, жировые смазки в ступицах колес);
- 3) твердые (графитные и т. п.).

Основными параметрами, характеризующими моторные и трансмиссионные масла, являются: вязкость (способность сопротивляться сдвигу); температура застывания; температура вспышки; щелочное число; зольность.

В обозначении моторного масла присутствует класс вязкости и индекс его применимости (назначения). На территории СНГ в ходу две системы индексации моторных масел. Первая разработана в СССР по ГОСТ 17479, вторая – в США по *SAE Y 300 APR 84*. Отечественная система подразделяет моторные масла на 21 класс вязкости, определяемой при температуре 100 °С. Американская система предусматривает десять классов вязкости – шесть зимних, т. е. всесезонных, в обозначении которых присутствует буква *W* (от англ. *winter* – зима), и четыре летних. Комплекс свойств, обеспечиваемых различными присадками (моющими, противостарительными, антикоррозионными, противозадирными, противопенными и др.), которые и определяют применимость масла, обозначается в конце индекса.

Согласно отечественному стандарту наиболее широко применяемое моторное масло имеет обозначение: М 6_з/14 Г₁, где М – моторное; 6 – класс вязкости основы масла, т. е. масляного дисцилята нефти, при 100 °С (кинематическая вязкость его при –18 °С равна 10400 мм²/с); _з – наличие загущающей присадки, обеспечивающей достаточно высокую вязкость масла при 100 °С; 14 – вязкость с загущающей присадкой при 100 °С; Г₁ – для форсированных моторов с принудительным воспламенением (если Г₂, то для форсированных дизелей). То же масло в американском обозначении: *SAE 20W40 SD*, где 20 – индекс вязкости основы масла; *W* – наличие загущающей присадки; 40 – индекс вязкости масла вместе с присадкой; *SD* – индекс применимости по *API (American Petroleum Institut)*, эквивалентный Г₁.

Присадки к моторным маслам производят на основе полиальфаолефинов, алкилбензолов и эфиров путем органического синтеза. Если в масле количество присадок более 40 %, то его называют синтетическим. Оно в значительно меньшей степени подвержено старению, т. е. утрате своих свойств в процессе эксплуатации. Поэтому синтетические масла работают дольше. Если же присадок в масле от 20 % до 40 %, то его называют полусинтетическим, в противном случае (присадок до 20 %) – минеральным. Правильный выбор моторного масла позволяет существенно повысить КПД двигателя и обеспечить его большой ресурс.

Если площади поверхности масляного картера недостаточно для охлаждения масла, то в системе смазки предусматривается масляный радиатор. Его конструкция аналогична рассмотренным ранее радиаторам системы питания и охлаждения, но они имеют меньшие размеры.

Масляный насос предназначен для создания избыточного давления рабочего тела и за счет этого подачи масла ко всем трущимся парам. В системах смазки двигателей самоходных машин в качестве масляных применяют одно- или двухсекционные шестеренные насосы (рис. 2.50). В последнем случае большая секция осуществляет подачу масла к трущимся парам, а малая – к радиатору. В масляный насос, как правило, встраивается редуционный клапан (см. рис. 2.50), который ограничивает максимальное давление рабочего тела p_m^{\max} . Обычно в системе $0,1 < p_m < 0,8$ МПа.

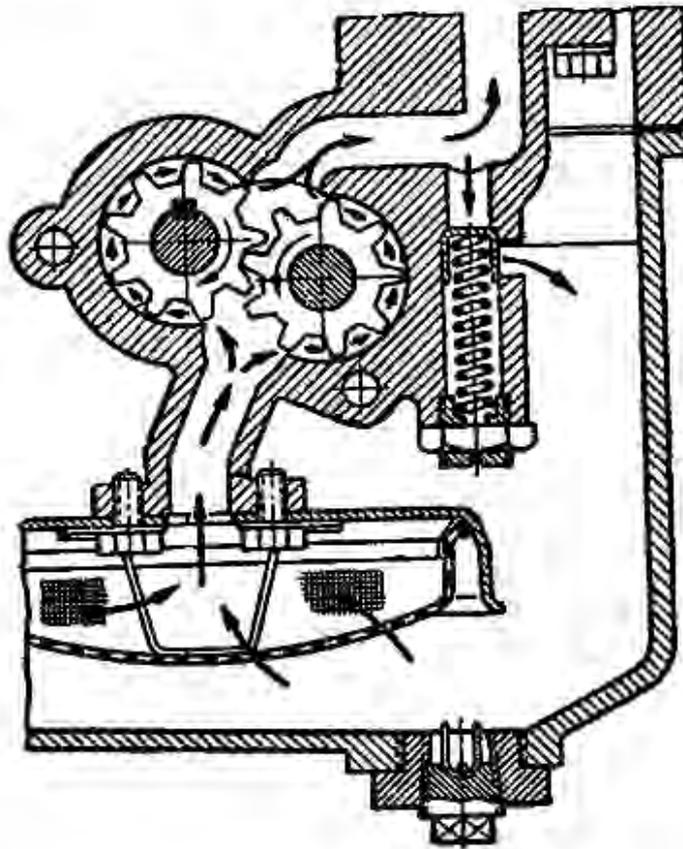


Рис. 2.50. Масляный насос с редуционным клапаном

Фильтры предназначены для отделения твердых частиц (продуктов износа) от рабочего тела. Применяют масляные фильтры тех же типов, что и рассмотренные ранее топливные: инерционные; с бумажным фильтрующим элементом; с керамическим фильтрующим элементом; щелевые (устаревшие), где масло проходит через щели в пакете пластин.

Масляные инерционные фильтры являются центробежными (рис. 2.51), где вращение ротора осуществляется за счет реактивных сил истекающего под давлением из сопловых отверстий масла.

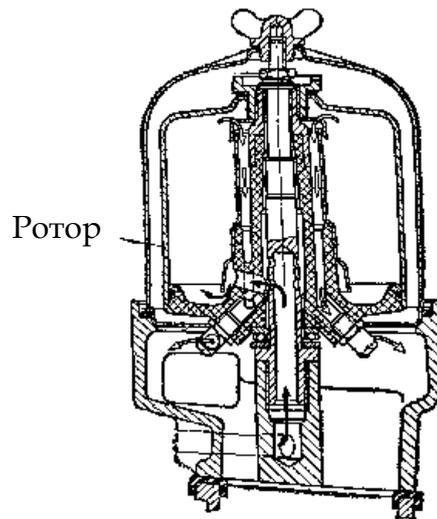


Рис. 2.51. Центробежный фильтр

Так как частота вращения ротора составляет десятки тысяч оборотов в минуту, то за счет значительных центробежных сил более тяжелые твердые частицы оседают на внутренней поверхности ротора в виде плотного осадка, а более легкие молекулы масла движутся дальше по системе смазки.

Если весь поток масла проходит через фильтр, то его называют полнопоточным. В устаревших моделях двигателей применяли неполнопоточные фильтры тонкой очистки (бумажные и центробежные) и полнопоточные (щелевые) фильтры грубой очистки. Через первые проходило только 25 %...50 % масла. В современных моделях моторов применяют полнопоточные фильтры тонкой очистки масла, что способствует увеличению ресурса двигателя.

В сильно форсированных моторах осуществляют принудительное охлаждение днища каждого поршня струями масла из специальных форсунок, связанных с центральной масляной магистралью (рис. 2.52).

Система вентиляции картера предназначена для поддержания возможно низкого давления в картере (близкого к атмосферному). Этим уменьшается, во-первых, противодействие на поршни в тактах расширения и впуска, во-вторых, разжижение масла. Данная система служит для вентиляции картера от газов, прорвавшихся из камеры сгорания.

В устаревших моделях двигателей картеры сообщались с атмосферой через сапуны или П-образные трубки. По действующим стандартам во избежание загрязнения окружающей среды картер должен сообщаться с впускным коллектором двигателя. Этим исключается попадание картерных газов в атмосферу и обеспечивается частичная рециркуляция отработавших газов, что уменьшает максимальные температуры цикла и, как следствие, содержание окислов азота в выхлопных газах.

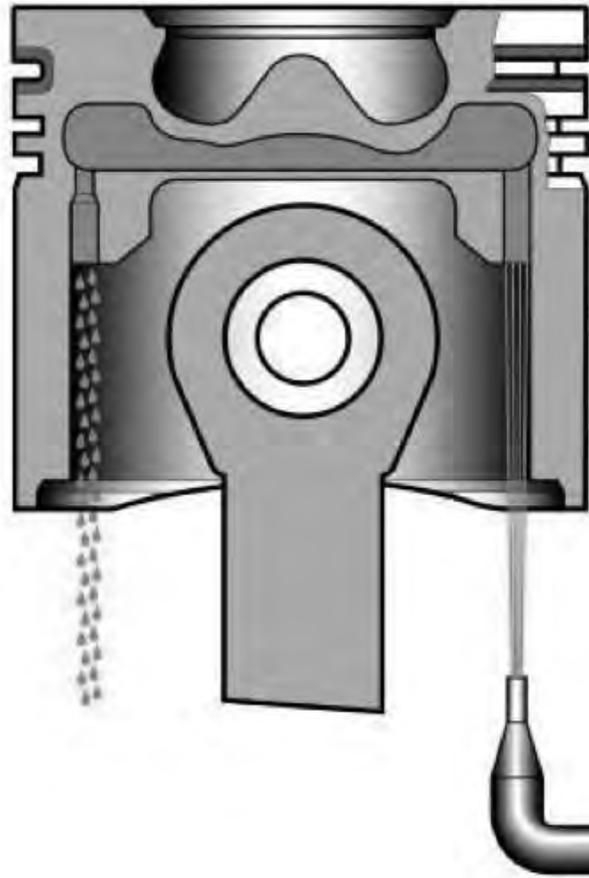


Рис. 2.52. Охлаждение днища поршня

Упрощенная схема системы вентиляции картера ДВС представлена на рис. 2.53.

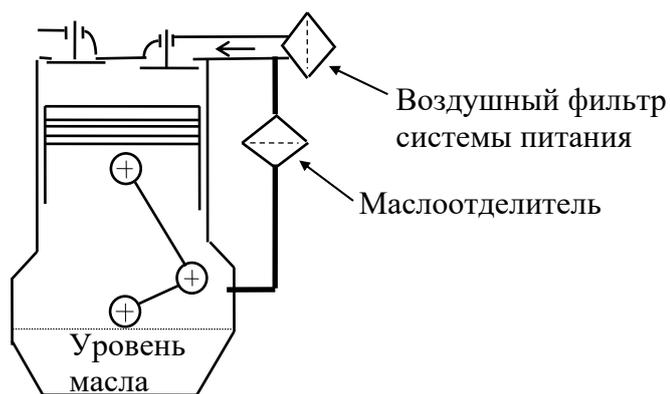


Рис. 2.53. Схема системы вентиляции картера

Система запуска предназначена для принудительного вращения коленчатого вала двигателя. Необходимость данной системы объясняется тем, что запустить поршневой ДВС можно только тогда, когда его

коленчатый вал будет раскручен до минимальной пусковой частоты вращения $n_{\text{п}}^{\text{мин}}$ и выше, ибо при таких скоростях в камере сгорания складываются благоприятные условия для воспламенения топливо-воздушной смеси – температура, давление, завихрение свежего заряда. Для поршневых ДВС $n_{\text{п}}^{\text{мин}} = 100 \dots 150$ об/мин.

Применяют следующие виды запуска ДВС:

- 1) электростартерный;
- 2) с помощью вспомогательного пускового мотора;
- 3) пневматический;
- 4) с помощью мускульной силы человека, т. е. заводной рукояткой (ручной запуск) или зубчатым сектором с рычагом – кикстартером (ножной запуск);
- 5) буксировкой тягачом;
- 6) с помощью силы тяжести при движении с горки;
- 7) комбинированный.

Для современных самоходных машин основным видом запуска мотора является электростартерный. Такая система включает следующие основные элементы (рис. 2.54): стартер 1; аккумуляторная батарея 2; стартерные однопроводные электрические цепи 3 (вторым проводом является корпус машины) с электроприборами. Стартер состоит из трех основных частей (см. рис. 2.54 и 2.55):

- 1) электрического двигателя (*a* на рис. 2.54);
- 2) тягового реле (*б* на рис. 2.54);
- 3) привода стартера (*в* на рис. 2.54).

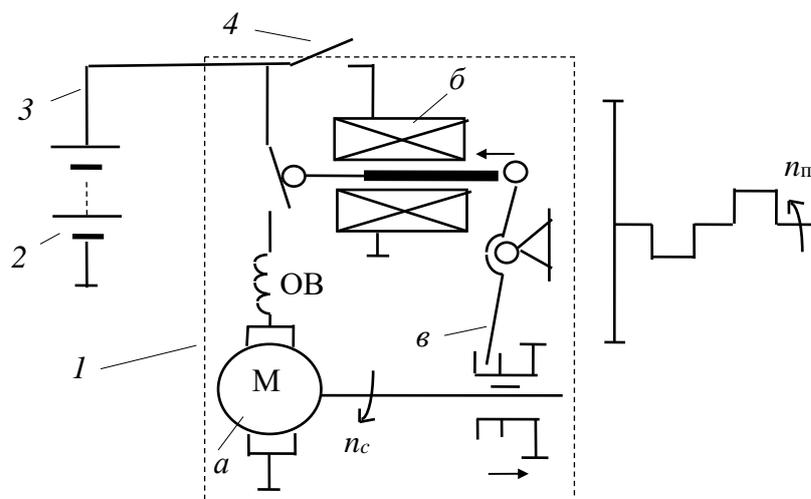


Рис. 2.54. Схема системы электростартерного запуска ДВС

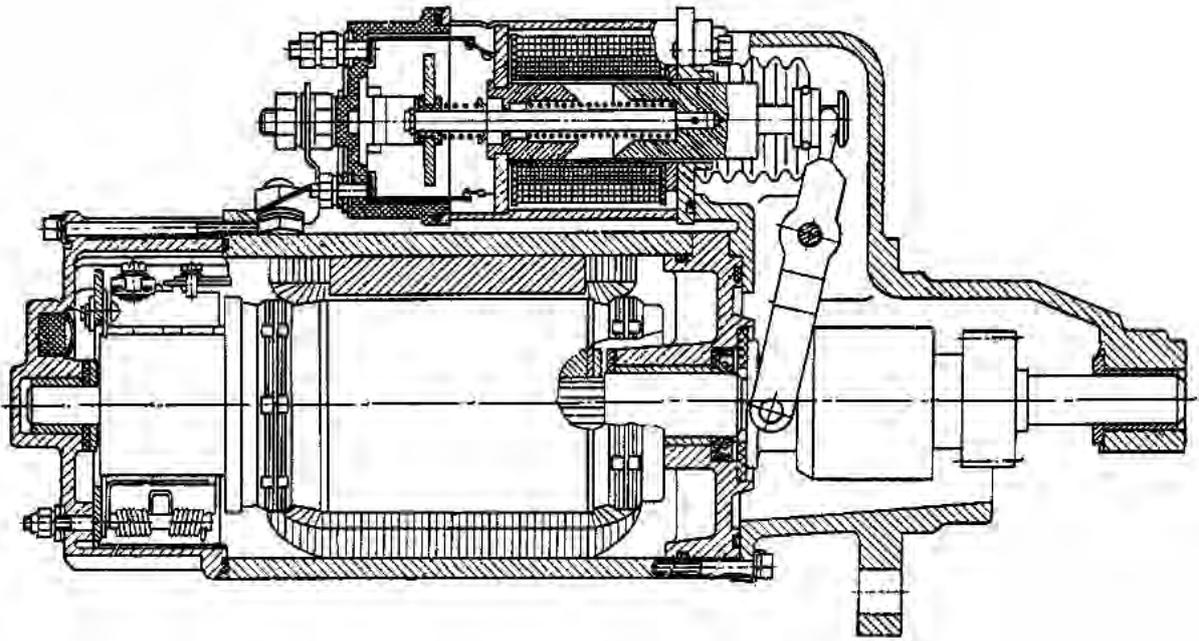


Рис. 2.55. Стартер СТ-130-А1

При включении стартера с помощью замка зажигания 4 или кнопки пуска происходит подача напряжения на тяговое реле б. Его якорь перемещается внутрь катушки (влево на рис. 2.54 и 2.55) и поворачивает рычаг привода стартера, который вводит в зацепление с зубчатым венцом маховика ДВС шестерню привода стартера. В конце своего хода якорь тягового реле подключает к аккумуляторной батарее обмотки возбуждения (ОВ) и якорь электродвигателя стартера (М), который прокручивает коленчатый вал запускаемого двигателя. Сила тока в цепи тягового реле составляет $I_{т.р} \approx 5...15$ А, а в цепи электродвигателя стартера $I_{м} = 50...500$ А и более в зависимости от сопротивления КШМ, которое зависит от вязкости масла, степени сжатия, количества цилиндров и других факторов.

Шестерня привода стартера связана с валом электродвигателя не жестко, а с помощью обгонной (рис. 2.56), храповой или фрикционной муфты. Это необходимо для того, чтобы работающий ДВС не вывел из строя электродвигатель стартера, т. к. даже минимальная устойчивая частота вращения коленчатого вала поршневого двигателя ($n_{х.х}^{max} \approx 600$ об/мин) существенно превышает максимальную пусковую ($n_{п}^{max} \approx 300$ об/мин).

Крутящий момент от электродвигателя стартера к шестерне его привода передается через наружную обойму обгонной муфты (левая схема на рис. 2.56). При этом происходит заклинивание роликов в клиновидных канавках, т. е. между внутренней и наружной обоймами обгонной муфты.

После запуска ДВС (правая схема на рис. 2.56) крутящий момент маховика, действующий на внутреннюю обойму обгонной муфты, превышает момент электродвигателя стартера. Поэтому ролики расклиниваются и обгонная муфта выполняет роль подшипника качения, т. е. прекращается кинематическая связь шестерни привода стартера с валом его электродвигателя.

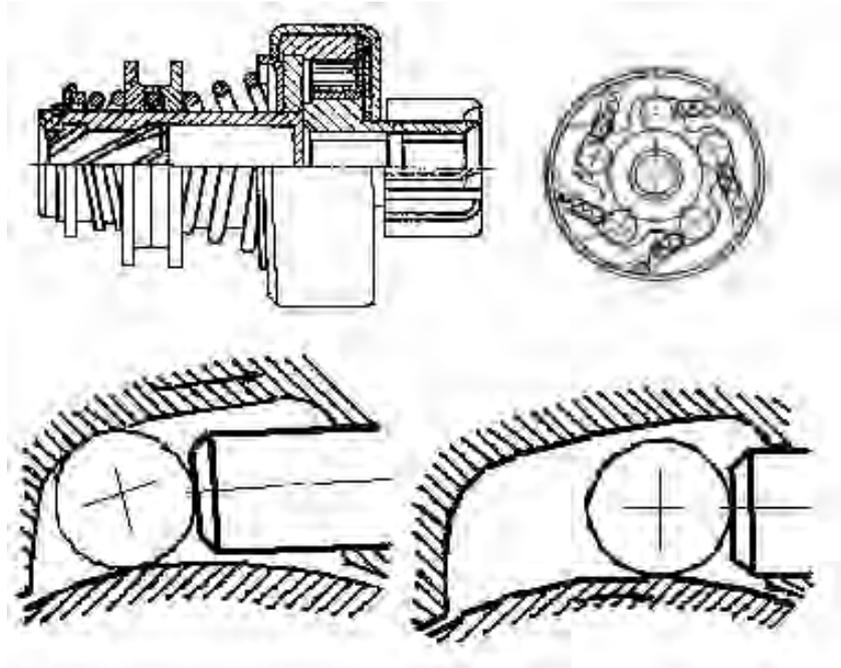


Рис. 2.56. Обгонная муфта стартера СТ-130-А1 и схема ее работы

Электростартеры классифицируют:

– по способу возбуждения:

а) с последовательным возбуждением, т. е. с последовательным соединением обмоток возбуждения и якоря электромотора;

б) со смешанным возбуждением, когда электродвигатель стартера имеет ОВ, соединенные и последовательно, и параллельно;

в) с возбуждением от постоянных магнитов;

– по способу управления:

а) с механическим приводом, или прямой привод (применялся на устаревших моделях стартеров);

б) с дистанционным приводом (с помощью тягового реле), который в свою очередь делят на виды:

1) без дополнительного реле включения стартера, например ВАЗ-2101 (такой стартер можно включить при работающем ДВС и сломать шестерню привода, к тому же быстро выходят из строя контакты замка зажигания, т. к. через них протекает большой ток $I_{т.р}$);

2) с дополнительным реле включения стартера (большинство конструкций);

– по степени защиты от грязи:

а) защищенного исполнения (для тракторов и т. п. машин);

б) незащищенного исполнения;

– по количеству обмоток тягового реле:

а) с одной обмоткой;

б) с двумя обмотками – втягивающей и удерживающей (большинство стартеров).

Наиболее перспективные – стартеры с возбуждением от постоянных магнитов и встроенным редуктором. Такие конструктивные решения позволяют существенно уменьшить габариты и массу стартера, а также снизить нагрузку на аккумуляторную батарею.

На мощных многоцилиндровых двигателях применяются системы пневматического запуска двигателя. Упрощенная схема такой системы изображена на рис. 2.57. Ее основные элементы: компрессор высокого давления (до 10 МПа) с приводом; ресивер (емкость для хранения сжатого воздуха) с манометром; пусковой кран; распределитель воздуха по цилиндрам; обратный клапан (в каждом цилиндре); трубопроводы.

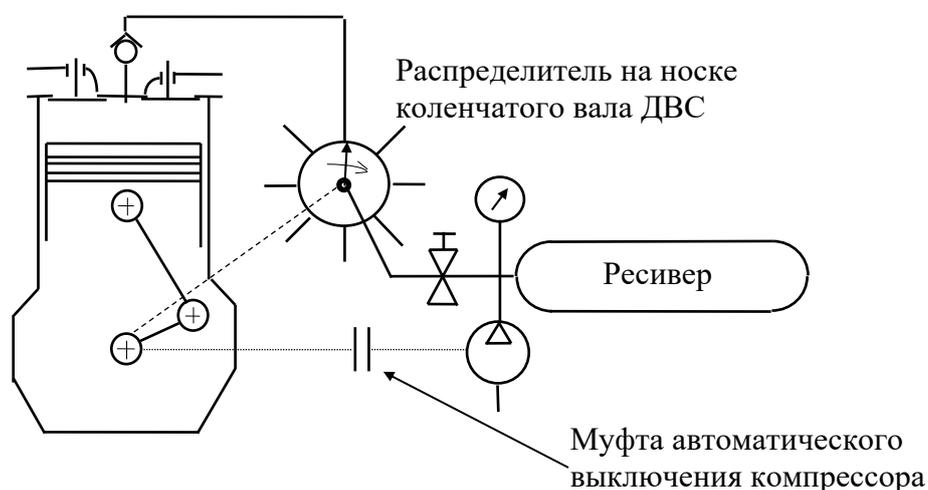


Рис. 2.57. Схема системы воздушного запуска ДВС

При наличии достаточного давления в ресивере и открытом кране запуска распределитель системы пневмозапуска направляет сжатый воздух из ресивера в тот цилиндр, где идет такт расширения, т. е. где клапаны закрыты и поршень движется от ВМТ к НМТ.

На некоторых моделях тракторов, строительно-дорожных машин и т. п. техники для запуска основного двигателя используется дополнительный маломощный пусковой ДВС (рис. 2.58). Как правило, это одноцилиндровый двухтактный с золотниковым ГРМ мотор, с принудительным воспламенением от магнето, упрощенным карбюратором, с жидкостной конвективной системой охлаждения, связанной с рубашкой охлаждения основного ДВС.

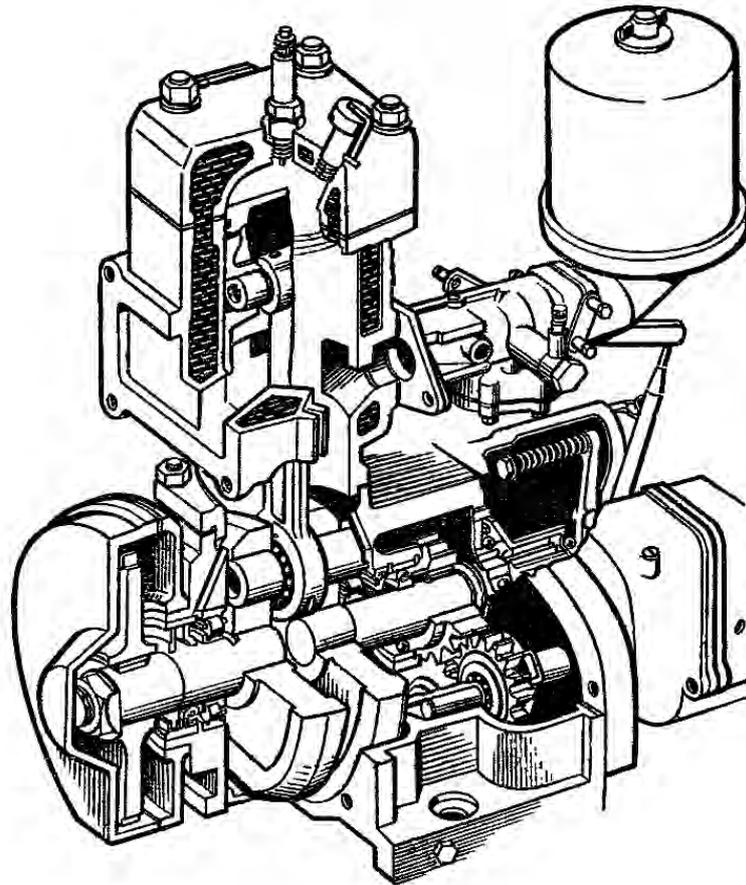


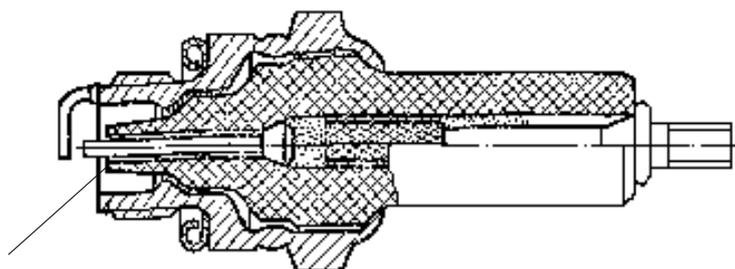
Рис. 2.58. Пусковой двигатель ПД-10У

В связи с несовершенством систем питания и зажигания пускового двигателя ПД-10У он оборудован декомпрессором в виде клапана в камере сгорания с ручным приводом. Этот мотор также снабжен ограничителем максимальной частоты вращения коленчатого вала, т. к. его КШМ не рассчитан на частоту вращения выше 3700 об/мин. Привод пускового двигателя имеет редуктор с фрикционной и центробежной муфтами. Первая необходима для плавного разгона КШМ основного ДВС, а вторая – для автоматического отключения привода пускового двигателя от маховика дизеля после запуска последнего.

С помощью мускульной силы человека осуществляют запуск маломощных моторов, например мопедов, мотоциклов и т. п.

Система зажигания предназначена для своевременного принудительного воспламенения топливовоздушной смеси в недизельных моторах.

В качестве систем зажигания в поршневых ДВС применяют искровые, т. е. такие, в которых исполнительным элементом является искровая свеча зажигания (рис. 2.59). Ее основные элементы: корпус с боковым Г-образным электродом, шестигранной частью и резьбой для завинчивания свечи в головку цилиндра; центральный электрод; керамический изолятор; уплотнительные кольца.



Тепловой конус изолятора

Рис. 2.59. Свеча зажигания

После подачи на эту свечу высокого напряжения (15...20 кВ и более) между ее электродами, находящимися на расстоянии $\delta_s = 0,4...1,2$ мм (в зависимости от модели мотора), проскакивает электрическая искра, которая инициализирует воспламенение топливовоздушной смеси в цилиндре ДВС.

Свеча должна нормально работать при температуре теплового конуса изолятора $T_{и.с} = 400\text{ }^\circ\text{C}...900\text{ }^\circ\text{C}$. При $T_{и.с} < 400^\circ$ на данном конусе интенсивно откладывается нагар, который шунтирует (замыкает накоротко) электроды свечи. Если $T_{и.с} > 900^\circ$, то воспламенение смеси происходит не от искрового разряда в нужный момент времени, а значительно раньше от раскаленного конуса изолятора (так называемое калильное зажигание), что может привести к аварии мотора. Поэтому в зависимости от назначения двигателя, степени его форсирования, конструкции камеры сгорания и других факторов необходим определенный тип свечей зажигания.

Основным классификационным признаком свечи зажигания является калильное (тепловое) число, которое отражается в маркировке. Чем короче тепловой конус изолятора свечи, тем больше калильное число, т. е. в более теплонапряженном двигателе может использоваться данная свеча, но и тем она чувствительней к нагарообразованию.

Маркируют отечественные свечи зажигания следующим образом. Первая буква показывает размер резьбы корпуса (если стоит буква А, то резьба $M14 \times 1,25$, а если буква М, то $M18 \times 1,5$). Следующие цифры показывают калильное число (назначается, как правило, из ряда 8; 11; 14; 17; 20; 23; 26). Далее идет буква, характеризующая длину резьбы корпуса (если буква У, то длина резьбы 11 мм, если же Д, то 19 мм). Конечные буквы подчеркивают особенности свечи, где В говорит о том, что конус изолятора выступает за пределы корпуса, Т – герметизация центрального электрода термоцементом. Например, наиболее распространенные свечи зажигания (так называемые жигулевские) имеют обозначение А17ДВ.

Одной из самых простых и первых, используемых на ДВС, систем зажигания является магнето (рис. 2.60). Это электромеханический прибор, предназначенный для получения переменного тока и преобразования его в импульсы высокого напряжения.

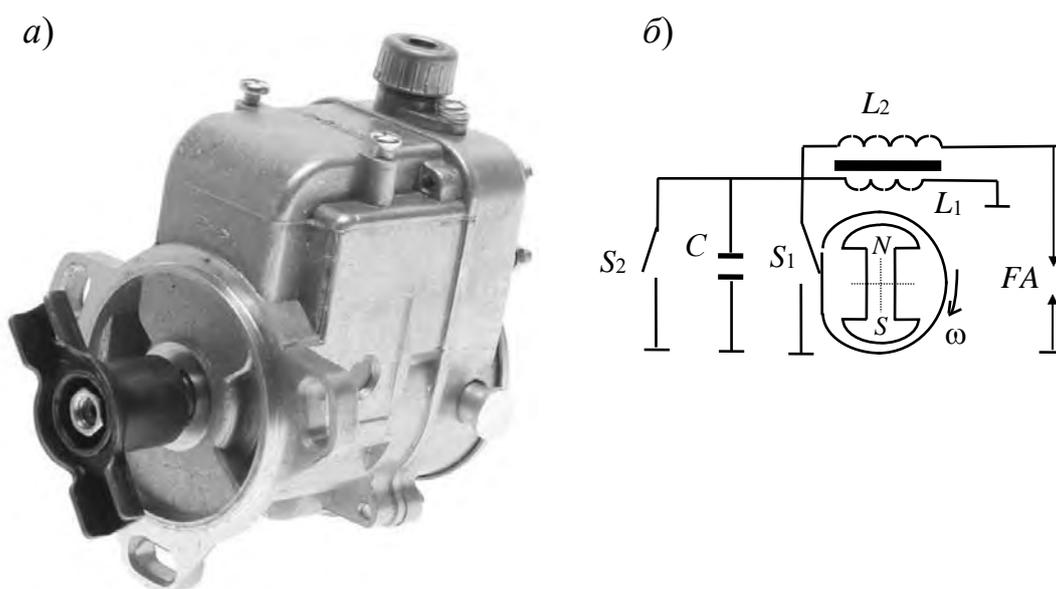


Рис. 2.60. Магнето пускового двигателя ПД-10У и его схема

Основные элементы магнето: вращающийся магнит с кулачком; автотрансформатор с первичной L_1 и вторичной L_2 обмотками; прерыватель S_1 ; конденсатор C ; кнопка останова двигателя S_2 .

Ротор магнето кинематически связан с коленчатым валом ДВС. На роторе закреплены магнит и кулачок. Вращающийся магнит генерирует в первичной катушке L_1 переменный ток, т. е. имеем однофазный генератор с возбуждением от постоянного магнита. При номинальной угловой скорости коленчатого вала пускового двигателя $\omega_N = 360 \dots 390$ рад/с амплитудное

значение напряжения на концах L_1 составляет $U_1 \approx 40$ В (величина этого напряжения пропорциональна ω_d). Катушки L_1 и L_2 намотаны одна поверх другой на стальной кольцеобразный сердечник и образуют трансформатор. Причем катушка L_1 намотана снаружи, т. к. сила тока в ней больше, а значит, и выше нагрев. Напряжение во вторичной обмотке данного магнето примерно в 100 раз больше ($U_2 \approx 4$ кВ), т. к. в ней во столько же раз больше витков по сравнению с L_1 . Этого напряжения недостаточно, чтобы пробить электрическим разрядом межэлектродный зазор свечи. Еще больше увеличивать коэффициент трансформации нельзя ввиду больших индукционных потерь в L_2 . Поэтому в цепи L_1 установлен прерыватель S_1 , кинематически связанный с вращающимся кулачком. Прерыватель представляет собой подвижный и неподвижный контакты, размыкающиеся под действием вращающегося кулачка. Причем размыкание осуществляется, когда магнитный поток в первичной обмотке максимален. После размыкания контактов прерывателя магнитное поле уменьшается с большой скоростью, наводя во вторичной обмотке L_2 импульс тока высокого напряжения (до 20 кВ).

При размыкании контактов прерывателя ЭДС самоиндукции первичной обмотки вызывает интенсивное искрение между этими контактами. Поэтому подключенный параллельно контактам прерывателя конденсатор C , заряжаясь (при замкнутых контактах), а затем разряжаясь (при размыкании контактов), уменьшает искрение, а также продлевает время искрового разряда.

Для повышения энергии искры в магнето необходимо увеличивать число витков L_1 . Однако это приводит к повышению инерционности (индуктивности) системы зажигания и U_2 не увеличивается. Поэтому налицо конфликт между параметрами источника и преобразователя электроэнергии, функции которых в магнето выполняет один элемент – катушка L_1 . К тому же, ввиду отсутствия регулятора, напряжение в первичной цепи существенно зависит от ω_d . Например, в рассмотренном магнето пускового двигателя на номинальном режиме ($\omega_d = 360$ рад/с) $U_1 \approx 40$ В, а на минимальном холостом ходу ($\omega_d = 80$ рад/с) $U_1 \approx 9$ В. Поэтому преимущественное распространение в двигателях с принудительным воспламенением нашли так называемые батарейные системы зажигания, где функции источника электрической энергии и преобразователей напряжения разделены между разными устройствами.

Батарейные системы зажигания делят на два класса:

- 1) с накоплением энергии в индуктивности (рис. 2.61, а);
- 2) с накоплением энергии в емкости (рис. 2.61, б).

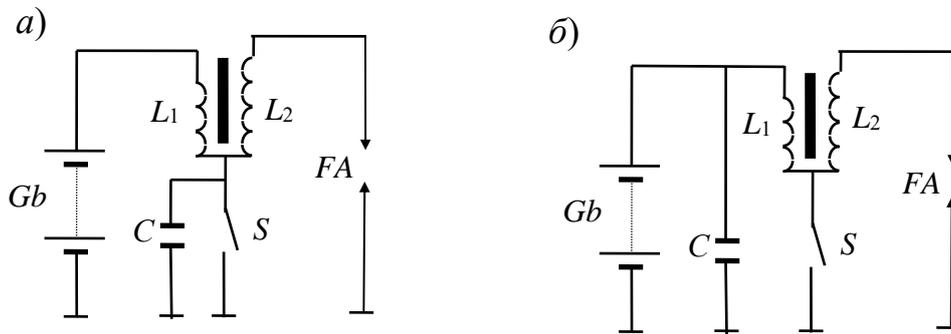


Рис. 2.61. Схемы батарейных систем зажигания: а – с накоплением энергии в индуктивности; б – с накоплением энергии в емкости

И в той и другой системе имеют место одни и те же элементы: источник электрической энергии G_b (аккумуляторная батарея при неработающем двигателе и генератор при работающем); катушка зажигания, т. е. трансформатор L_1 и L_2 ; конденсатор C ; прерыватель S ; свеча зажигания FA . Отличие состоит только в подключении конденсатора и в параметрах элементов.

Накопление энергии в системе первого типа начинается с момента замыкания контактов прерывателя S . Максимальная энергия, запасенная в индуктивном элементе (первичной обмотке катушки зажигания), определяется соотношением $\mathcal{E}_L^{\max} = 0,5 L_1 I_{\max}^2$, где L_1 – индуктивность катушки; $I_{\max} = U_1/R_1$ – максимальная сила тока в первичной цепи, где R_1 – суммарное сопротивление первичной цепи. С момента размыкания контактов прерывателя начинается преобразование энергии в высоковольтный импульс. Роль конденсатора в данной системе такая же, как в магнето. Поскольку максимальная угловая скорость коленчатого вала современных ДВС высока (до 1500 рад/с и выше), то между двумя искрами в системе с накоплением электроэнергии в индуктивности не хватает времени для увеличения силы тока и напряжения до максимальных значений.

В системе второго типа накопление энергии в конденсаторе начинается с момента отключения L_1 от C , т. е. при размыкании контактов прерывателя. Максимальная энергия $\mathcal{E}_C^{\max} = 0,5 C U_{1\max}^2$, где C – электрическая емкость конденсатора. Преобразование запасенной энергии в высоковольтный импульс в данной системе начинается после замыкания контактов прерывателя. Поскольку катушка L_1 в данном случае не является накопителем

энергии, то ее параметры (прежде всего индуктивность) могут выбираться в более широких пределах по сравнению с первой системой. В частности, можно обеспечить практически независимое U_2^{\max} от шунтирующего сопротивления нагара свечи, т. е. от ее загрязнения. Поэтому системы зажигания современных моделей ДВС чаще второго типа.

Катушка зажигания (рис. 2.62) размещается в металлическом корпусе, имеющем карболитовую коническую крышку, из центра которой выходит высоковольтный штекер, а по краям – низковольтные. Внутри на многопластинчатом сердечнике намотана сначала вторичная катушка L_2 , а сверху первичная L_1 . Внутри катушки зажигания заливается трансформаторное масло или иная изолирующая и охлаждающая жидкость. Число витков первичной обмотки (в зависимости от модели двигателя) составляет от 180 до 330 относительно толстого провода (около 1 мм), а вторичной – 18000...26000 довольно тонкого провода (около 0,08 мм). Иногда снизу катушки зажигания крепится добавочный резистор в керамическом корпусе. При запуске ДВС этот резистор закорачивается.

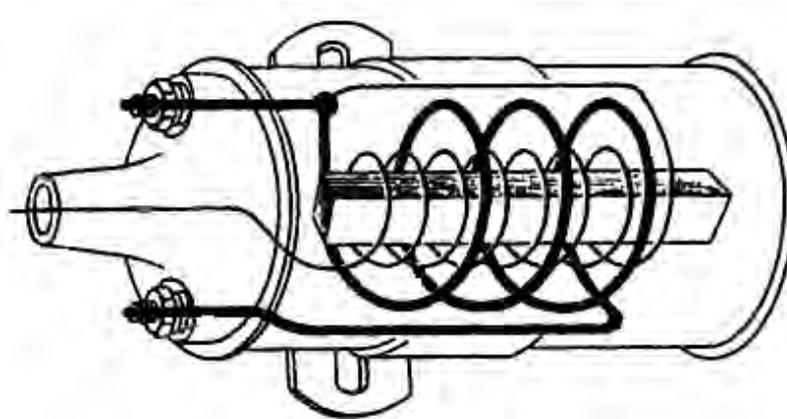


Рис. 2.62. Катушка зажигания с открытым магнитным контуром

В многоцилиндровых ДВС от системы зажигания требуется распределение искровых разрядов по цилиндрам двигателя в соответствии с порядком их работы. Для этого используются специальные приборы. В зависимости от расположения данного устройства в системе зажигания различают высоковольтный способ распределения искровых разрядов и низковольтный. Наибольшее применение нашел первый способ, т. к. он предполагает наличие в системе только одной катушки зажигания для всех цилиндров (до восьми), а распределение искровых разрядов осуществляет специальный электротехнический прибор, называемый распределителем. Часто его совмещают с прерывателем, тогда это устройство называется «прерыватель-распределитель».

Угловая скорость ротора распределителя ω_p четырехтактного мотора в 2 раза меньше ω_d . На роторе закреплен бегунок (подвижный контакт) распределителя, положение которого синхронизировано относительно поршня. Совмещение вращающегося бегунка с неподвижным контактом соответствующего цилиндра обуславливает направление высоковольтного импульса к данной свече. Одновременно с этим происходит разрыв контактов прерывателя, т. е. генерирование высоковольтного импульса. Схема данного устройства изображена на рис. 2.63.

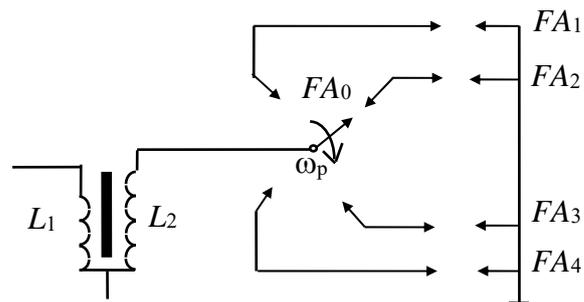


Рис. 2.63. Схема высоковольтного распределителя

К недостаткам высоковольтного распределения искр можно отнести, во-первых, большую длину высоковольтных проводов, обладающих значительной электрической емкостью (до 100 мкФ/м), наличие которой приводит к снижению напряжения на свечах зажигания, во-вторых, наличие дополнительного искрового промежутка в распределителе (между подвижным и неподвижными контактами), что является источником радиопомех, в-третьих, необходимость высоковольтной изоляции деталей распределителя (рис. 2.64).

Одним из требований к системе зажигания является минимизация радиопомех, генерируемых ею. Для этого в высоковольтной цепи устанавливают специальные гасящие резисторы. Иногда их размещают в бегунках распределителей.

В связи с тем, что на воспламенение смеси и распространение пламени по объему цилиндра требуется определенное время, подача напряжения на свечу зажигания должна производиться не тогда, когда поршень находится в ВМТ, а несколько раньше – в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя. Причем с увеличением ω_d угол ПКВ опережения зажигания θ_n должен расти, а с увеличением нагрузки – уменьшаться. Для этого применяют специальные регуляторы: центробежный, который обеспечивает угол опережения зажигания в зависимости от ω_d ; вакуумный,

который регулирует θ_n в зависимости от нагрузки (разряжения во впускном коллекторе).

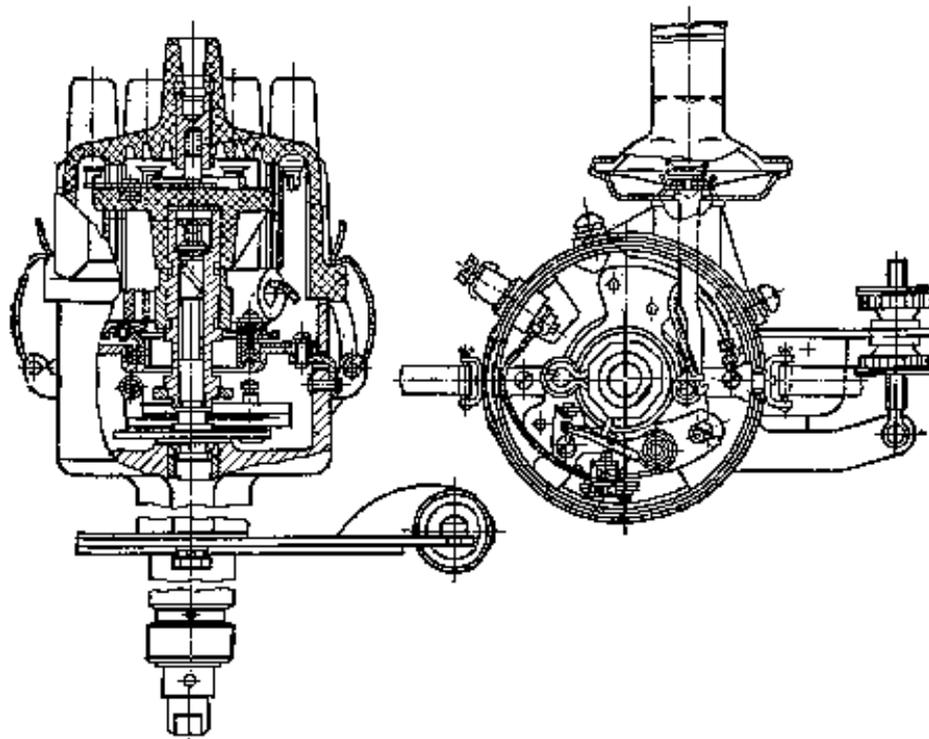


Рис. 2.64. Прерыватель-распределитель Р4-Д

Центробежный регулятор угла опережения зажигания (рис. 2.65) осуществляет поворот ведомой части вала прерывателя-распределителя, где выполнен кулачок прерывателя, относительно ведущей части этого вала. Данный поворот производится с помощью наклонных пазов, в которые входят штифты грузов, раздвигающихся под действием центробежных сил.

Вакуумный регулятор θ_n (рис. 2.66) представляет собой диафрагменную пневмокамеру, шток которой, преодолевая усилие пружины, поворачивает пластину прерывателя в зависимости от степени разряжения во впускном коллекторе двигателя, т. е. от нагрузки. На этой пластине размещены контакты прерывателя, которые изменяют свое угловое положение относительно вращающегося кулачка прерывателя.

Низковольтный способ распределения искровых разрядов наиболее целесообразен в системах зажигания с накоплением энергии в емкости. При данном способе каждая свеча снабжается своей миниатюрной катушкой зажигания (рис. 2.67).

В данной системе при прохождении вращающегося магнита бесконтактного индукционного датчика-распределителя мимо, например, катушки L_{01} будет генерировать в ней ЭДС, под действием которой откроется

тиристор VD_1 . В результате накопитель энергии – конденсатор C_1 разрядится через первичную обмотку L_{11} катушки зажигания первого цилиндра. Во вторичной обмотке L_{21} пойдет ток высокого напряжения на свечу FA_1 . При прохождении магнита мимо L_{02} те же события повторятся в контуре свечи второго цилиндра FA_2 и т. д.

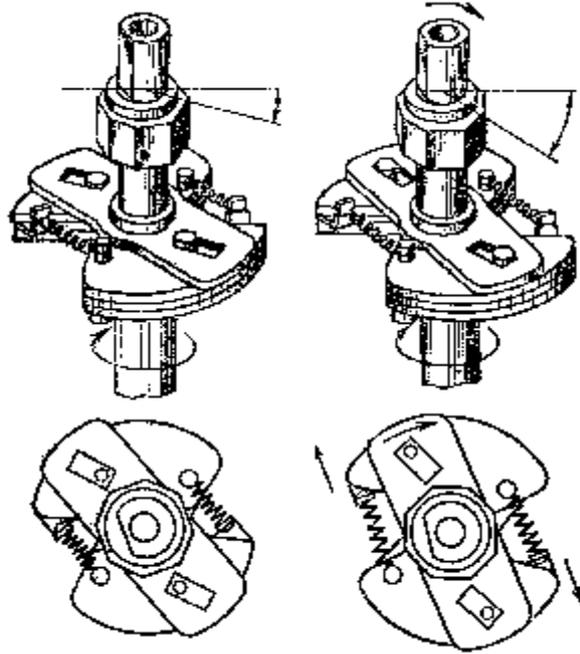


Рис. 2.65. Центробежный регулятор угла опережения зажигания

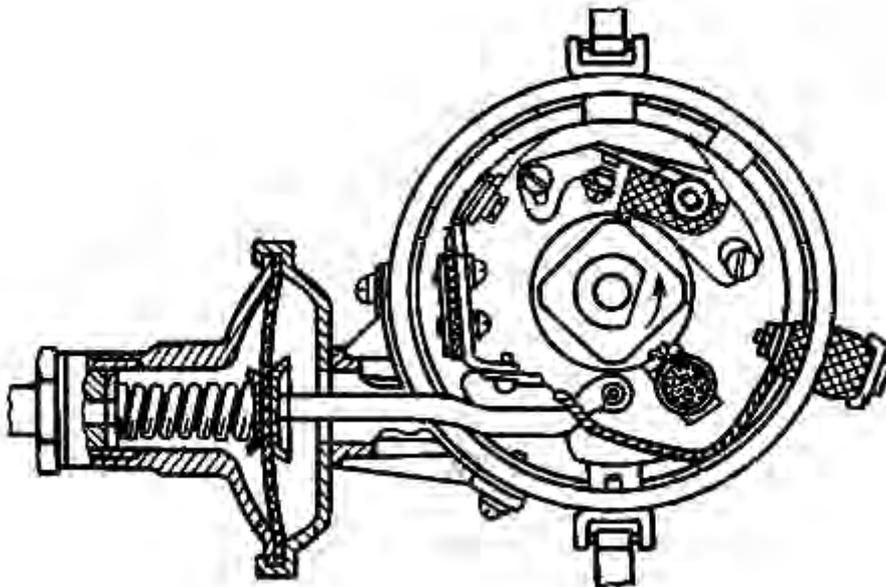


Рис. 2.66. Вакуумный регулятор угла опережения зажигания

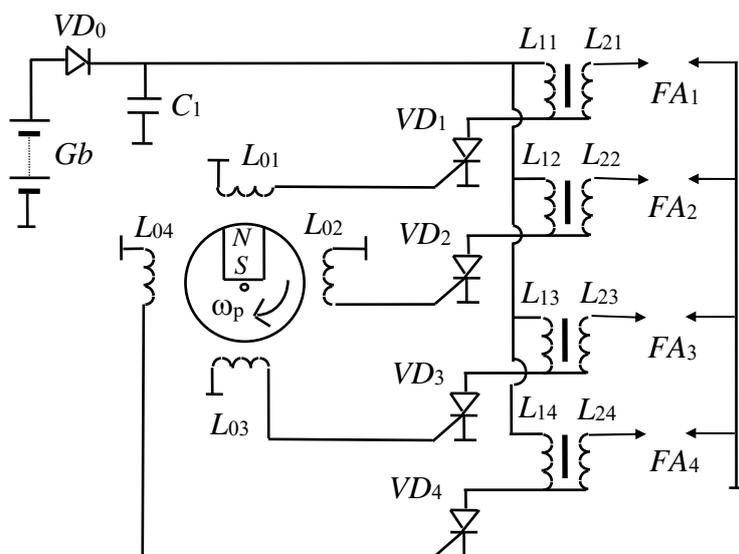


Рис. 2.67. Система зажигания с низковольтным распределением искровых разрядов

Так как тенденциями развития рабочего процесса поршневых двигателей является работа на обедненных топливовоздушных смесях, повышение концентрации отработавших газов в рабочей смеси и рост турбулизации рабочего тела в цилиндре, то возникает необходимость в увеличении размеров и энергии искры. Этого можно добиться за счет увеличения межэлектродного расстояния свечи, напряжения высоковольтного импульса, длительности искрового разряда, чего с помощью рассмотренной батарейной (классической) системы зажигания обеспечить невозможно. Поэтому на современных самоходных машинах применяют контактно- и бесконтактно-транзисторные, а также микропроцессорные системы зажигания.

В контактно-транзисторной системе зажигания (рис. 2.68) последовательно с прерывателем установлен транзистор VT_1 , который подключает первичную обмотку катушки зажигания.

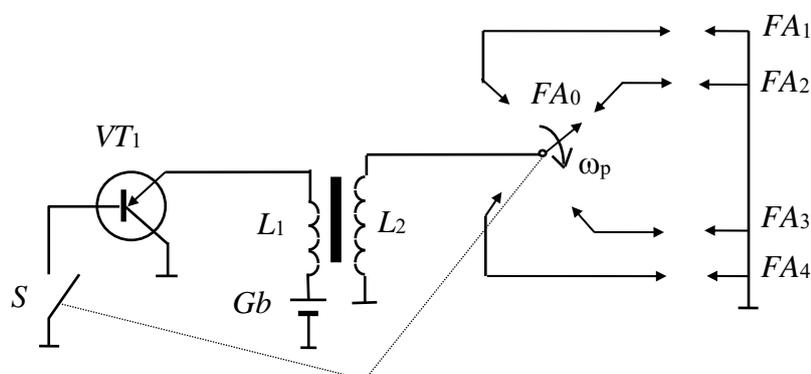


Рис. 2.68. Схема контактно-транзисторной системы зажигания

Это позволяет уменьшить величину тока, протекающего через прерыватель, являющийся наиболее слабым местом в рассмотренных системах, и тем самым увеличить срок его службы.

В бесконтактных системах зажигания вместо механического прерывателя используют либо индукционные датчики (см. рис. 2.67), либо датчики Холла. Последний представляет собой миниатюрную пластинку из полупроводникового материала и вращающийся магнит (рис. 2.69).

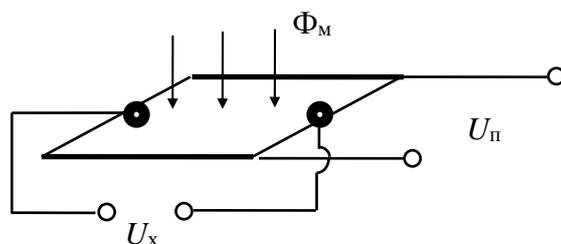


Рис. 2.69. Схема датчика Холла

Суть эффекта Холла состоит в следующем. Если к двум противоположным граням полупроводниковой пластинки подвести напряжение питания $U_{п}$ и поместить эту пластинку в магнитное поле $\Phi_{м}$, то на перпендикулярных гранях появится напряжение Холла $U_{х}$, которое затем усиливается и является управляющим в системе зажигания. При исчезновении магнитного потока $\Phi_{м}$ пропадает $U_{х}$.

Датчик Холла имеет существенное преимущество перед индукционным, т. к. $U_{х}$ не зависит от $\omega_{д}$ и имеет ступенчатый вид. ЭДС, генерируемая индукционным датчиком, пропорциональна $\omega_{д}$ и имеет вид синусоиды. Поэтому, чтобы индукционный датчик состыковать с электронной системой управления, необходимы специальные устройства, преобразующие данный синусоидальный сигнал в ступенчатый, причем с фиксированным пороговым значением U_{max} .

Наиболее прогрессивной системой зажигания является микропроцессорная (рис. 2.70). В ней используются датчики: начала отсчета (НО), т. е. положения поршня первого цилиндра в НМТ; угловой скорости коленчатого вала $\omega_{д}$; давления во впускном коллекторе $p_{к}$; температуры охлаждающей жидкости $T_{ж}$ и др. Через аналогово-цифровой преобразователь (АЦП) сигналы от датчиков поступают в процессор, который выдает управляющие низковольтные импульсы на соответствующую катушку зажигания.

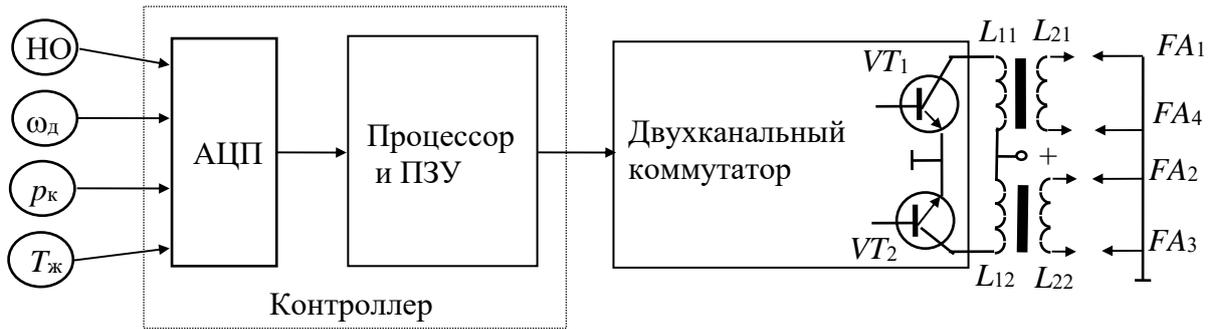


Рис. 2.70. Схема микропроцессорной системы зажигания ВА3-2110

В постоянном запоминающем устройстве (ПЗУ) контроллера записана карта (таблица) оптимальных углов опережения зажигания θ_n для соответствующих сигналов датчиков, в зависимости от которых процессор определяет номер ячейки ПЗУ, где и выбирается оптимальная для данных параметров (ω_d , p_k и $T_{ж}$) задержка Δt воспламенения, т. е. угол от НМТ до начала подачи искры. Через интервал времени Δt подается сигнал на транзистор VT_1 , который подключает катушку L_{11} (через пол-оборота коленчатого вала подключает катушку L_{12}). В результате в L_{21} (а затем в L_{22}) генерируются высоковольтные импульсы, подаваемые сразу на две свечи (в два цилиндра). При этом в одном из них заканчивается такт сжатия, а в другом – такт выпуска. Большая часть энергии высоковольтного импульса выделяется в свече того цилиндра, где заканчивается такт сжатия, т. к. давление рабочего тела там существенно выше, а значит, выше плотность рабочего тела. Давление в другом цилиндре примерно равно атмосферному в связи с тем, что там имеет место фаза перекрытия клапанов. Поэтому энергия искрового разряда в этом цилиндре соответствует величине в воздушном зазоре прерывателя-распределителя классической системы зажигания.

2.2. Особенности двухтактных ДВС

На малогабаритной самоходной технике (мопеды, мотоциклы, мотороллеры и т. п.) наиболее часто применяют двухтактные двигатели с принудительным воспламенением, основным преимуществом которых перед четырехтактными является большая на 50 %...70 % литровая мощность при прочих равных условиях, что позволяет их сделать более компактными.

Отличительным свойством двухтактных двигателей является повышенная тепловая напряженность деталей цилиндропоршневой группы

за счет в 2 раза более частых рабочих ходов по сравнению с четырехтактными моторами.

Основная проблема в двухтактных двигателях – обеспечение хорошей очистки цилиндра от отработавших в предыдущем цикле газов. В четырехтактных ДВС эта задача решается за счет принудительного выталкивания газов поршнем на специальном такте выпуска. Степень очистки цилиндра оценивается коэффициентом остаточных газов $\gamma_r = m_r/m_1$, где m_r – масса газов от предыдущего цикла; m_1 – масса свежего заряда. Для четырехтактных ДВС $\gamma_r = 0,5\% \dots 7\%$, а для двухтактных $\gamma_r = 5\% \dots 50\%$ и более.

В двухтактных ДВС часто применяют золотниковые ГРМ, обеспечивающие одну из трех схем газообмена:

- 1) кривошипно-камерную прямоточную продувку (рис. 2.71);
- 2) кривошипно-камерную петлевую продувку (рис. 2.72);
- 3) клапанно-оконную прямоточную продувку (рис. 2.73).

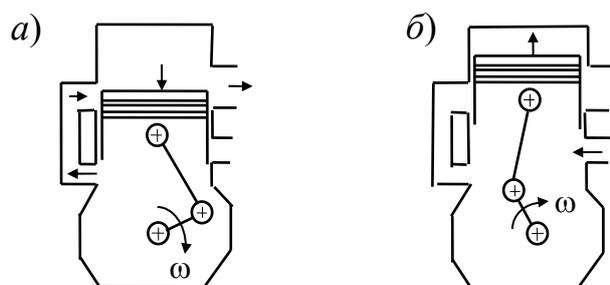


Рис. 2.71. Схема двухтактного ДВС с прямоточной кривошипно-камерной продувкой

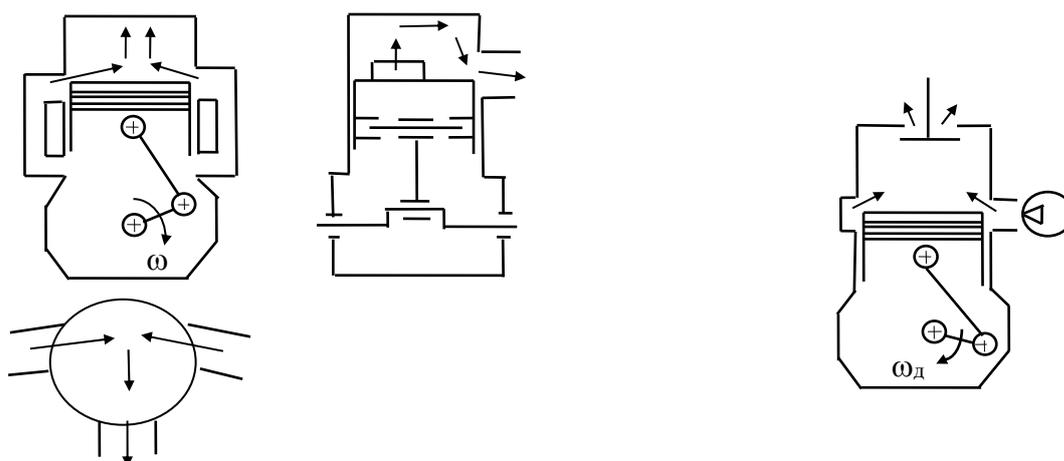


Рис. 2.72. Схема газообмена с петлевой кривошипно-камерной продувкой

Рис. 2.73. Схема газообмена с прямоточной клапанно-оконной продувкой

ДВС с кривошипно-камерной прямоточной продувкой – самые простые. В цилиндре имеется одно выпускное окно и напротив него одно впускное. Поршень КШМ одновременно выполняет функции золотника ГРМ. К тому же он на такте сжатия засасывает в картер свежий заряд, а на такте расширения вытесняет этот заряд в цилиндр. Эффективность очистки цилиндра от отработавших газов для данной схемы невысока.

Двигатель с кривошипно-камерной петлевой продувкой отличается от предыдущего наличием двух продувочных окон, расположенных напротив друг друга, в результате в цилиндре при продувке имеет место вертикальная петля свежего заряда, которая обеспечивает удовлетворительную очистку цилиндра.

При прямоточной клапанно-оконной продувке в головке цилиндра имеется выпускной клапан, а в нижней части цилиндра – продувочные окна. Также в таком двигателе необходим компрессор. ГРМ этого мотора близок по конструкции и сложности к четырехтактному. Степень очистки цилиндра наилучшая из рассмотренных.

На большинстве двухтактных малогабаритных двигателей самоходных машин используется воздушное охлаждение, причем часто без вентиляторов (если ДВС на машине не закрыт какими-либо панелями, как на мотороллерах), что также способствует уменьшению массы и упрощению обслуживания. Однако при этом значителен внешний шум и возможен перегрев при длительной работе с малой скоростью движения.

Увеличение степени сжатия в двухтактных моторах вплоть до предельных значений для высокооктановых бензинов ($\varepsilon = 12$) позволяет еще более уменьшить их габариты и массы. При этом, как показала практика, для надежной герметизации камеры сгорания достаточно трех колец на поршне.

На указанных моторах в качестве системы зажигания используют как магнето, так и классическую батарейную систему (с генератором, аккумулятором, прерывателем, катушкой зажигания и свечой). Магнето имеет, безусловно, меньшую себестоимость, объем и массу, но худшие электро-технические характеристики. На современных моделях все чаще используют микропроцессорные системы зажигания.

Большинство моделей малогабаритных двухтактных двигателей являются карбюраторными с кривошипно-камерной петлевой продувкой и, как следствие этого, они чрезвычайно неэкономичны. Например, их минимальные удельные расходы топлива $g_e^{\min} = 450...550$ г/(кВт·ч), что связано с большими потерями топливомасловоздушной смеси при продувке цилиндров. Для сравнения, у лучших современных автотракторных дизелей $g_e^{\min} \approx 180$ г/(кВт·ч), у четырехтактных двигателей с принудительным

воспламенением, но с впрыском, $g_e^{\min} \approx 250...280$ г/(кВт·ч), даже у четырехтактных карбюраторных двигателей $g_e^{\min} \approx 320...350$ г/(кВт·ч).

Коленчатые валы большинства двухтактных малогабаритных ДВС являются составными с шариковыми и (или) роликовыми подшипниками качения.

Часто на двухтактных моторах малой мощности используют примитивные карбюраторы (рис. 2.74), топливные и воздушные фильтры сетчатой конструкции, что не способствует долговечности ДВС, поэтому ресурс указанных моторов не превышает 5000 моточасов. Причем это связано с преждевременным износом деталей цилиндропоршневой группы, т. е. поршневых колец, гильз цилиндров и поршней за счет абразивного износа.

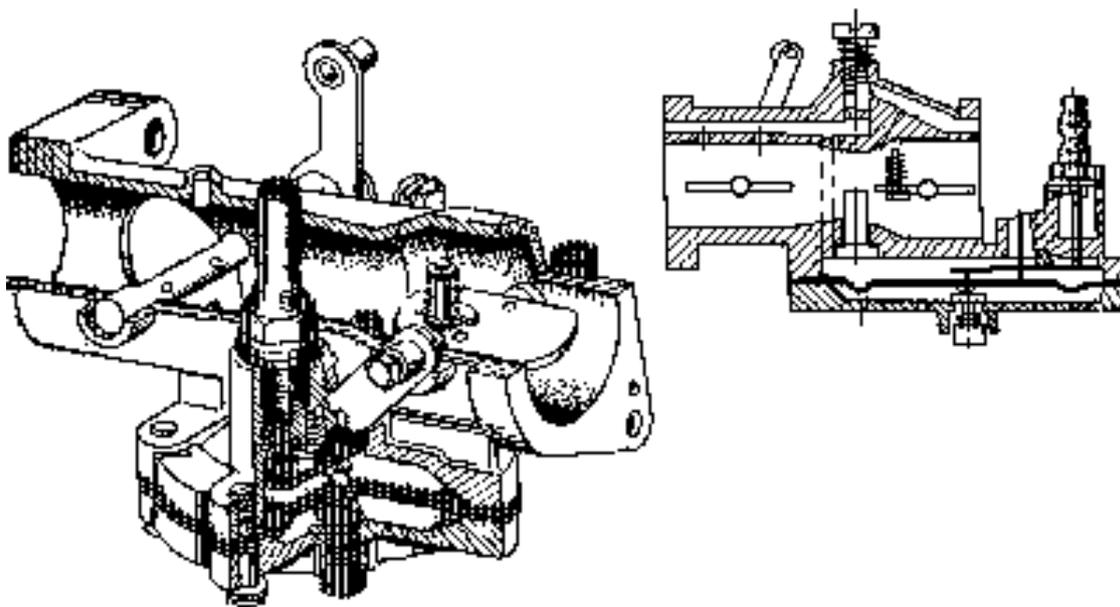


Рис. 2.74. Карбюратор К-06

Смазка деталей двигателей с кривошипно-камерной продувкой осуществляется маслом, добавляемым в топливо, в соотношениях от 1/25 до 1/250 в зависимости от модели мотора, что, безусловно, повышает токсичность отработавших газов.

3. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ДВС

3.1. Основные понятия термодинамики

Термодинамика – это раздел физики, где изложены общие закономерности обмена тел энергией, без знания которых невозможно изучить теорию ДВС [16, 17].

Энергия – общая количественная мера движения материи. В качестве характеристики вида движения материи используют понятия: кинетическая энергия, тепловая, химическая и др. Энергия неуничтожима и не создается, она лишь может переходить из одного вида в другие.

Все формы обмена энергией между макротелами можно свести к двум способам: совершение работы и теплообмен.

Тепловым движением называют хаотическое движение большой совокупности микрочастиц (атомов, молекул, ионов), составляющих данное макроскопическое тело, например газ в камере сгорания ДВС. Передача энергии посредством хаотического ненаправленного движения микрочастиц – это **теплообмен**.

Работа – это упорядоченное направленное движение макроскопического тела, например вращение маховика ДВС.

Совокупность макроскопических тел, которая является объектом термодинамического анализа, называется **термодинамической системой**. Тела, не входящие в состав этой системы, – **окружающая среда**.

Вещество, выполняющее главную функцию в машине (горючие газы, пар и т. п.), называют **рабочим телом**. Граница между рабочим телом и другими элементами системы или средой – **контрольная поверхность**. Например, в ДВС – это поверхности камеры сгорания, цилиндра, тарелок клапанов, днища поршня.

Система называется **замкнутой**, если контрольная поверхность непроницаема для веществ, т. е. между системой и средой отсутствует обмен массой. Система называется **изолированной**, если контрольную поверхность не могут пересекать ни потоки вещества, ни потоки энергии.

Физические величины, однозначно определяющие состояние системы в любой момент времени, называют **параметрами состояния**. Ими являются давление p , объем V , температура T и др.

Зависимость какой-либо физической величины от других есть **функция состояния**. Например, мощность N , КПД η и др. Параметры состояния, изменяющиеся под воздействием одного рода и не изменяющиеся под

воздействием другого рода, называются *координатами термодинамического состояния*.

Внутренняя энергия термодинамической системы – часть суммарной энергии этой системы, которая не связана с ее макроскопическим движением относительно среды (кинетической энергией) и не связана с положением системы относительно среды (потенциальной энергией). Например, под внутренней энергией понимается химическая энергия топлива, которая может перейти в тепловую при сжигании.

Одна из формулировок **первого закона термодинамики** – изменение внутренней энергии термодинамической системы ΔU равно разности между количеством теплоты системы (тепловой энергией) Q и произведенной работой L :

$$\Delta U = Q - L. \quad (3.1)$$

Отношение тепловой энергии системы к ее температуре dQ/T , Дж/К, называется **энтропией**:

$$dQ/T = dS. \quad (3.2)$$

Энтропия является функцией состояния термодинамической системы и играет роль координаты теплового состояния этой системы.

Зависимость, показывающая связь давления p , объема V , температуры T и массы m рабочего тела, является **термическим уравнением состояния**. Например, для идеального газа термическим уравнением состояния будет уравнение Менделеева – Клапейрона

$$pV = m R_r T, \quad (3.3)$$

где R_r – газовая постоянная рабочего тела, Дж/(кг·К); $R_r = R/\mu$; R – универсальная газовая постоянная, $R = 8314$ Дж/(кмоль·К); μ – мольная масса рабочего тела, кг/кмоль. Это масса вещества, содержащая столько молекул, сколько находится в 12 кг углерода C^{12} , т. е. $6 \cdot 10^{26}$ молекул (число Авогадро).

Для связи теплоты с температурой используют понятие «теплоемкость». **Истинная теплоемкость** – это отношение приращения теплоты dQ к приращению температуры dT данного тела в каком-либо бесконечно малом процессе:

$$c = \frac{dQ}{dT}. \quad (3.4)$$

В случае конечного процесса имеет место *средняя теплоемкость*

$$c_{\text{ср}} = \frac{\Delta Q}{\Delta T}. \quad (3.5)$$

Если рабочее тело представляет собой однородное вещество, то используют понятие *удельной теплоемкости* (массовой или мольной).

Удельная массовая теплоемкость c_m , Дж/(кг · К), определяется как

$$c_m = \frac{dQ}{m dT}. \quad (3.6)$$

Удельная мольная теплоемкость c_μ , Дж/(кмоль · К), вычисляется следующим образом:

$$c_\mu = \frac{dQ}{\mu dT}. \quad (3.7)$$

Используя понятие теплоемкости, теплоту в элементарном процессе определяют по зависимости

$$dQ = c dT. \quad (3.8)$$

Для конечного процесса

$$\Delta Q = c_{\text{ср}} (T_2 - T_1), \quad (3.9)$$

где T_2 , T_1 – конечная и начальная температуры рабочего тела в данном процессе.

В зависимости от вида термодинамического процесса одно и то же рабочее тело имеет различные теплоемкости. Для процесса при постоянном объеме тело имеет *изохорную теплоемкость* $c_v = f(\partial S/\partial T)_v$, а для процесса, который протекает при постоянном давлении, – *изобарную теплоемкость* $c_p = f(\partial S/\partial T)_p$.

Для любого газа существует связь

$$c_{\mu p} - c_{\mu v} = 8,3, \quad (3.10)$$

где $c_{\mu p}$ – удельная мольная теплоемкость при постоянном давлении; $c_{\mu v}$ – то же при постоянном объеме.

Теплоемкость существенно зависит от температуры. Причем каждое вещество имеет свои температурные зависимости теплоемкостей.

Изменение внутренней энергии рабочего тела в любом термодинамическом процессе подчиняется зависимости

$$du = c_{mv} dT + \frac{RT}{v} - p, \quad (3.11)$$

где u – удельная внутренняя энергия, т. е. внутренняя энергия единицы массы рабочего тела, $u = U/m$; c_{mv} – удельная массовая теплоемкость при постоянном объеме; v – удельный объем рабочего тела, $\text{м}^3/\text{кг}$; $v = V/m = 1/\rho_r$ (где ρ_r – плотность газа (рабочего тела)).

Работа, совершаемая рабочим телом, вычисляется по выражению

$$dL = pdV. \quad (3.12)$$

3.2. Теоретические процессы

В **изохорном** процессе выполняется условие $dV = 0$ или $V = \text{const}$. Такой процесс имеет место в цилиндре ДВС при нахождении поршня в ВМТ или НМТ.

Уравнение изохорного процесса для идеального газа можно получить из уравнения (3.3), полагая, что $V = \text{const}$. Тогда $p/T = m R/V = \text{const}$ или

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}. \quad (3.13)$$

В изохорном процессе давление рабочего тела пропорционально температуре. Но из-за отсутствия изменения объема работа в данном процессе не совершается ($dL = 0$)!

На Vp -диаграмме изохорный процесс изображается вертикальной линией (рис. 3.1).

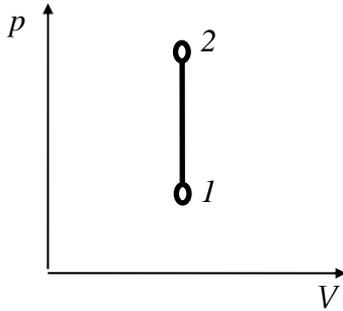


Рис. 3.1. Vp -диаграмма изохорного процесса

Из первого закона термодинамики следует, что все количество теплоты, подаваемое или отводимое в изохорном процессе, идет на изменение внутренней энергии рабочего тела. Эта теплота оценивается зависимостью

$$Q = c_{\text{ср}v} (T_2 - T_1). \quad (3.14)$$

В **изобарном** процессе справедливо условие $dp = 0$ или $p = \text{const}$. Такой процесс в ДВС имеет место на тактах впуска и выпуска, а также в компрессорном дизеле при подаче в цилиндр топлива с воздухом.

Уравнение изобарного процесса также получают из уравнения Менделеева – Клапейрона, полагая, что давление неизменно. Тогда $V/T = mR/p = \text{const}$ или

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1}. \quad (3.15)$$

В изобарном процессе температура рабочего тела пропорциональна объему, а работа, согласно (3.12), определяется зависимостью $L = p (V_2 - V_1)$ или с учетом соотношений $pV_1 = RT_1$ и $pV_2 = RT_2$ имеем $L = p (T_2 - T_1)$.

На Vp -диаграмме изобарный процесс изображается горизонтальной линией (рис. 3.2).

Полагая, $T_2 - T_1 = 1$, имеем $L/m = R$, т. е. универсальная газовая постоянная – это работа одного килограмма рабочего тела в изобарном процессе при изменении температуры на один градус.

Количество теплоты, подводимое или отводимое в изобарном процессе, определяется зависимостью

$$Q = c_{\text{ср},p} (T_2 - T_1). \quad (3.16)$$

Следует иметь в виду, что на совершение работы в изобарном процессе идет только часть теплоты. Так как изменяется температура рабочего тела, то часть тепла идет на изменение внутренней энергии.

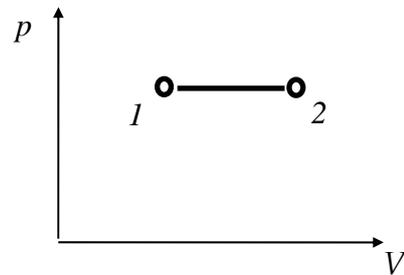


Рис. 3.2. Vp -диаграмма изобарного процесса

В *изотермном* процессе $dT = 0$ или $T = \text{const}$. Такой процесс в ДВС возможен, когда к рабочему телу подводится теплота, но поршень увеличивает объем настолько, что температура остается постоянной.

Уравнение изотермы имеет вид $pV = mRT = \text{const}$ или

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{V_1}{V_2}. \quad (3.17)$$

На Vp -диаграмме изотерма имеет вид равнобокой гиперболы и выражает закон Бойля – Мариотта (рис. 3.3).

В изотермном процессе все сообщаемое рабочему телу тепло расходуется на совершение работы, которая определяется зависимостью

$$L = \int_{V_1}^{V_2} p dV = \int_{V_1}^{V_2} RT \left(\frac{dV}{V} \right) = RT \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right). \quad (3.18)$$

Теплоемкость в изотермном процессе не определена: $c = dQ/dT = \pm\infty$, т. е. оценить с помощью теплоемкости количество теплоты, подведенное к телу, невозможно, но это можно сделать посредством оценки работы.

В *адиабатном* процессе изменение состояния рабочего тела происходит без теплообмена со средой, т. е. $dQ = 0$.

Уравнение адиабатного процесса получают с помощью дифференцирования зависимости (3.3) с учетом выражений для изохорной и изобарной теплоемкостей. В результате имеем $dp/p + kdV = 0$ или

$$pV^k = \text{const}, \quad (3.19)$$

где k – показатель адиабаты, $k = c_{mp}/c_{mv}$.

Для одноатомных газов $k = 1,67$, для двухатомных $k = 1,41$, для трехатомных $k = 1,29$.

На Vp -диаграмме адиабата изображается неравнобокой гиперболой – более крутой по сравнению с изотермой (рис. 3.4).

Из уравнения адиабатного процесса вытекают следующие соотношения:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k; \quad (3.20)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1}; \quad (3.21)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k}. \quad (3.22)$$

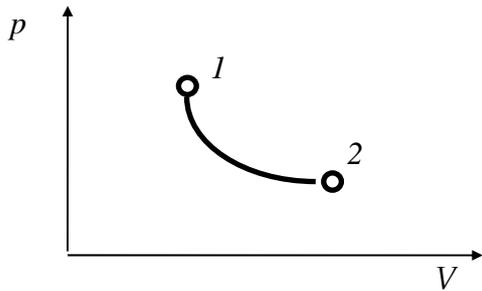


Рис. 3.3. Vp -диаграмма изотермного процесса

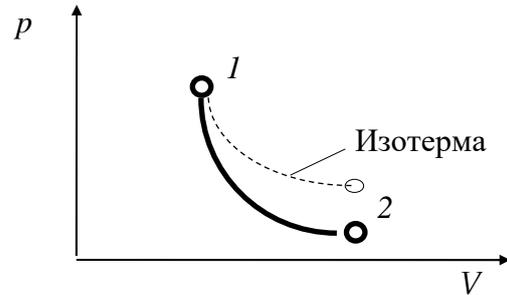


Рис. 3.4. Vp -диаграмма адиабатного процесса

Так как в данном процессе по определению нет подвода или отвода теплоты, то по первому закону термодинамики $dL = -dU$, т. е. работа совершается только за счет изменения внутренней энергии (остывания рабочего тела при его расширении или нагрева при сжатии).

Работа в адиабатном процессе определяется по одной из зависимостей:

$$L = \frac{p_1 V_1 - p_2 V_2}{k-1}; \quad (3.23)$$

$$L = \frac{R(T_1 - T_2)}{k-1}; \quad (3.24)$$

$$L = \frac{p_1 V_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \right]; \quad (3.25)$$

$$L = \frac{p_1 V_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (3.26)$$

Теплоемкость в адиабатном процессе равна нулю, а энтропия не изменяется: $dS = 0$.

Уравнением *политропного* процесса (поли – много, тропос – путь) является выражение

$$pV^n = \text{const}, \quad (3.27)$$

где n – показатель политропы, $n = (c - c_p)/(c - c_v)$.

Данный процесс является обобщающим по отношению к рассмотренным. Для политропного процесса справедливы соотношения (3.20)–(3.26), но вместо показателя адиабаты k необходимо подставлять показатель политропы n .

Теплоемкость рабочего тела в политропном процессе (рис. 3.5) определяют по выражению $c = c_v(n - k)/(n - 1)$.

Зная начальные и конечные давления и объемы в том или ином процессе, можно вычислить показатель политропы: $n = \ln(p_1/p_2)/\ln(V_1/V_2)$.

Теплота в политропном процессе расходуется на совершение работы и на изменение внутренней энергии рабочего тела. Отношение приращения работы к приращению теплоты соответствует зависимости $dL/dQ = (1 - k)/(n - k)$.

Анализ всех рассмотренных процессов проводят на обобщенной Vp -диаграмме (рис. 3.6).

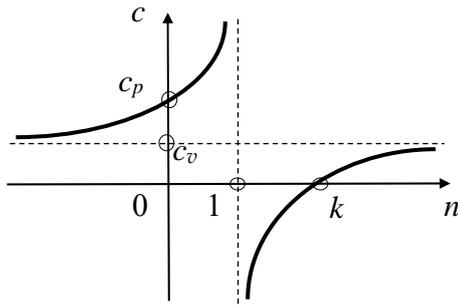


Рис. 3.5. Зависимость теплоемкости от вида процесса

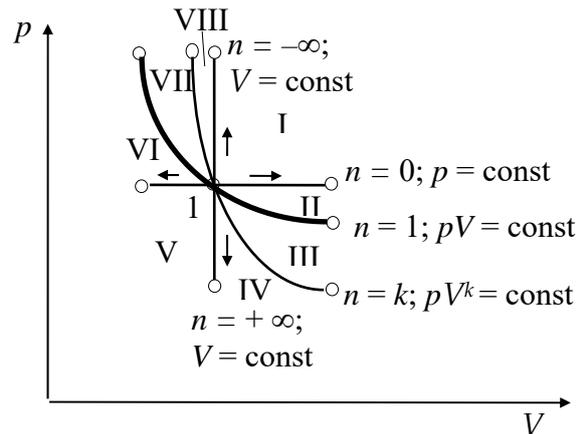


Рис. 3.6. Обобщенная Vp -диаграмма

Центральная точка 1 является начальной точкой процессов. На данной диаграмме можно выделить восемь секторов (на рис. 3.6 обозначены римскими цифрами). Причем в V–VIII (слева от изоchoры) происходит

сжатие. Здесь имеет место отрицательная работа системы. В I–IV рабочее тело расширяется и осуществляет полезную работу. Процессы выше адиабаты (VIII, I–III) протекают с подводом теплоты извне, в других областях – с отводом теплоты в среду. Процессы, расположенные в секторах выше изотермы (VII, VIII, I и II), протекают с повышением температуры рабочего тела, в других секторах – с понижением.

3.3. Теоретические циклы

Термодинамический (теоретический) цикл – это совокупность обратимых термодинамических процессов, протекающих последовательно друг за другом, графическая интерпретация которых составляет замкнутую линию. Отдельные процессы цикла на Vp -диаграмме сопрягаются между собой характерными узловыми точками.

В реальных ДВС получение работы связано с комплексом газодинамических, физико-химических и термодинамических процессов. В результате реальные процессы существенно отличаются от идеальных теоретических. Действительный цикл ДВС – разомкнутый, т. е. работа двигателя связана, во-первых, с периодической сменой рабочего тела, во-вторых, с постоянными его утечками, в-третьих, с непрерывным теплообменом со средой, в-четвертых, с изменением химического состава рабочего тела. Однако изучение теоретических циклов, несколько идеализирующих реальные процессы, позволяет оценить потенциальные возможности того или иного двигателя.

При рассмотрении теоретических циклов принимаются следующие допущения:

- рабочим телом является идеальный газ (теплоемкость рабочего тела не зависит от температуры) с постоянным составом и массой;
- сгорания топлива не происходит, но этот процесс заменяется подводом теплоты Q_1 от гипотетического (фиктивного) источника энергии;
- удаление отработавших газов заменяется процессом отвода теплоты Q_2 к гипотетическому (фиктивному) охладителю;
- процессы сжатия и расширения являются адиабатными.

3.3.1. Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме

Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме предложил французский ученый Бо де Роша. Впервые цикл, близкий к данному, был реализован в двигателе Н. Отто.

На рис. 3.7, *a* изображена Vp -диаграмма данного цикла, а на рис. 3.7, *б* – его VT -диаграмма. При движении поршня от НМТ к ВМТ рабочее тело сжимается (процесс $a-c$ на рис. 3.7). При этом вся затраченная работа идет на увеличение внутренней энергии тела, т. е. на его нагрев. В верхней мертвой точке к рабочему телу мгновенно подводится теплота Q_1 , т. е. газ дополнительно нагревается (процесс $c-z$). При движении поршня от ВМТ к НМТ происходит расширение рабочего тела (процесс $z-b$). В результате внутренняя энергия превращается в работу – перемещение поршня. При достижении НМТ от рабочего тела мгновенно отводится теплота Q_2 , т. е. газ остывает (процесс $b-a$).

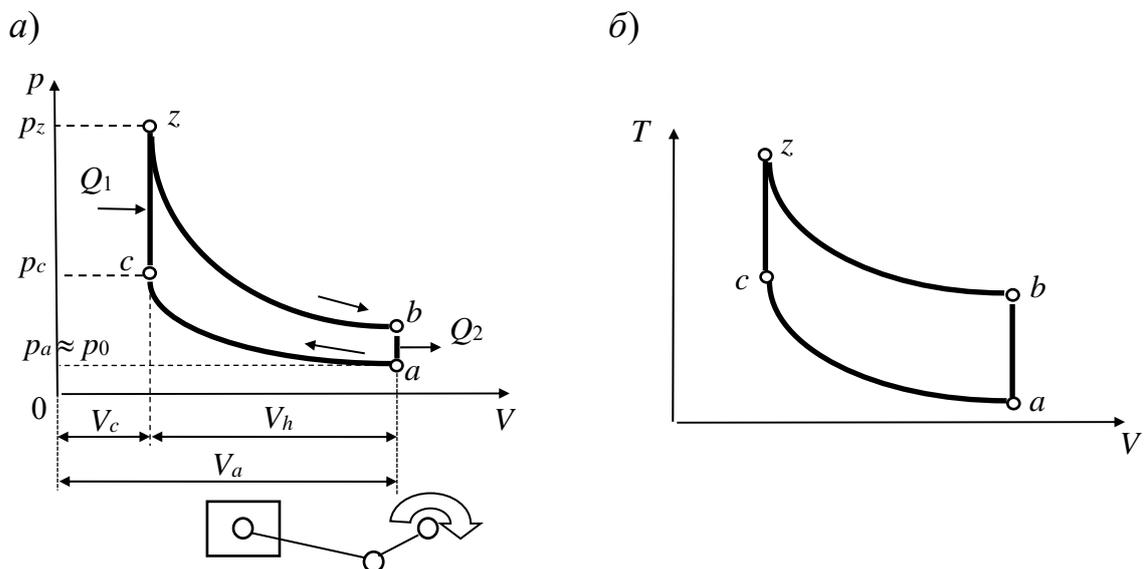


Рис. 3.7. Диаграммы цикла Бо де Роша

Одним из основных параметров, характеризующих данный цикл, является **степень сжатия**

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V_h}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}. \quad (3.28)$$

Еще один важный параметр этого цикла – **степень повышения давления**

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c}. \quad (3.29)$$

Экономичность любого термодинамического цикла оценивают с помощью *термического (теплого) КПД*, который в общем случае равен отношению теплоты, преобразованной в работу, к подведенной теплоте:

$$\eta_T = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}. \quad (3.30)$$

С учетом принятых допущений для изохорных процессов можно записать $Q_1 = c_{mv} m(T_z - T_c)$; $Q_2 = c_{mv} m(T_b - T_a)$, где c_{mv} – удельная массовая изохорная теплоемкость; m – масса рабочего тела. Подставляя данные зависимости в (3.30), имеем для цикла Бо де Роша

$$\eta_T^B = 1 - \frac{T_b - T_a}{T_z - T_c}. \quad (3.31)$$

Если выразить температуры всех характерных точек цикла через начальную T_a , то получим для адиабаты $a-c$ $T_c = T_a \varepsilon^{k-1}$, для изохоры $c-z$ $T_z = T_c \lambda = T_a \varepsilon^{k-1} \lambda$, для адиабаты $z-b$ $T_b = T_z / \varepsilon^{k-1} = T_a \lambda$. В результате имеем еще одно выражение для теплового КПД данного цикла

$$\eta_T^B = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (3.32)$$

Анализ (3.32) показывает, что при увеличении степени сжатия и показателя адиабаты тепловой КПД рассматриваемого цикла растет. Но изменение внешней нагрузки, что эквивалентно изменению λ , не влияет на η_T^B .

Кроме теплового КПД, еще одной важнейшей характеристикой цикла является его полезная работа L_T . Она эквивалентна площади фигуры $aczb$ на Vp -диаграмме.

Для удобства сравнения циклов с различными параметрами вводится понятие *среднее давление цикла* p_T – это такое постоянное давление, при котором его произведение на рабочий объем V_h равно площади индикаторной диаграммы $aczb$ на Vp -диаграмме, т. е.

$$p_T = \frac{L_T}{V_h}. \quad (3.33)$$

Учитывая, что $L_T = Q_1 \eta_T$, можно записать

$$p_T = \frac{Q_1 \eta_T}{V_h} . \quad (3.34)$$

Вывод: чем выше термический КПД цикла и количество подводимой теплоты на единицу рабочего объема двигателя, тем выше среднее давление в нем. С повышением p_T уменьшаются размеры мотора при той же его мощности.

Выразив L_T через параметры цикла с подводом теплоты при постоянном объеме, имеем выражение для среднего давления данного цикла

$$p_T^B = \frac{p_z (1 - \varepsilon^{1-k}) + p_a \varepsilon (1 - \varepsilon^{k-1})}{(k-1)(\varepsilon-1)} . \quad (3.35)$$

Анализ зависимостей (3.32) и (3.35) показывает, что с увеличением степени сжатия повышается и тепловой КПД, и среднее давление. Нижеприведенная табл. 3.1 дает представление об изменении параметров и характеристик цикла Бо де Роша от степени сжатия ε .

История развития двигателей с принудительным воспламенением связана с повышением степени сжатия от модели к модели. Например, на автомобиле АМО-Ф-15 1924 г. выпуска мотор имел $\varepsilon = 3,6$. У двигателя ЗИС-5 1933 г. выпуска $\varepsilon = 4,3$. Автомобиль «Москвич-401» 1946 г. выпуска оснащался мотором со степенью сжатия $\varepsilon = 5,8$. Двигатель ВАЗ-2108, выпускавшийся с 1984 г., имел степень сжатия $\varepsilon = 9,5$, а у мотоцикла *Yamaha FZR1000* $\varepsilon = 12,0$.

Табл. 3.1. Зависимость параметров цикла с подводом теплоты при $V = \text{const}$ от степени сжатия при $p_a = 0,1$ МПа, $T_a = 313$ К, $\lambda = 3$, $k = 1,4$

ε	V_c/V_h , %	p_c , МПа	T_c , К	p_z , МПа	T_z , К	p_b , МПа	T_b , К	p_T^B , МПа	η_T^B
4	33	0,7	545	2,1	1635	0,3	939	0,498	0,42
6	20	1,2	641	3,6	1923	0,3	939	0,606	0,51
8	14	1,8	719	5,4	2157	0,3	939	0,718	0,56
10	11	2,5	786	7,5	2358	0,3	939	0,834	0,60
16	6,7	4,8	949	14,4	2847	0,3	939	1,067	0,67

3.3.2. Цикл с подводом теплоты при постоянном давлении

Цикл с подводом теплоты при постоянном давлении был предложен и реализован немецким инженером Р. Дизелем.

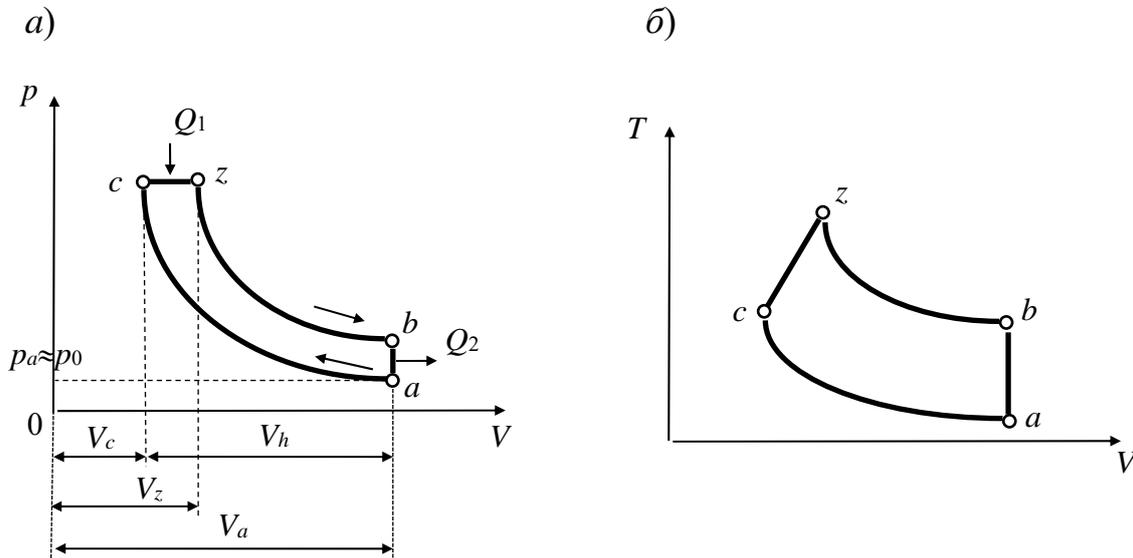


Рис. 3.8. Диаграммы цикла Дизеля

В данном цикле после адиабатного сжатия (процесс $a-c$ на рис. 3.8) при достижении поршнем ВМТ к рабочему телу начинает подводиться теплота Q_1 . Причем, в отличие от цикла Бо де Роша, теплота подводится не мгновенно, а за определенный период времени, соответствующий **степени предварительного расширения**

$$\rho = \frac{V_z}{V_c}. \quad (3.36)$$

Кроме того, подвод теплоты Q_1 (процесс $c-z$) производится при постоянном давлении. В реальных условиях процесс, близкий к этому, осуществляется в компрессорном дизеле, когда в цилиндр поступает топливо вместе с дополнительной порцией воздуха из специального ресивера высокого давления. На самоходных машинах такие моторы не получили распространение, в частности из-за того, что они чрезмерно тяжелы и громоздки.

После процесса подвода теплоты осуществляется адиабатное расширение рабочего тела (процесс $z-b$), а затем отвод теплоты Q_2 (процесс $b-a$).

С учетом соотношений $Q_1 = c_{mp}m(T_z - T_c)$; $Q_2 = c_{mv}m(T_b - T_a)$, где c_{mp} – удельная массовая изобарная теплоемкость, причем $c_{mp} = kc_{mv}$, имеем зависимость для термического КПД цикла Дизеля

$$\eta_T^D = 1 - \frac{T_b - T_a}{k(T_z - T_c)}. \quad (3.37)$$

Если выразить температуры характерных точек через T_a , то получим следующие соотношения: $T_c = T_a \varepsilon^{k-1}$; $T_z = T_c \rho = T_a \varepsilon^{k-1} \rho$; $T_b = T_z (\rho/\varepsilon)^{k-1} = T_a \rho^k$. Тогда

$$\eta_T^D = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k\varepsilon^{k-1}(\rho - 1)}. \quad (3.38)$$

Анализ последней зависимости показывает, что при увеличении степени сжатия и показателя адиабаты, но при уменьшении степени предварительного расширения, тепловой КПД цикла Дизеля растет. Следует отметить, что при прочих равных условиях η_T цикла Дизеля ниже цикла Бо де Роша. Это связано с тем, что при увеличении ρ растет Q_2 . Максимального значения тепловой КПД цикла Дизеля достигает при $\rho = 1$. Причем η_T^D зависит от нагрузки, т. е. от подачи топлива или, что то же самое, от степени предварительного расширения.

Для оценки среднего давления цикла Дизеля справедливы соотношения

$$p_T^D = \frac{L_T}{V_h} = \frac{L_{cz} + L_{zb} - L_{ac}}{V_h} = \frac{p_z [\rho + (\rho - 1)(k - 1) - \rho^k \varepsilon^{1-k}] + p_a \varepsilon (1 - \varepsilon^{k-1})}{(\varepsilon - 1)(k - 1)}. \quad (3.39)$$

3.3.3. Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме и давлении

Данный цикл был предложен французским ученым Сабатэ, а впервые реализован в четырехтактном дизеле российского инженера Г. Тринклера. Отсюда часто встречающееся в научной литературе название – цикл Сабатэ – Тринклера. Так как этот цикл с подводом Q сначала при $V = \text{const}$, а затем при $p = \text{const}$ является комбинацией первых двух, рассмотренных ранее, то иногда его называют смешанным циклом. Он характеризуется

следующими процессами (рис. 3.9). После адиабатного сжатия рабочего тела (процесс $a-c$) при достижении поршнем ВМТ производится мгновенный подвод теплоты Q'_1 (процесс $c-z'$). Затем в период предварительного расширения рабочего тела подводится теплота Q_1 (процесс $z'-z$). Далее следует адиабатное расширение (процесс $z-b$). И в конце, так же как и ранее, осуществляется изохорный отвод теплоты Q_2 .

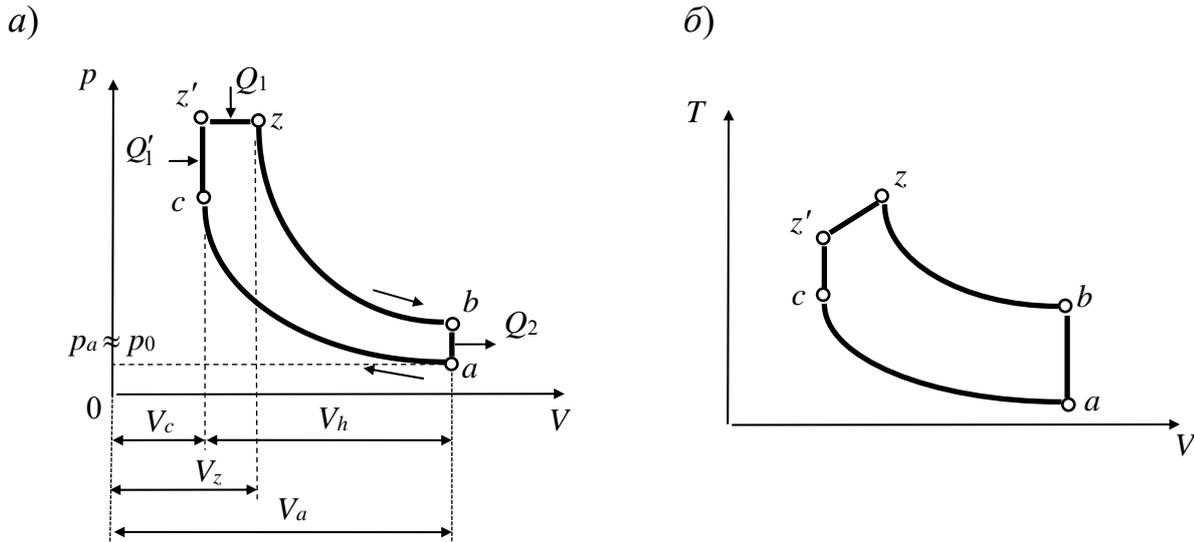


Рис. 3.9. Диаграммы цикла Сабатэ

Термический КПД данного цикла определяется по аналогичной методике: $\eta_T^C = (Q'_1 + Q_1 - Q_2)/(Q'_1 + Q_1)$. Причем справедливы те же зависимости, что и ранее: $Q'_1 = c_{mv}m(T_{z'} - T_c)$; $Q_1 = c_{mp}m(T_z - T_{z'})$; $Q_2 = c_{mv}m(T_b - T_a)$. Температуры в узловых точках данного цикла вычисляются по аналогичным выражениям: $T_c = T_a \varepsilon^{k-1}$; $T_{z'} = T_c \lambda = T_a \varepsilon^{k-1} \lambda$; $T_z = T_{z'} \rho = T_a \varepsilon^{k-1} \lambda \rho$; $T_b = T_z (\rho/\varepsilon)^{k-1} = T_a \rho^k \lambda$. В результате имеем

$$\eta_T^C = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{[\lambda k (\rho - 1) + \lambda - 1] \varepsilon^{k-1}}. \quad (3.40)$$

Среднее давление цикла Сабатэ определяется по аналогии с предыдущими циклами, т. е. $p_T^C = (L_{z'z} + L_{zb} - L_{ac})/V_h$, где зависимости для каждой из работ

$$L_{z'z} = p_z (V_z - V_c) = p_z V_c (\rho - 1); \quad (3.41)$$

$$L_{zb} = \frac{p_z V_z}{k-1} \left[1 - \left(\frac{V_z}{V_a} \right)^{k-1} \right] = \frac{p_z V_c \rho}{k-1} \left[1 - \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{k-1} \right]; \quad (3.42)$$

$$L_{ac} = \frac{p_a V_a}{k-1} \left[1 - \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{k-1} \right] = \frac{p_a V_a}{k-1} [1 - \varepsilon^{k-1}]. \quad (3.43)$$

Учитывая, что $V_h = V_a - V_c$, с помощью (3.41)–(3.43) получим зависимость, совпадающую с (3.39) для цикла Дизеля. Однако при равенстве теплоты, подводимой к рабочему телу в цикле Дизеля Q_1^D и в цикле Сабатэ $Q_1' + Q_1$, в последнем случае имеем максимальное давление цикла p_z существенно выше (на величину λ). Поэтому $p_T^C > p_T^D$.

Зависимости (3.40) и (3.39) являются общими для всех рассмотренных циклов. Если принять $\rho = 1$, то соответственно получим выражения для η_T^B и p_T^B . Если же принять $\lambda = 1$, то имеем η_T^D и p_T^D .

Для η_T^C справедливы выводы, сделанные ранее для циклов Бо де Роша и Дизеля. Так, для увеличения теплового КПД обобщенного цикла необходимо увеличивать ε , λ и k , но уменьшать ρ . Однако эти зависимости нелинейны (рис. 3.10), а возможности изменения указанных параметров ограничены.

Анализ рис. 3.10 показывает, что применяемое в настоящее время для ДВС самоходных машин топливо (бензин, дизельное топливо, природный газ и т. п.) и окислитель (атмосферный кислород) обеспечивают $k = 1,3 \dots 1,4$. Степень сжатия выше 15...16 не приводит к существенному увеличению КПД (см. рис. 3.10, а), а только приумножает технические проблемы. Приблизить ρ к единице на всех режимах работы двигателя также не удастся, что связано с периодом догорания топлива после ВМТ. Увеличение λ связано как с теплотворной способностью топлива, так и с улучшением наполнения цилиндра свежим зарядом, что в конечном счете лимитируется прочностными и температурными характеристиками материалов, образующих контрольную поверхность.

Цикл Сабатэ близок к циклам реальных безнаддувных поршневых двигателей самоходных машин. Причем это касается как ДВС с принудительным воспламенением, так и дизелей. У первых отличие от цикла Бо де Роша связано с наличием фазы догорания топлива на рабочем ходе, т. е. налицо $\rho > 1$. У вторых отличие от цикла Дизеля связано с началом подачи топлива и горения задолго до ВМТ, а значит, имеем $\lambda > 1$.

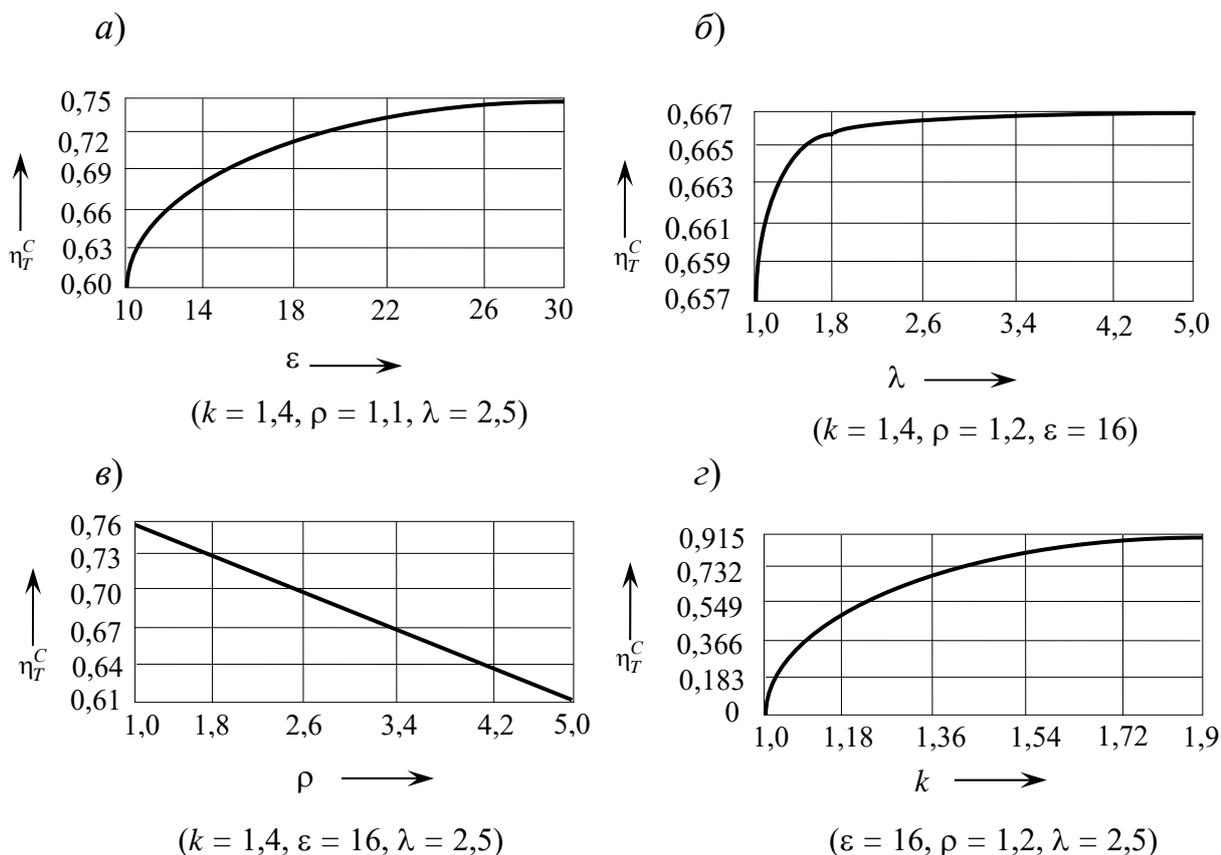


Рис. 3.10. Зависимость термического КПД цикла Сабатэ от его параметров

3.3.4. Циклы двигателей с турбонаддувом

Одним из эффективных путей улучшения мощностных и экономических показателей ДВС является повышение наполнения цилиндра свежим зарядом. С этой целью, как отмечалось ранее, применяется наддув. Различают четыре способа наддува:

- 1) инерционный, т. е. за счет инерции воздуха, входящего в цилиндр при некотором запаздывании закрытия впускного клапана после НМТ (угол $\varphi_{1к}$);
- 2) с помощью компрессора, имеющего привод от коленчатого вала двигателя;
- 3) с помощью турбокомпрессора;
- 4) комбинированный, т. е. с использованием двух и более из указанных способов.

Диаграммы циклов при первом и втором способах наддува не отличаются от рассмотренных ранее. Эти диаграммы только будут подняты на величину давления наддува p_k . В случае использования турбонаддува имеет место комбинированный двигатель, т. е. поршневой и газотурбинный с газовой связью, где последний приводит в действие компрессор.

Наиболее часто в комбинированных двигателях самоходных машин применяется объемный турбонаддув. В турбокомпрессорах таких моторов используется в основном пьезометрический напор газов, выходящих из цилиндра, $p_r/2\rho_r$, где p_r и ρ_r – давление и плотность отработавших газов.

На рис. 3.11 изображены диаграммы смешанного цикла ДВС с объемным турбонаддувом. Цикл $a-f-g-l-a$ совершается в турбокомпрессоре. Теплота Q_T , отводимая от поршневой части двигателя, подводится при постоянном давлении к турбине (процесс $a-f$). Там происходит адиабатное расширение рабочего тела (процесс $f-g$) до давления среды p_0 , затем – изобарный отвод теплоты (процесс $g-l$). В компрессоре осуществляется процесс $l-a$ адиабатного предварительного сжатия рабочего тела до давления $p_a = p_k$. Далее в поршневой части следует цикл Сабатэ.

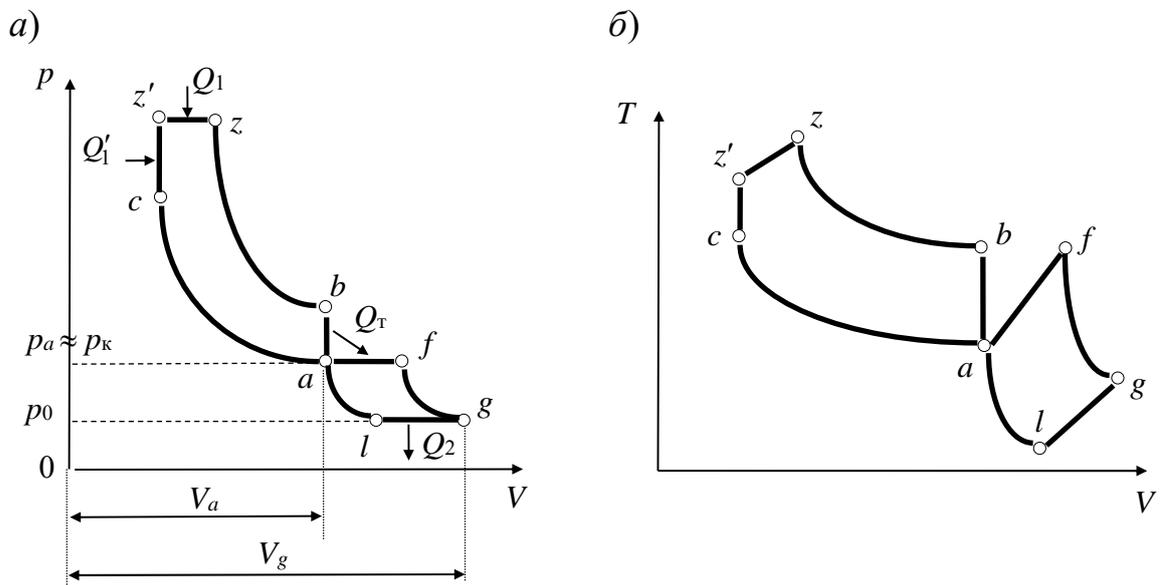


Рис. 3.11. Диаграммы цикла Сабатэ с объемным турбонаддувом

Термический КПД данного комбинированного цикла определяется так же, как и ранее: $\eta_T^{Ko} = (Q_1' + Q_1 - Q_2)/(Q_1' + Q_1)$, где отводимая во внешнюю среду теплота $Q_2 = c_{mv}mk(T_g - T_l)$. Температуры в узловых точках цикла в турбокомпрессоре определяют по следующим выражениям: $T_f = T_a \rho_T$, где $\rho_T = V_f/V_a$ – степень предварительного расширения рабочего тела в турбине турбокомпрессора; $T_g = T_f \pi_K^{(1-k)/k} = T_a \rho_T \pi_K^{(1-k)/k}$, где $\pi_K = p_K/p_0$ – степень повышения давления наддува; $T_l = T_a / \pi_K^{(1-k)/k} = T_a \pi_K^{(1-k)/k}$. В результате имеем

$$\eta_T^{Ko} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1' + Q_1} = 1 - \frac{k(T_g - T_l)}{(1-k)T_{z'} + kT_z - T_c} = 1 - \frac{k\pi_k^{(1-k)/k}(\rho_T - 1)}{\varepsilon^{k-1}[\lambda(1-k) + \lambda\rho k - 1]}. \quad (3.44)$$

Анализ данной зависимости показывает, что при уменьшении ρ_T и увеличении π_k КПД цикла с объемным турбонаддувом растет (рис. 3.12).

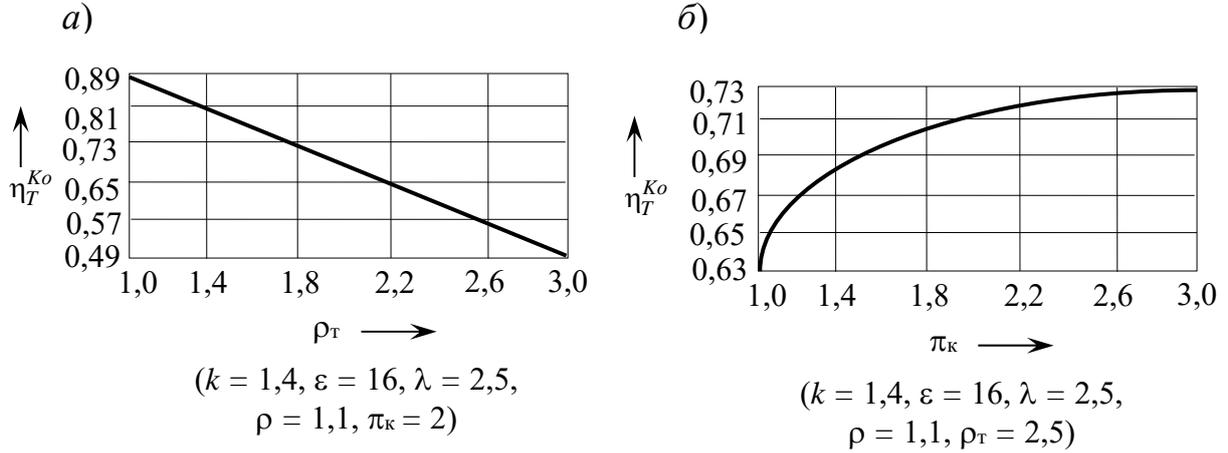


Рис. 3.12. Зависимость КПД цикла с объемным турбонаддувом от его параметров

Для минимизации ρ_T необходимо уменьшать объем полости турбины (улитки) и укорачивать трубопровод, соединяющий цилиндр с этой полостью.

Среднее давление данного цикла определится суммой – для p_T^D (3.39) и среднего давления цикла газотурбинного двигателя (объемного турбокомпрессора) $p_T^{Ko} = p_T^D + p_T^o$, где последнее слагаемое, согласно рис. 3.11,

$$p_T^o = \frac{L_{af} + L_{fg} + L_{gl} + L_{la}}{V_g - V_a}. \quad (3.45)$$

Работу в каждом элементарном процессе зависимости (3.45) можно вычислить по выражениям

$$L_{af} = p_a (V_f - V_a) = p_a V_a (\rho_T - 1); \quad (3.46)$$

$$L_{fg} = = \frac{p_a V_a \rho_T}{k-1} \left[1 - \pi_k^{(1-k)/k} \right]; \quad (3.47)$$

$$L_{gl} = p_a \pi_k^{-1} (V_l - V_g) = p_a V_a \pi_k^{(1-k)/k} (1 - \rho_T); \quad (3.48)$$

$$L_{la} = \frac{p_l V_l}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_l} \right)^{(k-1)/k} \right] = \frac{p_a V_a \pi_k^{(1-k)/k}}{k-1} \left[1 - \pi_k^{(1-k)/k} \right]. \quad (3.49)$$

Подставляя зависимости (3.46)–(3.49) в (3.45) и учитывая, что максимальный объем рассматриваемого ДВС $V_g = V_a \rho_T (1 + \pi_k^{1/k})$, имеем

$$p_T^o = \frac{p_a \left\{ \rho_T - 1 + \rho_T (1 - \pi_k^{(1-k)/k}) / (k-1) + \pi_k^{(1-k)/k} \left[(1 - \rho_T) + (1 - \pi_k^{(1-k)/k}) / (k-1) \right] \right\}}{\rho_T (1 + \pi_k^{1/k}) - 1}. \quad (3.50)$$

Итоговая зависимость для среднего давления цикла Сабатэ с объемным турбонаддувом

$$p_T^{Ko} = \frac{p_z \left[\rho + (\rho-1)(k-1) - \rho^k \varepsilon^{1-k} \right] + p_a \varepsilon (1 - \varepsilon^{k-1})}{(\varepsilon-1)(k-1)} + p_a \frac{k(\rho_T - 1) + k \pi_k^{(1-k)/k} (1 - \rho_T) + 2}{(k-1) \left[\rho_T (1 + \pi_k^{1/k}) - 1 \right]}. \quad (3.51)$$

Можно отметить, что так же, как и тепловой КПД η_T^{Ko} , среднее давление смешанного цикла с объемным турбонаддувом p_T^{Ko} увеличивается при возрастании π_k и уменьшении ρ_T . В пределе, т. е. при $\rho_T = 1$, получаем цикл с импульсным наддувом, в котором, кроме пьезометрического напора, используется скоростной напор газов, выходящих из цилиндра, $v_r^2/2g$, где v_r – скорость отработавших в цилиндре газов; g – ускорение свободного падения.

Диаграммы комбинированного цикла с импульсным турбонаддувом представлены на рис. 3.13.

На рис. 3.13 площадь $a-b-g-l-a$ соответствует работе в турбокомпрессоре. Причем на участке $b-g$ продолжается адиабатное расширение. В процессе $g-l$ осуществляется отвод теплоты Q_2 , а на линии $l-a$ производится предварительное адиабатное сжатие рабочего тела, которое затем продолжается в цилиндре на линии $a-c$.

Термический КПД для данного цикла оценивается по выражению

$$\eta_T^{Ku} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1' + Q_1} = 1 - \frac{k(T_g - T_l)}{(1-k)T_z' + kT_z - T_c} = 1 - \frac{k(\lambda \rho^k - \pi_k^{(1-k)/k})}{\varepsilon^{k-1} [\lambda(1-k) + \lambda \rho k - 1]}. \quad (3.52)$$

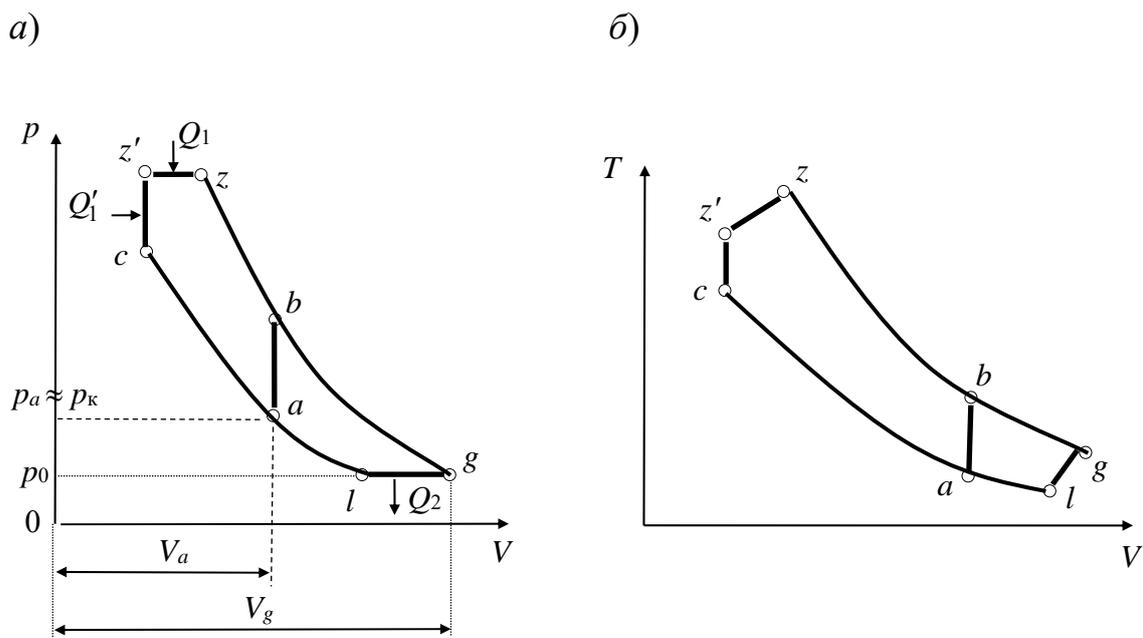


Рис. 3.13. Диаграммы цикла Сабатэ с импульсным турбонаддувом

Среднее давление цикла Сабатэ с импульсным турбонаддувом определяется по аналогии с предыдущим случаем: $p_T^{Ku} = p_T^D + p_T^u$, где p_T^u – среднее давление в импульсном турбокомпрессоре, которое пропорционально площади $a-b-g-l-a$ на Vp -диаграмме:

$$p_T^u = p_a \frac{2}{(k-1)\pi_k^{1/k}}. \quad (3.53)$$

Сопоставляя зависимость (3.50) с (3.53), можно отметить, что импульсный наддув дает существенные преимущества. Например, при степени предварительного расширения в турбокомпрессоре $\rho_T = 2$, показателе адиабаты $k = 1,4$ и степени повышения давления наддува $\pi_k = 2$ имеем для объемного турбокомпрессора увеличение среднего давления цикла на величину $p_T^o = 0,99p_a$, но для импульсного турбокомпрессора (при $\rho_T = 1$) имеем $p_T^u = 3,05p_a$.

3.3.5. Разомкнутый теоретический цикл

Рассмотренные замкнутые теоретические циклы ДВС дают возможность только с качественной стороны оценить влияние основных параметров двигателя на его оценочные показатели, а именно на термиче-

ский КПД η_T и среднее давление цикла p_T . Количественную оценку показателей двигателя с помощью этих циклов производить нельзя, т. к. в силу принятых допущений в них не учитываются процессы газообмена, горение топлива, непрерывный теплообмен со средой и утечки рабочего тела [11].

Использование разомкнутых теоретических циклов позволяет приблизиться к описанию реальной картины процессов, протекающих в ДВС. При этом дополнительно учитывают:

- процессы впуска и выпуска газов, но без потерь энергии;
- качество горючей смеси с помощью коэффициента избытка воздуха α и коэффициента остаточных газов γ_r ;
- изменение параметров рабочего тела при горении топлива посредством коэффициента молекулярного изменения k_u ;
- изменение теплоемкости рабочего тела от его состава и температуры;
- зависимость показателей адиабат сжатия k_1 и расширения k_2 от параметров рабочего тела.

Анализ разомкнутых циклов значительно сложнее, требует использования численных методов и ЭВМ.

Vp -диаграмма разомкнутого обобщенного (смешанного) цикла представлена на рис. 3.14.

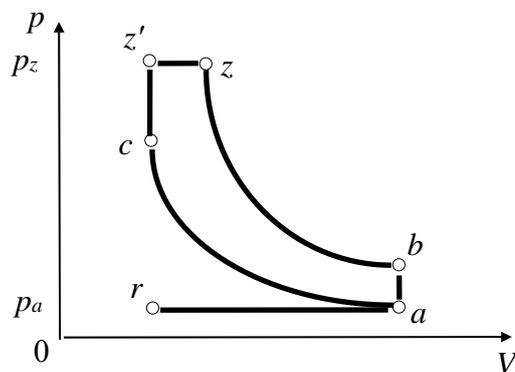


Рис. 3.14. Диаграмма разомкнутого цикла

Отличие термического КПД разомкнутого смешанного цикла от замкнутого составляет примерно 15 %...25 % (в зависимости от степени сжатия и других параметров), а отличие среднего давления – 20 %...30 % так же, как и КПД, в сторону уменьшения.

3.4. Топливо для двигателей самоходных машин

В ДВС современных самоходных машин исключительное применение находит углеводородное топливо. Наиболее часто используются жидкие продукты перегонки нефти.

3.4.1. Виды применяемого топлива

Для двигателей с принудительным воспламенением используют легкие фракции нефти – бензины с температурой кипения $T_{\text{кип}}$ до 250 °С, а для двигателей с самовоспламенением – более тяжелые: керосиновые ($T_{\text{кип}} = 150 \text{ °С} \dots 300 \text{ °С}$), газойлевые ($T_{\text{кип}} = 220 \text{ °С} \dots 350 \text{ °С}$) и соляровые ($T_{\text{кип}} = 300 \text{ °С} \dots 360 \text{ °С}$). Автомобильный бензин среднего состава имеет молярную массу $m_{\text{мб}} = 114 \text{ кг/кмоль}$, у керосина $m_{\text{мк}} = 130 \text{ кг/кмоль}$, у дизтоплива $m_{\text{мд}} = 170 \text{ кг/кмоль}$.

Применяется газообразное топливо: природный газ (в основном метан); попутный газ при перегонке нефти (пропан).

В некоторых государствах, например в Бразилии, Республике Беларусь и др., довольно широкое применение находит топливо не нефтяного, а растительного происхождения (возобновляемое) – это метиловый спирт (метанол), этиловый спирт (этанол) и растительное масло.

В качестве топлива ДВС может использоваться чистый водород, что обеспечивает практически безвредный выхлоп, т. к. отработавшими газами являются в основном водяные пары. Однако при этом возникают трудности хранения водорода на самоходной машине из-за необходимости специальной техники. Также велики затраты на производство водорода.

Табл. 3.2 и 3.3 дают представление об основных параметрах некоторых энергоносителей.

Табл. 3.2. Удельное энергосодержание некоторых энергоносителей

В мегаджоулях на кубический дециметр

Дизельное топливо	Бензин среднего состава	Метанол	Этанол	Пропан сжиженный	Водород			Аккумуляторная батарея	
					сжиженный	FeTiH _x	MgH _x	Pb-H ₂ SO ₄	Na-S
30,0	28,0	16,0	21,0	23,0	5,1	4,4	2,6	0,25	0,6

Табл. 3.3. Сравнительные показатели топлив при одинаковом энергосодержании

Параметры	Бензин	Метан	Пропан	Водород	Метанол	Этанол	Аммиак
Объем, л	76	415	100	275	147	110	164
Масса, кг	53	37	51	20	117	88	127
Масса топлива + бака, кг	68	500	85	85	141	107	152

Анализ вышеприведенных таблиц показывает, что наиболее калорийными, в расчете на единицу занимаемого объема, являются дизельное топливо и бензин. Они также имеют наименьшую массу с учетом топливного бака. Это и определило их преимущественное использование в качестве моторного топлива на самоходной технике.

3.4.2. Структура топлива нефтяного происхождения

Основными химическими элементами нефтяного топлива являются углерод и водород (85 %...87 % и 12 %...15 % по массе соответственно). В керосине и дизтопливе имеется кислород (0,3 %...0,5 %).

Тот или иной вид нефтяного топлива получают одним из следующих способов:

1) прямой перегонкой нефти, т. е. нагревом до парообразного состояния с последующей конденсацией паров, при этом выход светлых фракций (бензина и дизтоплива) не превышает 35 %;

2) крекингованием, т. е. дроблением тяжелых молекул нефти на более легкие при высокой температуре (до 550 °С);

3) деструктивной гидрогенизацией (пиролизом), т. е. дроблением тяжелых молекул на легкие с помощью катализаторов.

В двух последних случаях выход легких фракций значительно увеличивается (до 95 %).

И бензин, и дизтопливо представляют собой смеси (коктейли) углеводородов четырех групп:

- 1) алканов – углеводородов парафинового ряда;
- 2) алкенов – углеводородов олефинового ряда;
- 3) цикланов – углеводородов нафтенового ряда;
- 4) ароматиков – углеводородов ароматического (аренового) ряда.

К *алканам* относят насыщенные водородом соединения, имеющие цепное строение молекул с формулой C_nH_{2n+2} . Вещества от метана CH_4 до бутана C_4H_{10} при нормальных условиях – газообразные, от пентана C_5H_{12}

до цетана $C_{16}H_{34}$ – жидкие, далее идут твердые. Типичные структурные формулы парафинов изображены на рис. 3.15.

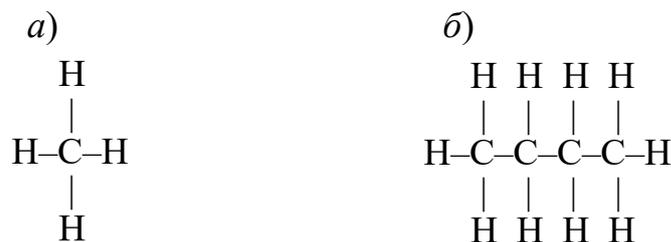


Рис. 3.15. Структурные формулы алканов: а – метан; б – бутан

Алканы при температурах до 300 °С химически стабильны. Но при дальнейшем повышении температуры легко окисляются, образуя перекиси. Например, перобутан $C_4H_{10}O_2$ (рис. 3.16). При достижении в топливо-воздушной смеси определенного количества (критической массы) перекисей происходит их очень быстрое (взрывное) сгорание. Смеси алканов с воздухом в цилиндрах ДВС довольно легко воспламеняются от сжатия и быстро сгорают. Поэтому парафины весьма желательны в дизельном топливе, но нежелательны в бензине.

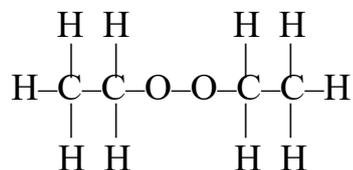


Рис. 3.16. Структурная формула перобутана

Некоторые алканы имеют отклонения от своей нормальной линейно-цепной структуры. Такие вещества называют изомерными. Например, изобутан и изопентан (рис. 3.17). Они, в отличие от нормальных алканов, значительно менее склонны к взрывному детонационному горению.

Алкены так же, как и нормальные алканы, имеют цепное строение. Но они не предельно насыщены водородом (рис. 3.18). Их формула C_nH_{2n} .

Олефины склонны к нагаро- и смолообразованию. Наличие их в топливе оценивается йодным числом (чем оно меньше, тем лучше топливо). В бензине и дизтопливе после крекингпроцесса наблюдается большое количество алкенов. Поэтому, во избежание быстрого выхода из строя двигателя, топливо должно проходить специальную обработку, после которой йодное число (количество алкенов) снижается до приемлемых значений.

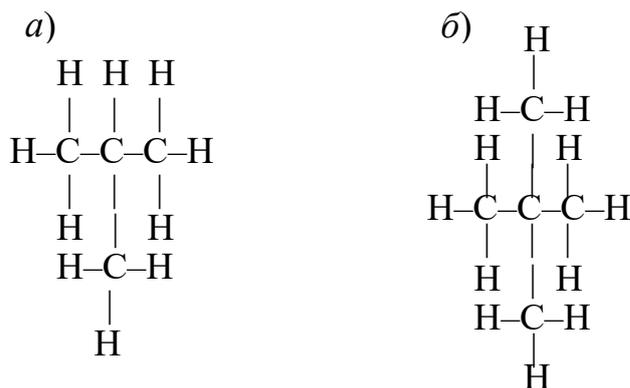


Рис. 3.17. Структурные формулы изоалканов: *a* – изобутан C_4H_{10} ; *б* – изопентан C_5H_{12}

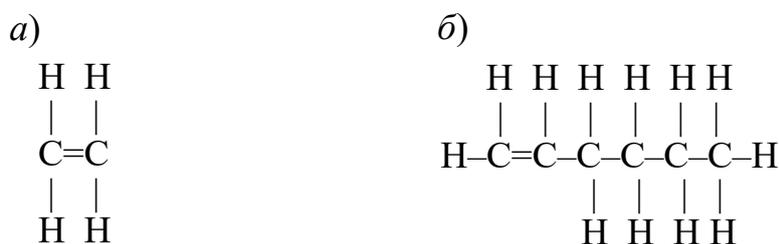


Рис. 3.18. Структурные формулы алкенов: *a* – этен C_2H_4 ; *б* – гексен C_6H_{12}

Цикланы имеют такую же химическую формулу, как и алкены, C_nH_{2n} , но структура их молекул не цепная, а кольцевая (рис. 3.19). Поэтому они менее склонны к образованию пероксидов, а значит, не детонируют. Воспламеняемость у нафтенгов хуже в сравнении с олефинами и тем более с парафинами.

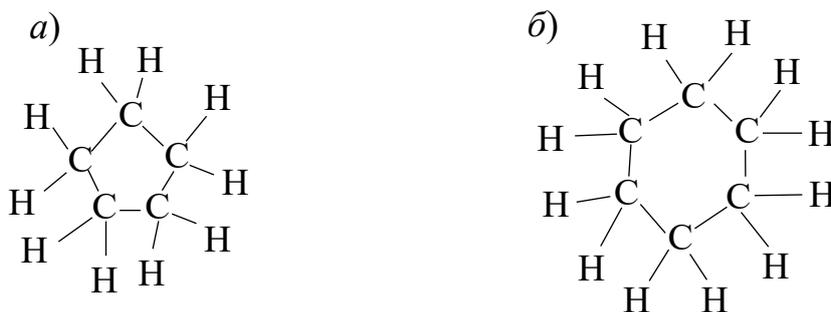


Рис. 3.19. Структурные формулы цикланов: *a* – циклопентан C_5H_{10} ; *б* – циклогексан C_6H_{12}

Ароматики имеют кольцевую структуру и химическую формулу C_nH_{2n-6k} . В основе молекул ароматических углеводородов лежит бензольное ядро (рис. 3.20), т. е. в их химических формулах количество атомов углерода

$n \geq 6$, а k – количество бензольных колец. Причем при $n < 10$ имеем $k = 1$, при $10 \leq n < 14$ имеем $k = 2$ и т. д.

Если молекулы аренов состоят из двух бензольных колец, то такие вещества называют нафталинами, из трех бензольных колец – антраценами.

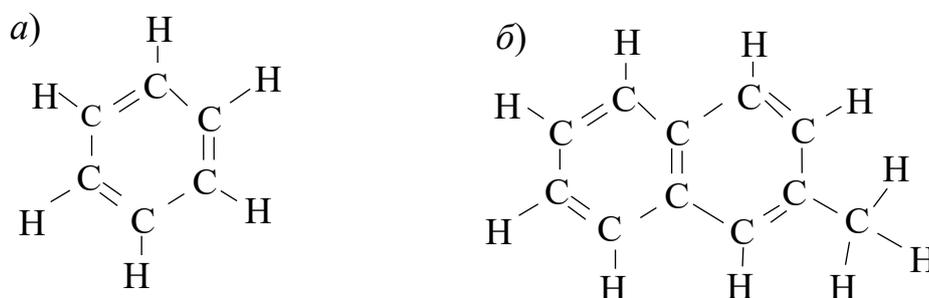


Рис. 3.20. Структурные формулы ароматиков: *a* – бензол C_6H_6 ; *б* – α -метилнафталин $C_{11}H_{10}$

Ароматические углеводороды весьма устойчивы к детонации, т. е. к воспламенению от сжатия. Причем чем больше бензольных колец, тем устойчивее к детонации вещество. Поэтому ароматики весьма желательны в бензине и нежелательны в дизельном топливе.

3.4.3. Требования к моторному топливу и его показатели оценки

К топливам ДВС самоходных машин предъявляют следующие требования:

- достаточно большая энергоемкость, как массовая (мегаджоуль на килограмм), так и объемная (мегаджоуль на литр);
- стабильность параметров при длительном хранении;
- хорошая испаряемость и смешиваемость (диффузионность) с воздухом;
- низкая коррозионная активность с материалами топливной аппаратуры, механизмами и системами машины;
- минимизация образования смолистых отложений и паровых пробок в топливной аппаратуре;
- для двигателей с принудительным воспламенением не детонировать, т. е. не воспламеняться при высоких степенях сжатия;
- для двигателей с самовоспламенением легко воспламеняться при температурах выше $300\text{ }^\circ\text{C}$.

Основным показателем бензина является его *октановое число* (ОЧ). Оно характеризует антидетонационные свойства топлива. Чем выше октановое число, тем большую степень сжатия ε и степень повышения давления наддува π_k допускает бензовоздушная смесь. ОЧ показывает, что антидетонационные свойства данной марки бензина эквивалентны смеси изооктана iC_8H_{18} с гептаном C_7H_{16} при содержании данного количества изооктана. Октановое число изооктана принято равным 100 ед., т. е. его смесь с воздухом допускает весьма сильное сжатие без детонации. У гептана октановое число равно нулю, т. е. при малейшем сжатии он воспламеняется. Существуют топлива с $ОЧ > 100$. Это говорит о том, что их антидетонационные свойства выше, чем у чистого изооктана.

Определяют октановое число автобензина двумя методами: моторным (такой бензин обозначается буквой А, например А-76, где цифры показывают октановое число, т. е. процентное содержание изооктана в эквивалентной данному бензину смеси с гептаном); исследовательским (обозначается двумя буквами – АИ, например АИ-95). И в первом, и во втором случае испытания топлива осуществляются на специальном одноцилиндровом двигателе, где имеется возможность изменять степень сжатия. При моторном методе эксперимент проводится на фиксированных скоростном и нагрузочном режимах, а при исследовательском методе осуществляется разгон мотора. При этом от опыта к опыту увеличивается степень сжатия. Как только начинается детонация, двигатель переводят работать на изооктан-гептановую смесь. При этом изменяется концентрация изооктана до тех пор, пока работа двигателя не станет эквивалентной работе на данном бензине. Октановое число по исследовательскому методу получается несколько завышенным (примерно на 8 ед.).

Для повышения ОЧ необходимо уменьшать содержание в бензине нормальных алканов либо добавлять специальные антидетонационные присадки. До недавнего времени в качестве таковых широко применялся тетраэтилсвинец. Однако на сегодняшний день в большинстве стран эта присадка запрещена ввиду неблагоприятной экологической обстановки.

Способность топлива к самовоспламенению в условиях цилиндра ДВС оценивают с помощью *цетанового числа* (ЦЧ). Дизельное топливо с данным цетановым числом по своим свойствам воспламеняется от контакта с сжатым воздухом эквивалентно смеси цетана $C_{16}H_{34}$ с α -метилнафталином $C_{11}H_{10}$, в котором имеется данная концентрация цетана. ЦЧ цетана принято за 100 ед., т. е. его смесь с воздухом очень легко воспламеняется, а ЦЧ α -метилнафталина принято нулевым, т. е. он совершенно не воспламеняется при контакте с сжатым воздухом в условиях цилиндра ДВС.

В зависимости от концентрации в топливе легких компонентов оно может иметь различную вязкость. Поэтому дизтопливо делят на летнее (с вязкостью около $2 \text{ мм}^2/\text{с}$ при $100 \text{ }^\circ\text{C}$), зимнее, арктическое и специальное. Тем не менее для того, чтобы не изменять в эксплуатации регулировки топливной аппаратуры дизелей, цетановое число любой марки товарного дизтоплива примерно одинаково и составляет 45...55 ед. Для повышения ЦЧ применяют различные присадки (нитраты и перекиси).

Связь октанового и цетанового чисел любого топлива можно определить с помощью приближенной зависимости

$$\text{ЦЧ} = \frac{120 - \text{ОЧ}}{2}. \quad (3.54)$$

Анализ (3.54) показывает, что при повышении октанового числа топлива его цетановое число уменьшается.

Еще одним показателем для оценки качества топлива является **температура самовоспламенения** $T_{\text{св}}$. Это такая наименьшая температура при нормальном давлении (0,1 МПа), при которой смесь паров топлива с воздухом воспламеняется без постороннего источника. Самые низкие температуры самовоспламенения у парафинов, несколько выше у олефинов, далее идут нафтены и самые высокие температуры самовоспламенения у ароматиков. Например, бензин А-72, где много ароматиков, имеет температуру самовоспламенения $330 \text{ }^\circ\text{C}$, у летнего дизельного топлива $T_{\text{св}} = 310 \text{ }^\circ\text{C}$, у зимнего дизтоплива, где преобладают алканы, $T_{\text{св}} = 240 \text{ }^\circ\text{C}$.

Для оценки пожарной безопасности жидкого топлива используют такие характеристики, как: **температура вспышки** – это наименьшая температура, при которой над поверхностью топлива его смесь с воздухом может воспламениться от постороннего источника тепла; **температура воспламенения** – это наиболее низкая температура, при которой смесь паров топлива с воздухом воспламеняется от постороннего источника тепла и продолжает гореть вследствие испарения топлива.

Энергия активации E является показателем химической активности топлива. Это такая энергия, которую необходимо сообщить (нагреть) смеси топлива с окислителем, чтобы началось горение, т. е. реакция интенсивного окисления (со свечением и выделением тепла). В реакциях между молекулами углеводородного топлива и кислородом $E \approx 126 \text{ кДж/кмоль}$, а между радикалами (осколками) этих молекул данная энергия значительно ниже: $E \approx 16 \text{ кДж/кмоль}$.

Теплота сгорания топлива (теплотворная способность) – это количество тепловой энергии, которая выделяется при сгорании его

единицы массы или объема. Различают высшую H_0 и низшую H_u теплоту сгорания топлива. Высшая теплота сгорания – это полное количество тепловой энергии при сгорании топлива. Например, для бензина среднего состава $H_0 \approx 80$ МДж/кг. Низшая теплота сгорания не учитывает теплоту конденсации водяных паров продуктов сгорания, т. е. теплоту ниже 100°C . В связи с тем, что отработавшие газы выходят из цилиндра ДВС при температуре значительно выше 100°C , для оценки топлива двигателей самоходных машин используют только H_u , МДж/кг, которую можно оценить по формуле Д. И. Менделеева

$$H_u = 33,9C + 125,6H - 10,9(O - S) - 22,6H + 2,5H_2O, \quad (3.55)$$

где C , H , O , S , H_2O – массовое содержание углерода, водорода, кислорода, серы и водяных паров в продуктах сгорания.

Нижеприведенная табл. 3.4 дает возможность сравнить H_u различных видов моторного топлива.

Табл. 3.4. Низшая теплота сгорания топлива

Вид топлива	Жидкое, МДж/кг		Газообразное, МДж/м ³		
	Бензин	Дизтопливо	Метан	Пропан	Бутан
H_u	44,0	42,5	35,0	85,5	112

Следует различать теплоту сгорания топлива и теплоту сгорания конкретной топливовоздушной смеси H_1 . В последнем случае это отношение низшей теплоты сгорания топлива к массе данной горючей смеси m_1 , т. е. $H_1 = H_u/m_1$. Также на теплоту сгорания топливовоздушной смеси существенное влияние оказывает качество этой смеси, т. е. соотношение топлива и воздуха.

3.5. Основы теории горения

Процесс сгорания топлива в цилиндре ДВС является основным, ради которого осуществляются все остальные (подготовительные) процессы. От качества его протекания во многом зависят выходные оценочные показатели мотора. Поэтому для понимания теории ДВС, конструктивных особенностей того или иного двигателя и тенденций развития моторостроения совершенно необходимо знать основы теории горения [6, 7].

Данная наука до настоящего времени еще окончательно не сформировалась и находится в стадии становления. Это обусловлено тем, что изучение процессов горения топливовоздушных смесей в условиях цилиндра ДВС связано не только с химическими явлениями, но и с газодинамическими, термодинамическими, а также с процессами тепло- и массообмена. Поэтому при создании новых моделей двигателей в основном используют результаты экспериментальных исследований. Однако многие положения теории горения, предполагающей некоторые упрощения, позволяют делать ценные выводы, весьма полезные при изучении ДВС и разработке их новых моделей.

Основоположителем теории горения с полным правом можно считать М. В. Ломоносова, который первым показал, что горение есть химический процесс взаимодействия топлива с воздухом, а не результат работы мифического флогистона.

Большой вклад в теорию горения внес советский академик, лауреат Нобелевской премии Н. Н. Семёнов, разработавший основы теории цепных химических реакций и теорию теплового взрыва.

3.5.1. Основные параметры горения топлива

Для полного сгорания топлива требуется определенное количество окислителя, которое называют теоретически необходимым [11]. Например, для полного сжигания 1 кг углеводородного топлива теоретически необходима следующая масса воздуха $m_{в.0}$, кг воздуха/кг топлива:

$$m_{в.0} = \frac{2,67C + 8H - O}{0,23}, \quad (3.56)$$

где С, Н, О – массовое содержание соответственно углерода, водорода и кислорода в 1 кг топлива; 0,23 – относительное массовое содержание кислорода в воздухе.

Например, для полного сгорания 1 кг бензина требуется $m_{в.0} = 14,9$ кг воздуха, а для полного сгорания 1 кг дизельного топлива $m_{в.0} = 14,5$ кг воздуха.

Полное сжигание 1 кмоль топлива возможно при следующем количестве киломолей воздуха:

$$\mu_{в.0} = \frac{m_{в.0}}{m_{\mu в}}, \quad (3.57)$$

где $m_{\mu\text{в}}$ – мольная масса воздуха, $m_{\mu\text{в}} = 29$ кг/кмоль.

Горючая смесь, в которой на 1 кг паров топлива имеется ровно $m_{\text{в},0}$ килограмм воздуха, называется *стехиометрической*. В зависимости от режима работы двигателя действительное количество воздуха в цилиндре может отличаться от теоретически необходимого. Поэтому для оценки качества горючей смеси используется специальный параметр, называемый *коэффициентом избытка воздуха* α – это отношение действительного количества воздуха $m_{\text{в}}$ в цилиндре к теоретически необходимому количеству $m_{\text{в},0}$ для полного сгорания имеющегося там топлива:

$$\alpha = \frac{m_{\text{в}}}{m_{\text{в},0}}. \quad (3.58)$$

При $\alpha < 1$ смесь обогащенная, т. е. в ней недостает воздуха для полного сгорания имеющегося топлива. И наоборот, при $\alpha > 1$ смесь обедненная, т. е. в ней имеется избышек воздуха для полного сгорания наличного топлива. Для стехиометрической смеси $\alpha = 1$.

Тот или иной вид топлива в зависимости от α имеет верхний и нижний пороги воспламеняемости. Например, при $p = 0,1$ МПа и $T = 20$ °С смесь автобензина с воздухом может воспламениться только в диапазоне $1,1 > \alpha > 0,65$. При тех же параметрах для дизтоплива $1,05 > \alpha > 0,82$, для метана $1,85 > \alpha > 0,4$. С увеличением давления и температуры диапазон воспламеняемости расширяется.

Коэффициент избытка воздуха смеси существенно влияет на количество теплоты, выделяемой при горении. Эта зависимость показана на рис. 3.21.

Масса горючей смеси (ГС) в расчете на 1 кг топлива m_1 , кг ГС/кг топ., определяется зависимостью

$$m_1 = \alpha m_{\text{в},0} + 1. \quad (3.59)$$

Относительное количество исходных веществ реакции M_1 , кмоль ГС/кг топ.,

$$M_1 = \frac{\alpha \mu_{\text{в},0} + 1}{m_{\mu\text{т}}}, \quad (3.60)$$

где $m_{\mu\text{т}}$ – мольная масса топлива.

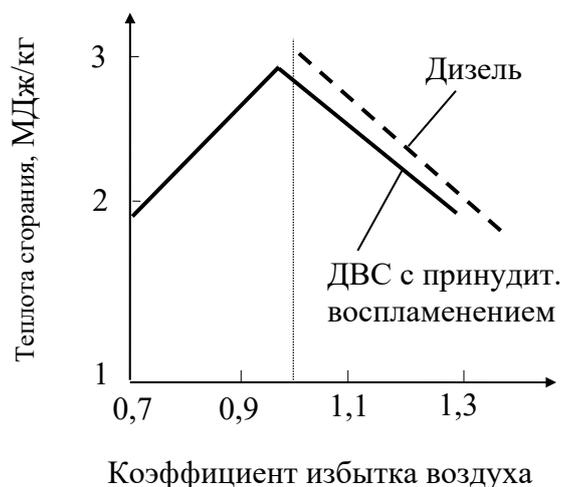


Рис. 3.21. Зависимость теплоты сгорания смеси от коэффициента избытка воздуха

Ориентировочно общее количество киломолей отработавших газов (ОГ) на 1 кг топлива M_2 , кмоль ОГ/кг топ., можно оценить по выражениям

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,78\alpha\mu_{в.0} \quad \text{при } \alpha < 1; \quad (3.61)$$

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,21)\mu_{в.0} \quad \text{при } \alpha \geq 1, \quad (3.62)$$

где C , H – относительное объемное содержание углерода и водорода в топливе; 0,78 и 0,21 – относительное объемное содержание азота и кислорода в воздухе.

Для получения массового количества отработавших газов необходимо их мольную массу $m_{м.ог}$ умножить на M_2 . Следует иметь в виду, что при работе поршневого ДВС на любом режиме в отработавших газах, кроме конечных продуктов реакции (углекислого газа и водяных паров), имеется множество других веществ.

В свежем заряде, поступившем в цилиндр, кроме смеси топлива с воздухом, присутствует определенное количество остаточных газов от предыдущего цикла M_r . Такую смесь называют рабочей. Концентрацию остаточных газов характеризуют **коэффициентом остаточных газов**

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1}. \quad (3.63)$$

Если не учитывать утечки рабочего тела, то количество молекул отработавших газов M_2 несколько превышает количество молекул исходных веществ реакции горения M_1 . Это является положительным моментом, т. к. способствует при прочих равных условиях увеличению давления в цилиндре. Изменение количества вещества после реакции характеризуется **коэффициентом молекулярного изменения**

$$k_{\mu 0} = \frac{M_2}{M_1}. \quad (3.64)$$

Изменение количества вещества реакции с учетом остаточных газов характеризует **действительный коэффициент молекулярного изменения**

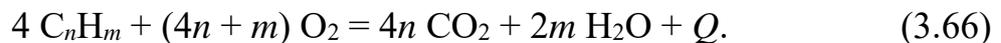
$$k_{\mu} = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{k_{\mu 0} + \gamma_r}{1 + \gamma_r}. \quad (3.65)$$

Для двигателей с принудительным воспламенением $k_{\mu} = 1,02 \dots 1,12$, для дизелей $k_{\mu} = 1,01 \dots 1,06$.

3.5.2. Виды горения

Горением называют химическую реакцию интенсивного окисления, т. е. взаимодействия с кислородом каких-либо веществ, сопровождающуюся свечением и выделением теплоты Q . Сходные реакции могут протекать и с другими окислителями, например хлором или фтором [7].

Реакция полного сгорания углеводородного топлива имеет вид



Процесс горения является многостадийным с целым рядом параллельно протекающих процессов. При этом имеют место высокие градиенты и абсолютные значения температур и скоростей реакций. Достаточно хорошо изучены реакции окисления таких простейших систем, как $H_2 + O_2$, $CO + O_2$, $CH_4 + O_2$. Законченной теории горения сложных углеводородов, которыми являются бензин и дизтопливо, еще нет.

Следует различать процессы воспламенения, т. е. инициализации горения, и процессы распространения пламени. Для воспламенения необходим подвод энергии извне, а для распространения пламени в общем случае не нужно никакого внешнего воздействия. Однако в реальном ДВС имеют

место значительные турбулентные вихри рабочего тела, способствующие переносу пламени и существенно влияющие на скорость реакции.

При самовоспламенении топливовоздушной смеси сначала происходят относительно медленные предпламенные реакции в значительных объемах рабочего тела. Затем имеет место самоускорение реакций за счет разветвления цепных химических реакций (цепной взрыв) и за счет саморазогрева смеси (тепловой взрыв).

Зажигание топливовоздушной смеси от постороннего источника (свечи зажигания) представляет собой интенсивный местный нагрев до высокой температуры и ионизацию небольшого объема смеси. Скорости реакций в месте искрового разряда достигают огромных значений, а саморазогрев в этом месте несущественен. После прекращения искрового разряда скорость реакции уменьшается до значений, отвечающих условиям горения данной смеси во фронте пламени.

В условиях ДВС зажигание смеси возможно не только от электрической искры, но и от раскаленных частей контрольной поверхности: перегретых электродов и изолятора свечи, тарелок клапанов, частичек нагара и т. п. Температуры этих поверхностей могут достигать 1000 °С и выше. Зажигание от раскаленных поверхностей занимает промежуточное место между самовоспламенением и электрозажиганием.

В любом из указанных случаев воспламенения осуществляется подвод теплоты извне в количествах, превышающих ее отвод через контрольную поверхность рабочего тела.

Различают два вида распространения пламени: диффузионно-цепной; тепловой.

В первом случае из зоны горения в свежую смесь происходит проникновение (диффузия) активных центров, вызывающих развитие разветвленных цепных реакций. Такой механизм распространения пламени называют *холодным пламенем*, т. к. выделение теплоты не очень значительно, а температуры во фронте пламени составляют несколько сот градусов (в *горячем пламени* – несколько тысяч градусов). Этот вид распространения пламени характерен для начальной стадии при самовоспламенении. Передача теплоты здесь осуществляется в основном за счет теплопроводности и в меньшей степени за счет диффузии и излучения.

Если исходная смесь неподвижна или имеет место ламинарный режим ее движения, то перенос фронта пламени осуществляется плавно от слоя к слою за счет молекулярной диффузии и теплопроводности. Такое распространение пламени называют ламинарным.

Если же смесь имеет турбулентный режим движения, т. е. налицо различные местные вихри, то молекулярная диффузия играет второ-

степенную роль, а преобладающее значение в распространении пламени за механическим турбулентным переносом.

Особым видом быстрого (взрывного) распространения пламени является детонация. При этом пламя движется по топливовоздушной смеси со сверхзвуковыми скоростями ($v_{пл} > 2500$ м/с) вместе с фронтом ударной (детонационной) волны. Воспламенение свежих объемов смеси осуществляется не за счет диффузии или теплопроводности, а в результате разогрева смеси ударным сжатием.

Существенно отличается горение гомогенных (равномерно перемешанных) смесей от гетерогенных. В последних имеются зоны обогащения ($\alpha < 1$) и обеднения ($\alpha > 1$). В гетерогенных смесях в зависимости от агрегатного состояния топлива и окислителя перед началом горения различают: диффузионное горение несмешанных газов, где скорость горения в основном определяется скоростью перемешивания молекул топлива и окислителя; горение капель жидкого топлива, где началу горения предшествует испарение топлива и диффузионное перемешивание; горение твердого топлива, где процессу горения предшествует газификация (возгонка) топлива и его последующее перемешивание с окислителем. В любом случае процесс горения протекает только в газообразном состоянии топлива и окислителя, т. к. реакции между ними могут идти с высокими скоростями только при интенсивном перемешивании и при концентрации компонентов около фронта пламени, близкой к стехиометрической.

3.5.3. Основы химической кинетики

Учение о химических процессах состоит из двух частей:

1) химическая статика, изучающая вопросы количественных соотношений веществ, вступающих в реакцию, и веществ, получаемых в конце, а также вопросы энергетического баланса реакции;

2) химическая кинетика, изучающая скорости химических реакций.

Основными законами химической статики являются: закон сохранения массы; закон простых кратных соотношений; закон химического равновесия.

Химическая статика сводится к анализу стехиометрического уравнения вида $k_A A + k_B B \leftrightarrow k_C C + k_D D \pm Q$, где A, B – исходные вещества; C, D – продукты реакции; k_A, k_B, k_C, k_D – стехиометрические коэффициенты реакции, пропорциональные количеству молей исходных и образующихся веществ; Q – тепловой эффект («плюс» – для экзотермической реакции,

т. е. с выделением теплоты, «минус» – для эндотермической). В реакциях газов, в том числе горения, стехиометрические коэффициенты пропорциональны объемам реагирующих веществ и продуктов реакции или их парциальным давлениям.

Основоположниками химической кинетики считают голландского ученого Вант Гоффа (первая работа вышла в 1885 г.) и шведского Сванте Аррениуса (первый труд опубликован в 1889 г.). Хотя первой научной работой о скоростях химических реакций является статья российского ученого Н. А. Меншуткина в 1882 г.

Скорость химической реакции определяется изменением во времени dt концентраций исходных реагирующих веществ или продуктов реакции. Концентрация измеряется либо числом молей данного вещества μ_r : $K_{\mu r} = \mu_r/V$, кмоль/м³, либо массой данного вещества m_r : $K_{m r} = m_r/V$, кг/м³. В последнем случае имеем плотность вещества или для газа – его парциальное давление $p_r = \rho_r R T$. Тогда, согласно вышеприведенному, скорость реакции через концентрации исходных веществ определится отношениями:

– для объемной w_r , кмоль/с,

$$w_r = \frac{-dK_{\mu r}}{dt}; \quad (3.67)$$

– для массовой w_r , кг/с,

$$w_r = \frac{-dK_{m r}}{dt}. \quad (3.68)$$

Знак «минус» означает, что концентрация исходного вещества в процессе реакции уменьшается. Если же для оценки скорости реакции использовать один из получаемых продуктов, знак «минус» не нужен, т. к. концентрации продуктов реакции будут увеличиваться.

Скорость реакции зависит от химических и физических свойств реагирующих веществ (концентраций, температуры, давления, степени турбулизации рабочего тела, состояния стенок камеры сгорания), а также от наличия катализаторов (ускорителей реакции) или ингибиторов (замедлителей реакции). Скорость выделения тепла dQ/dt всегда пропорциональна скорости реакции w_r .

Реакцию разложения исходного вещества A на два и более называют реакцией первого порядка или мономолекулярной: $A = M + N + \dots$. Такие

реакции протекают в цилиндре двигателя в начальной фазе горения, когда длинные молекулы углеводородов распадаются на радикалы, или в нейтрализаторе отработавших газов ДВС при разложении окислов азота NO_x . Если в реакции участвуют два исходных компонента – A и B , то такую реакцию называют бимолекулярной или второго порядка: $A + B = M + N + \dots$ (типичная реакция окисления). При трех исходных компонентах имеем реакцию третьего порядка или тримолекулярную: $A + B + C = M + N + \dots$. Считается, что химическая реакция выше первого порядка – это акт соударения молекул. Причем для тримолекулярной реакции это акт одновременного взаимодействия трех частиц. Вероятность же одновременного соударения четырех и более молекул считается ничтожно малой и не рассматривается.

Если концентрации исходных веществ обозначить через K_A, K_B, K_C , а концентрации продуктов реакции через K_1, K_2 и т. д., то согласно закону сохранения массы для мономолекулярной реакции $dK_A/dt = -kK_A$, или $dK_1/dt = k_1K_1$, или $dK_2/dt = k_2K_2$, где k, k_1, k_2 – константы скорости реакции, зависящие от вида стехиометрического уравнения и в общем случае могут быть различны. Для бимолекулярной реакции $dK_1/dt = kK_AK_B$, для тримолекулярной реакции $dK_1/dt = kK_AK_BK_C$. Если температура газовой смеси постоянна, то концентрации исходных компонентов пропорциональны начальному давлению: $K_A \sim p_0$, но $K_B \sim p_0 \dots$. Поэтому для скорости реакции первого порядка $dK_1/dt = kK_A = k'p_0$, для скорости реакции второго порядка $dK_1/dt = kK_AK_B = k'p_0^2$, аналогично для реакции третьего порядка $dK_1/dt = kK_AK_BK_C = k'p_0^3$. Или в общем случае

$$w_{rn} = \left| \frac{dK}{dt} \right| = kp_0^n, \quad (3.69)$$

где n – порядок реакции; k – коэффициент концентрации вещества.

Если же оперировать с относительными скоростями реакций, т. е. скорость реакции w_r относить к концентрации K , то получим

$$w_{rn \text{ от}} = \frac{w_{rn}}{K} = kp_0^{n-1}. \quad (3.70)$$

Можно отметить, что относительная скорость мономолекулярной реакции не зависит от давления, бимолекулярной – пропорциональна давлению, тримолекулярной – пропорциональна квадрату давления, т. е. чем выше давление в цилиндре, тем выше скорость реакции горения.

В цилиндре реального ДВС одновременно протекают различные реакции. Поэтому средний показатель реакции является дробной величиной: $n = 1,3...1,4$. Как видим, это не что иное, как показатель политропы.

Вышеупомянутые константы скорости реакции k являются переменными величинами, на которые существенно влияет температура T . Эта зависимость выражается законом Аррениуса

$$k \sim e^{-E/RT}, \quad (3.71)$$

где E – энергия активации, кДж/кмоль; R – универсальная газовая постоянная, $R = 8,3$ кДж/(кмоль·К).

Реакция может начаться только в том случае, если кинетическая энергия соударяемых молекул превысит энергию сил сцепления, т. е. энергию активации E .

Кинетическая энергия молекулы состоит из суммы энергий трех движений: поступательного; вращательного; колебательного. Первая определяет температуру газа, а вторая и третья – его теплоемкость, которая увеличивается при усложнении молекулы и росте температуры. В случае равновесного состояния газа эти три энергии распределяются поровну. Для распада молекул энергия активации имеет значительную величину. Например, для двухатомных газов (O_2 , N_2 и т. п.) $E \approx 400$ кДж/кмоль, для углеводородов $E \approx 250...350$ кДж/кмоль. В то же время средняя кинетическая энергия поступательного движения молекул (тепловая энергия газа), например при 1300 °С, не превышает 16 кДж/кмоль. Но не все молекулы имеют одинаковую энергию, даже при одинаковой температуре всего объема газа. Есть и такие, у которых энергия выше E . Анализ экспериментальных данных показал, что с ростом температуры T число молекул, чья энергия превышает энергию активации, увеличивается очень быстро – по экспоненциальному закону. Поэтому еще одной формой записи закона Аррениуса, которая позволяет определить количество высокоактивных молекул, является

$$z_E = z_0 e^{-E/RT}, \quad (3.72)$$

где z_0 – общее число молекул в данном объеме.

Обобщая зависимости для скорости реакции от концентрации, т. е. согласно закону действующих масс, а также от температуры, согласно закону Аррениуса, получаем зависимость для абсолютной скорости мономолекулярной реакции

$$w_{r1} = Az e^{-E/RT}, \quad (3.73)$$

где A – постоянный множитель ($A \approx 10^{13} \dots 10^{14}$, т. е. этот множитель примерно равен частоте свободных колебаний молекул); z – число молекул в единице объема.

Для бимолекулярной реакции

$$w_{r2} = \omega z_2 e^{-E/RT}, \quad (3.74)$$

где ω – стерический фактор, т. е. фактор конфигурации молекул, $\omega < 1$; z_2 – общее число двойных соударений молекул в единицу времени, которое пропорционально концентрациям веществ: $z_2 \sim K_A K_B$, а также средней скорости молекул: $z_2 \sim u_{cp} \sim T^{1/2}$.

С учетом указанных соотношений

$$w_{r2} = BK_A K_B T^{1/2} e^{-E/RT}, \quad (3.75)$$

где B – постоянный множитель.

Если учесть влияние давления по (3.70) на скорость взаимодействия, то для реакции n -го порядка имеем зависимость

$$w_{rn} = \left| \frac{dK}{dt} \right| = \frac{C p_0^n e^{-E/RT}}{T^{n-0,5}}, \quad (3.76)$$

где C – константа реакции, зависящая от концентрации реагирующих веществ и их свойств.

Учитывая, что для реакций горения энергия активации имеет большую величину: $E > 80$ МДж/кмоль, последним множителем $1/T^{n-0,5}$ можно пренебречь.

В этом случае относительная скорость реакции

$$w_{rn \text{ от}} = C p_0^{n-1} e^{-E/RT}. \quad (3.77)$$

Зависимости (3.76) и (3.77) справедливы при неизменных концентрациях реагентов, что соответствует только началу горения в цилиндре двигателя. Если же обозначить через m_0 исходную массу топлива в цилиндре, а через m_i – массу выгоревшего топлива к данному моменту, то абсолютную скорость реакции можно определить как

$$w_{r_n} = D (m_0 - m_i)^n e^{-E/RT}, \quad (3.78)$$

где D – константа реакции.

Принимая теплоемкость исходной топливовоздушной смеси и продуктов реакции одинаковыми и не зависящими от температуры, можно считать, что изменение температуры в ходе реакции пропорционально массе сгоревшего топлива m_i , т. е. $m_i/m_0 = (T_i - T_0)/(T_{\max} - T_0)$, где T_{\max} – максимальная температура реакции. В этом случае $m_0 - m_i = m_0 (T_{\max} - T_i)/(T_{\max} - T_0)$, а скорость реакции

$$w_{r_n} = D \left[\frac{m_0 (T_{\max} - T_i)}{T_{\max} - T_0} \right]^n e^{-E/RT}. \quad (3.79)$$

Зависимость (3.79) иллюстрируют графики на рис. 3.22.

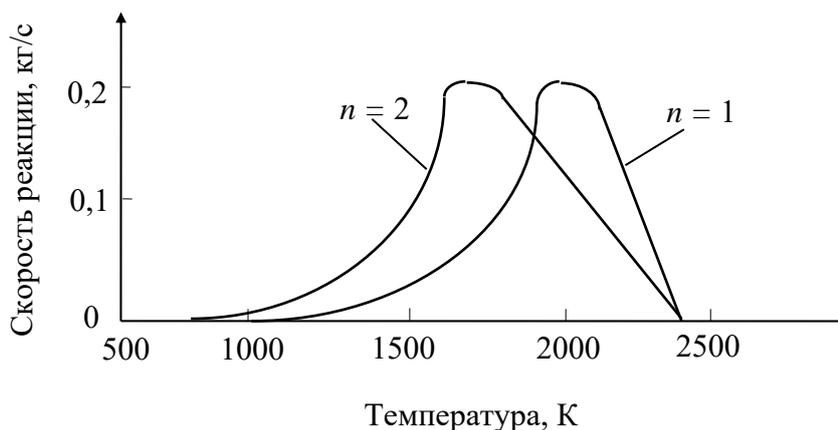


Рис. 3.22. Динамика изменения скорости реакции в цилиндре при $E = 83$ МДж/кмоль

Можно отметить, что сначала скорость реакции незначительна. Это имеет место до температур, определяемых энергией активации E и порядком реакции n . Затем скорость резко возрастает до максимальной и в конце также быстро замедляется за счет выгорания топлива.

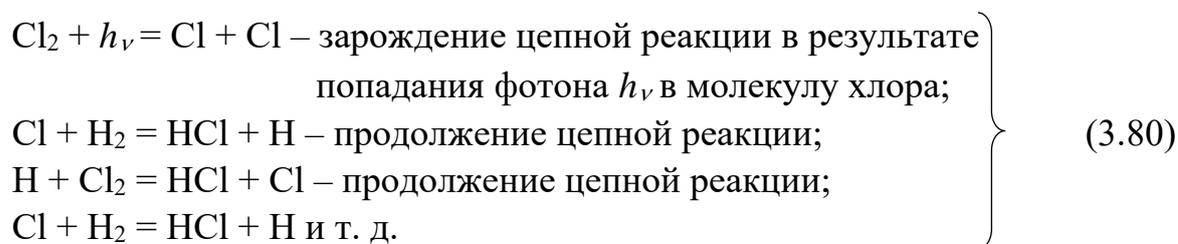
3.5.4. Ценные химические реакции

Наблюдения ученых над развитием химических процессов показали, что для объяснения механизма реакции недостаточно простых кинетических представлений. Вещества реагируют друг с другом не мгновенно, а за определенный промежуток времени, в течение которого исходные реагенты

превращаются в конечные не непосредственно в результате прямых соударений молекул, а с образованием ряда промежуточных продуктов. Такой механизм взаимодействия свойственен подавляющему большинству веществ. Он носит название цепной химической реакции. Это явление было открыто в 1919 г. учеными Кристиани, Полиани и Херцфельдом, а в 1926 г. академиком Н. Н. Семёновым разработана теория цепных реакций, за которую ему присудили Нобелевскую премию.

Определяющее значение в развитии цепной реакции имеют особые активные частицы (радикалы, т. е. ионы), которые легко вступают во взаимодействие с исходными и промежуточными веществами реакции. Каждое взаимодействие может порождать конечные продукты и (или) новые активные частицы, которые опять вступают в контакт друг с другом и (или) с исходными веществами и т. д. При достижении определенной температуры и давления цепная реакция развивается практически мгновенно. Механизм цепных реакций лежит в основе теории взрыва. Именно микровзрыв имеет место в цилиндре ДВС при его работе.

Если в результате столкновения активной частицы с какой-либо молекулой получается только одна новая активная частица, то такую реакцию называют неразветвленной; если же две активные частицы и более, то разветвленной. Примером неразветвленной цепной реакции может служить следующая фотохимическая реакция соединения водорода с хлором:



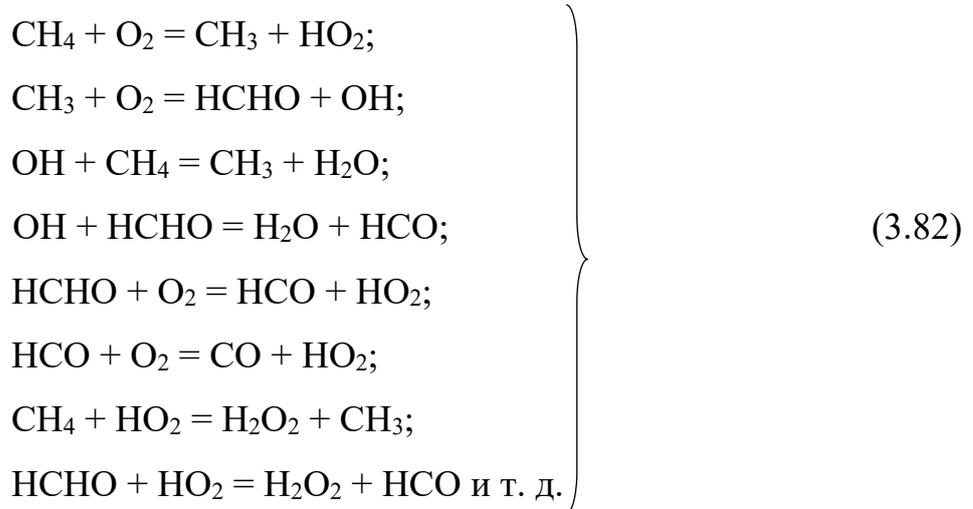
Экспериментально установлено, что при поглощении только одного кванта света $h\nu$ образуется до миллиона молекул соляной кислоты HCl.

Окончание цепной реакции (обрыв цепи) может происходить в результате столкновения двух активных частиц, например $\text{H} + \text{H} = \text{H}_2$, или при поглощении энергии активной частицы стенкой. Причем в качестве стенки может выступать не только контрольная поверхность, но и какая-либо инертная молекула, например азот воздуха N_2 . При этом если энергия активной частицы достаточно велика, то она может разбить молекулу азота и вступить с ним во взаимодействие, т. е. начать совсем другую химическую реакцию.

Примером разветвленной цепной реакции может служить процесс горения метана, стехиометрическое уравнение которого соответствует общей зависимости (3.66) и в данном частном случае имеет вид



Действительный механизм данной реакции выглядит следующим образом:



Реакция (3.82) начинается после столкновения двух активных молекул – метана и кислорода. Чтобы разбить электронные оболочки друг друга, эти молекулы должны иметь достаточно большие скорости. В результате получается два радикала (иона). В последующих столкновениях появляются новые осколки молекул и новые вещества, например формальдегид НСНО и перекись водорода H_2O_2 .

Рассмотренная реакция относится к классу слаборазветвленных. Но чем сложнее молекулы исходных веществ, например углеводородные соединения бензина и дизтоплива, тем разветвленнее цепная реакция, тем больше радикалов и промежуточных продуктов реакции.

Скорость неразветвленной цепной реакции определяется количеством новых активных частиц, появляющихся в единицу времени, т. е. по закону Аррениуса $dK_1/dt = Dp^n e^{-E/RT}$, а также средней длиной цепи γ . Тогда справедливо соотношение

$$w_r = D\gamma p^n e^{-E/RT}. \quad (3.83)$$

Как видим, скорость цепной реакции в γ раз больше скорости обычной реакции по Аррениусу (рис. 3.23).

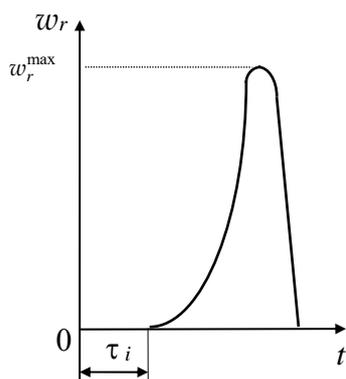


Рис. 3.23. Скорость разветвленной цепной реакции

$$w_r = A e^{\varphi t}, \quad (3.84)$$

где φ – коэффициент, зависящий от соотношения вероятностей продолжения, разветвления и обрыва цепей, т. е. в конечном счете от температуры рабочего тела и его давления; t – время реакции.

Зависимость (3.84) выражает автокаталитический (быстро ускоряющийся) характер разветвленной цепной реакции.

В течение времени τ_i реакцию практически очень трудно обнаружить, т. к. процессы протекают весьма медленно из-за низкой температуры и малого количества активных частиц (центров). Поэтому данный отрезок времени τ_i называют периодом индукции (временем задержки воспламенения, т. е. временем накопления активных центров). При увеличении температуры смеси идет быстрое самоускорение реакции до максимальной величины w_r^{\max} . Затем, по мере выгорания топлива, скорость уменьшается до нуля.

Величина периода индукции определяет угол опережения зажигания в двигателях с принудительным воспламенением или угол опережения начала впрыска топлива в дизелях θ_n . При увеличении октанового числа бензина возрастает не только его теплотворная способность, но и период индукции.

Основными факторами, определяющими τ_i , являются: температура топливовоздушной смеси; давление рабочего тела; качество смеси α ; свойства топлива (ЦЧ). При использовании стандартного дизельного топлива по ГОСТ 305 и ГОСТ 4749 определяющими факторами для τ_i являются термодинамические параметры рабочего тела T и p в начале подачи топлива в цилиндр, т. е. период индукции в первую очередь зависит от угла начала подачи топлива θ_n . Для современных дизелей с непосредственным впрыском топлива при работе на номинальном режиме время задержки воспламенения составляет $\tau_i = 1 \dots 5$ мс. Пределом для стандартного дизельного топлива считается $\tau_i = 0,3$ мс.

3.5.5. Горение в дизелях

При впрыскивании жидкого топлива в виде мелких капель в нагретый воздух вначале происходит их испарение. Образующаяся топливовоздушная смесь весьма неоднородна по составу и по температуре. В ядре впрыскиваемого факела смесь переобогащена ($\alpha = 0,3...0,4$), а на периферии переобеднена ($\alpha \gg 1$). Температура в ядре факела соответствует температуре в распылителе форсунки ($T \approx 200$ °С), а на периферии равна температуре воздуха к началу подачи топлива ($T \approx 600$ °С при $p \approx 3...4$ МПа).

Топливо, испарившееся в течение периода индукции, по схеме неразветвленной цепной реакции распадается на продукты неполного сгорания – альдегиды. Этот процесс сопровождается люминесцентным свечением всего факела, которое называют *холодным пламенем*.

После τ_i горение развивается по схеме разветвленной цепной реакции с неизменным образованием большого количества перекисей, которые дают так называемое *вторичное холодное пламя* всего факела.

После накопления в смеси достаточного количества активных частиц и повышения температуры факела до определенной величины наступает взрывное самоускорение реакции с ярким свечением и резким подъемом температуры до 2500 °С...3000 °С. При этом скорость распространения пламени по камере сгорания составляет $v_{пл} = 100...150$ м/с.

В дальнейшем процессы резко замедляются и имеет место относительно медленное диффузионное догорание остатков впрыснутого ранее и впрыскиваемого топлива. На скорость распространения пламени в этом периоде, который называют *управляемым горением*, существенное влияние оказывает степень турбулизации рабочего тела.

Турбулентный режим движения газа или жидкости имеет место тогда, когда инерционные силы отдельных движущихся объемов (молей) рабочего тела превышают силы вязкости. Как известно, это происходит при значениях числа Рейнольдса $Re = v_{ср}d/\nu > 2000$, где $v_{ср}$ – средняя (переносная) скорость потока; d – диаметр сечения потока; ν – кинематическая вязкость рабочего тела, $\nu = \mu/\rho$, где μ – динамическая вязкость; ρ – плотность. При данном режиме появляются турбулентные вихри с различными направлениями и относительными скоростями $v_{от}$. Одним из показателей, с помощью которого оценивают интенсивность турбулентности, является *среднеквадратическое значение относительных скоростей вихрей*

$$\sigma_v = \sqrt{\sum v_{от}^2} . \quad (3.85)$$

Другой показатель для оценки данного явления – **относительная интенсивность турбулентности**

$$I_T = \frac{\sigma_v}{v_{\text{ср}}}. \quad (3.86)$$

Третьим показателем оценки турбулентности потока является **масштаб пульсаций**

$$l_T = \sigma_v t_b, \quad (3.87)$$

где t_b – среднее время существования турбулентного вихря.

Используется еще один показатель – **коэффициент турбулентного обмена**, т. е. коэффициент турбулентной диффузии, определяемый как

$$\chi_T = l_T \sigma_v. \quad (3.88)$$

Если скорости вихрей одинаковы во всех направлениях, то турбулентный поток называют изотропным, в противном случае – анизотропным. В цилиндрах ДВС возможен как первый, так и второй тип потока.

Характерный вид осциллограмм изменения давления в цилиндре дизеля при различных углах опережения впрыска представлен на рис. 3.24.

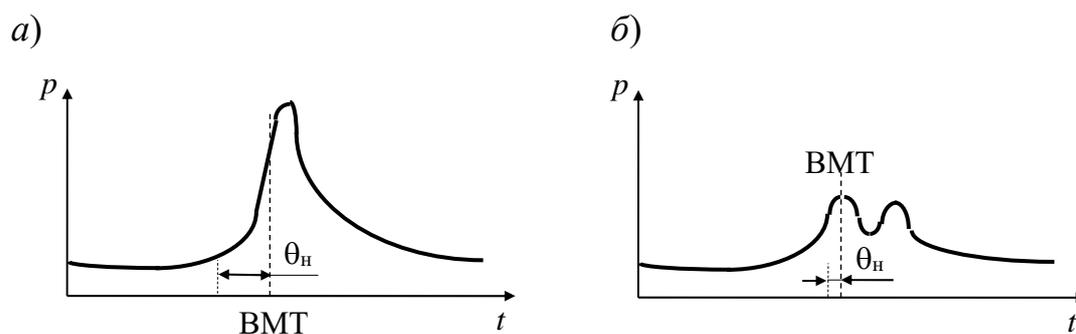


Рис. 3.24. Осциллограммы давления в цилиндре: *a* – при нормальном впрыске (угол θ_H); *б* – при позднем впрыске

На рис. 3.24, *б* видно, что при позднем впрыске воспламенение и основное горение идет на такте расширения, т. е. после ВМТ. Это приводит к существенному ухудшению мощностных, экономических и экологических показателей дизеля. Однако при слишком раннем впрыске имеет место чрезмерная скорость увеличения давления dp/dt , что приводит к очень

«жесткой» работе двигателя и, как следствие, повышенной шумности мотора и динамическим нагрузкам в его механизмах и трансмиссии самоходной машины.

К рабочему процессу дизеля предъявляют различные, зачастую противоречивые, требования:

- увеличение среднего давления цикла p_e , чего можно достичь при максимизации давления p_z ;
- сглаживание взрывного характера горения, т. е. уменьшение максимальных скоростей давления $(dp/dt)_{\max} \rightarrow \min$ до ВМТ;
- улучшение экономичности ($g_e \rightarrow \min$);
- уменьшение токсичности по всем вредным компонентам и др.

Исходя из вышепредставленного механизма горения топлива в дизеле, следует, что для улучшения его выходных показателей необходимо:

- интенсифицировать процесс подачи топлива и, в идеале, подавать все топливо за период индукции, который должен заканчиваться при достижении поршнем ВМТ;
- использовать двойной впрыск топлива – вначале подавать малую порцию, а после τ_i основную, т. е. осуществлять *управляемое горение*;
- интенсифицировать турбулентность рабочего тела с помощью выбора рациональных: конфигурации камеры сгорания; параметров форсунок (количество и расположение сопловых отверстий, давление впрыска и т. д.); параметров впускного тракта (количество и расположение впускных клапанов и каналов); фаз газораспределения и др.

Различают три типа камер сгорания дизелей:

- 1) открытые или однополостные (ЯМЗ, В-2...);
- 2) полуразделенные (ЦНИДИ, MAN...);
- 3) разделенные (ВАЗ, VW...).

Смесеобразование в открытых камерах – объемное, т. е. испарение топлива осуществляется в период впрыска, когда капли не достигли стенок камеры сгорания. Скорость капли при вылете из форсунки может достигать 300 м/с и более, т. е. сверхзвуковых скоростей.

Применяют две разновидности открытых камер сгорания: с организацией окружного вихря с угловой скоростью ω_v (рис. 3.25, а); без окружного завихрения рабочего тела (рис. 3.25, б).

Окружной вихрь должен обеспечивать, с одной стороны, интенсивное перемешивание топлива с воздухом, с другой стороны, он не должен допускать перекрещивание (смещение) соседних топливных струй при их несимметричном расположении, что имеет место в дизелях ЯМЗ.

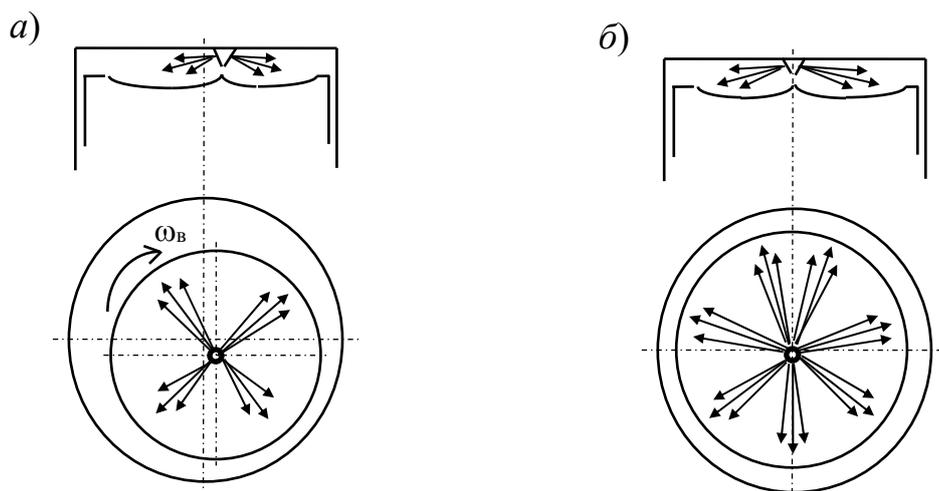


Рис. 3.25. Открытые камеры сгорания дизелей: *a* – ЯМЗ-238; *б* – В-2

Если окружное завихрение не предусматривается, то применяют распылители с большим количеством сопловых отверстий.

Основным достоинством дизелей с открытыми камерами сгорания, например камерами Гессельмана, является высокая экономичность, где минимальные удельные расходы топлива $g_e^{\min} < 240$ г/(кВт·ч). У лучших моделей $g_e^{\min} \approx 180$ г/(кВт·ч). Это связано с малой относительной площадью поверхности камеры сгорания $A_{к.с}/V_c$, а значит, с минимальными потерями тепла. Главный недостаток открытых камер – «жесткость» работы двигателя, т. е. чрезмерная скорость увеличения давления dp/dt в начальный период горения.

Дизели с полуразделенными камерами сгорания имеют глубокую камеру в днище поршня (рис. 3.26), которая соединяется с цилиндром горловиной (прямой, как, например, на Д-21, или сужающейся, как в камерах ЦНИДИ и MAN).

Работа таких дизелей отличается большей «мягкостью» в сравнении с предыдущими. Смесеобразование – объемно-пленочное, т. е. часть топлива испаряется при движении от форсунки до стенки камеры, а остальная часть (не менее 50 %) достигает горячих стенок камеры, растекается там и образует кипящую пленку, которая более медленно испаряется и сгорает. При этом имеет место либо окружной вихрь горючих газов (как в открытых камерах), либо радиальные вихри вытекающих из поршневой полости газов (см. рис. 3.26, *a*), либо спиралевидный вихрь (см. рис. 3.26, *б*). Топливная экономичность моторов с такими камерами сгорания хуже по сравнению с открытыми. Это связано с потерями энергии при истечении газов из

поршневой полости и большей относительной площадью поверхности камеры сгорания $A_{к.с}/V_c$.

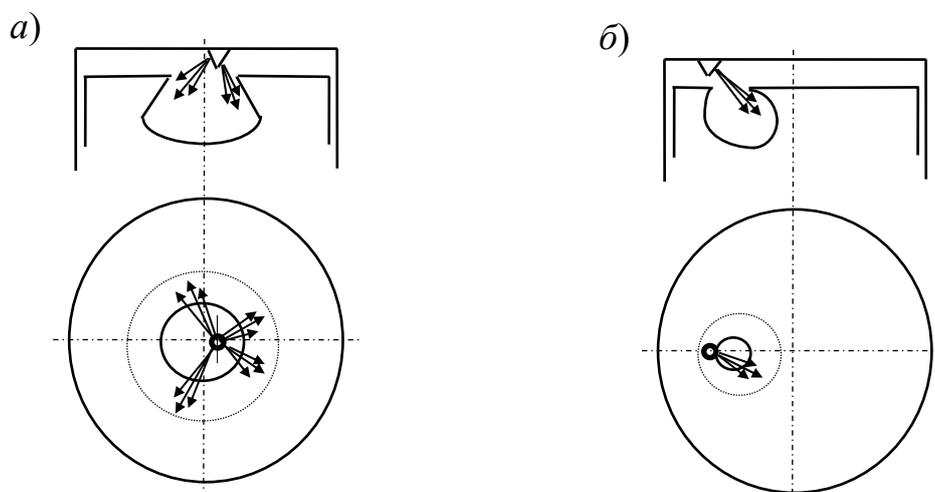


Рис. 3.26. Полуразделенные камеры сгорания дизелей: *a* – ЦНИДИ; *б* – MAN

Дизели с открытыми и полуразделенными камерами сгорания называют также моторами с непосредственным впрыском топлива.

Применяют два вида разделенных камер сгорания: с вихревой камерой (рис. 3.27, *a*); с предкамерой (рис. 3.27, *б*).

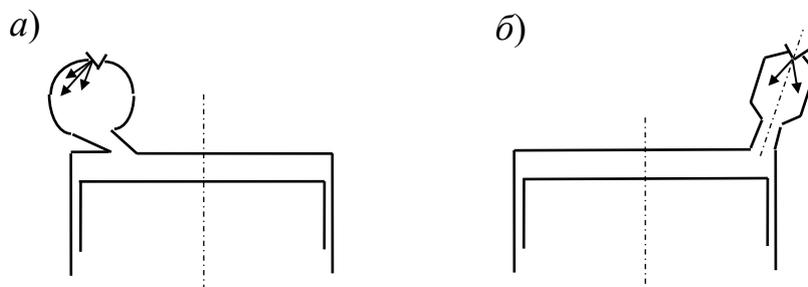


Рис. 3.27. Разделенные камеры сгорания дизелей: *a* – СМД-14; *б* – ВАЗ-341, VW ...

В предварительную камеру часто вставляют специальные огнеупорные вставки, которые при работе двигателя имеют высокую температуру и этим уменьшают период индукции. Тем не менее угол опережения впрыска у дизелей с разделенными камерами существенно выше, чем у рассмотренных ранее. Основное достоинство таких моторов – обеспечение «мягкой» работы (почти как карбюраторного). Однако их пусковые качества и топливная экономичность наихудшие: $g_e^{\min} > 300$ г/(кВт·ч). Это связано с очень большими потерями энергии при истечении газов из предварительной камеры в

основную, а также с большими потерями тепла через значительную площадь контрольной поверхности.

Наилучшие пусковые качества, т. е. работа двигателя, когда стенки камеры сгорания холодные, имеют дизели с открытыми камерами. Но при этом, во-первых, диаметр цилиндра должен быть не менее 80 мм и, во-вторых, предъявляются высокие требования к топливной аппаратуре, например обеспечение: большого давления впрыска ($p_v > 100$ МПа); строго оптимального угла опережения подачи топлива θ_n на всех скоростных и нагрузочных режимах и др. Наименее требовательны к качеству топливной аппаратуры дизели с разделенными камерами. Поэтому на них часто используют более простые штифтовые форсунки. Но для обеспечения удовлетворительных пусковых качеств малолитражных моторов с такими камерами приходится увеличивать степень сжатия до 23 и более.

3.5.6. Горение в двигателях с принудительным воспламенением

Процессы воспламенения и распространения пламени в гомогенных (равномерно перемешанных) смесях, что характерно для ДВС с принудительным воспламенением, описаны в п. 3.5.2. На скорость распространения пламени $v_{пл}$ здесь, так же как и в дизелях, существенное влияние оказывает степень турбулизации рабочего тела, которая задается при впуске и сжатии, но, кроме того, и коэффициент избытка воздуха α (рис. 3.28).

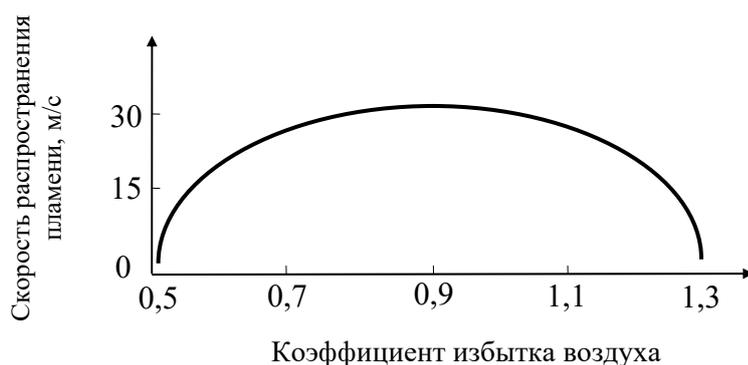


Рис. 3.28. Зависимость скорости распространения пламени в цилиндре ДВС с принудительным воспламенением от коэффициента избытка воздуха

В двигателе с искровым зажиганием недопустима детонация. Это явление одновременного очень быстрого (взрывного) сгорания части гомогенной бензовоздушной смеси в цилиндре двигателя. Оно возникает,

как правило, в наиболее узких (щелевидных) и удаленных от свечи местах камеры сгорания. Детонация связана с сильным сжатием остатков смеси горящим фронтом основной ее части. В результате этого сжатия температура и давление на периферии камеры сгорания увеличиваются настолько, что период индукции остатков смеси резко уменьшается и происходит ее самовоспламенение (как в дизеле). Это порождает ударную волну, движущуюся от одной стенки камеры сгорания к другой. Частота данных колебаний зависит от диаметра цилиндра и составляет 3...6 кГц, что и обуславливает характерный жесткий стук в моторе.

Детонация приводит к резкому увеличению (в 2–10 раз) динамических нагрузок в механизмах ДВС и трансмиссии, ухудшению экономичности двигателя за счет увеличения трения во всех парах.

Чтобы избежать детонации, необходимо при повышении степени сжатия ϵ двигателя применять топливо с повышенным октановым числом ОЧ. Это увеличивает период индукции τ_i . Также необходимо применение регуляторов угла опережения зажигания, причем как по угловой скорости коленчатого вала ω_d , так и по нагрузке p_e . Одним из путей уменьшения вероятности возникновения детонации является выбор рациональной конфигурации камеры сгорания и, прежде всего, исключение щелевидных объемов. Наилучшей считается клиновидная камера Рикардо. Во фронтальной плоскости ее проекция близка к прямоугольному треугольнику, на меньшем катете которого расположена свеча зажигания (рис. 3.29, а).



Рис. 3.29. Типовые камеры сгорания моторов с принудительным воспламенением: а – ВАЗ-2101; б – Yamaha FZR1000

В случае применения многоклапанных (трех-, четырех- и т. д.) цилиндров используют камеру, имеющую в проекции вид равнобедренного треугольника (см. рис. 3.29, б), располагая свечу в центре.

Одно из эффективных антидетонационных средств, которое используется на спортивных и авиационных поршневых моторах, – применение двух свечей зажигания в каждом цилиндре на противоположных сторонах камеры сгорания.

3.6. Токсичность ДВС

Конечными продуктами полного сгорания углеводородов, согласно (3.66), являются относительно безвредные вещества – углекислый газ CO_2 и вода H_2O . Но все дело в том, что процесс горения в ДВС весьма непродолжителен и нестационарен. К тому же, как показано в подразд. 3.5, горение – это совокупность цепных химических реакций с большой последовательностью превращений. Поэтому в отработавших газах двигателей может содержаться более двухсот различных химических соединений, которые являются продуктами неполного сгорания топлива и побочных реакций. Многие из этих веществ вредны для человека, т. е. токсичны.

На количество выделяемых вредных веществ влияет тип двигателя, способ смесеобразования, вид камеры сгорания, параметры и характеристики системы питания, нагрузочный и скоростной режимы работы и другие факторы [14].

Токсичные вещества, содержащиеся в отработавших газах двигателей самоходных машин, принято делить на следующие группы:

- монооксид углерода, он же угарный газ, CO ;
- окислы азота (NO , NO_2 , N_2O_4), которые обозначают NO_x ;
- несгоревшие углеводороды, многие из которых чрезвычайно токсичны и канцерогенны, условно обозначаемые как CH ;
- твердые частицы, большую часть из которых составляет сажа C .

Для оценки масштабов загрязнения окружающей среды транспортом достаточно отметить, что один среднестатистический автомобиль за год эксплуатации выбрасывает в атмосферу 600 кг угарного газа и 40 кг окислов азота. И только благодаря огромному объему земной атмосферы и практически постоянному перемещению воздушных масс не происходит массового отравления людей выхлопными газами самоходной техники.

Согласно санитарным нормам предельно допустимой концентрацией (ПДК), т. е. не оказывающей вредного влияния на человека, для угарного газа является 1 мг на 1 м³ воздуха (одна миллионная доля по объему). Токсичность NO_x в 41 раз выше по сравнению с CO . Крайне токсичны продукты неполного сгорания – альдегиды RCHO и кетоны RRCO , где R – осколок углеводородной молекулы. Например, формальдегид HCHO в 70 раз, а бензапирен $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$ в 200 раз токсичнее CO . Следует иметь в виду, что само углеводородное топливо токсично. Причем менее вредны алканы и цикланы по сравнению с алкенами и особенно ароматиками. Даже концентрация углекислого газа, который выдыхает каждый человек, превышающая 3 %, – смертельна.

Окислы свинца и ряд других канцерогенных веществ не поддаются непосредственной токсикологической оценке, т. к. их содержание в отработавших газах крайне мало и немедленных признаков отравления они не дают. Но при длительном воздействии накапливаются в организме человека и вызывают онкологические заболевания.

Помимо прямого отрицательного воздействия на человека, отработавшие газы оказывают так называемые вторичные отрицательные эффекты – смог в крупных городах и парниковый эффект атмосферы.

Как оценочную характеристику экологических качеств самоходных машин иногда принимают эквивалентную сумму масс токсичных компонентов отработавших газов $m_{\text{ток}}$ на один километр пути при движении по условному типовому маршруту (циклу). Под понятием «эквивалентная» подразумевается, что масса каждого компонента отработавших газов приводится к токсичности угарного газа по зависимости

$$m_{\text{ток}} = m_{\text{CO}} + 3,16m_{\text{CH}} + 41,1m_{\text{NO}_x} + 200m_{\text{C}}, \quad (3.89)$$

где m_{CO} – масса угарного газа в отработавших газах на 1 км пути; m_{CH} – аналогично для массы несгоревших углеводородов; m_{NO_x} – аналогично для массы окислов азота; m_{C} – аналогично для массы твердых частиц.

Однако многочисленные нормативные акты (ГОСТ 17.2.2.03, ГОСТ 21393, ОСТ 37.001.54, Директива № 98/69 ЕС 1998 г. и др.) регламентируют количество вредных выбросов самоходной машиной по каждому компоненту на один километр пути при движении по условному маршруту или при работе двигателя на заданном режиме (табл. А.4).

Накопление CO в отработавших газах происходит при горении обогащенных смесей ($\alpha < 1$), т. е. при недостатке кислорода, что свойственно в большей степени двигателям с принудительным воспламенением.

Многочисленные опыты показали, что на концентрацию CO и других компонентов в отработавших газах определяющее влияние оказывает коэффициент избытка воздуха α . Эти зависимости для малолитражного двигателя с принудительным воспламенением при его работе на средних нагрузках иллюстрирует рис. 3.30, согласно которому максимум NO_x соответствует минимуму CO ($\alpha \approx 1,05$). Эта же точка совпадает с минимумом CH и максимумом CO_2 .

По концентрациям CO_2 и H_2O можно судить о совершенстве рабочего процесса ДВС, т. е. чем выше удельный вес указанных компонентов в отработавших газах мотора, тем полнее сгорает топливо.

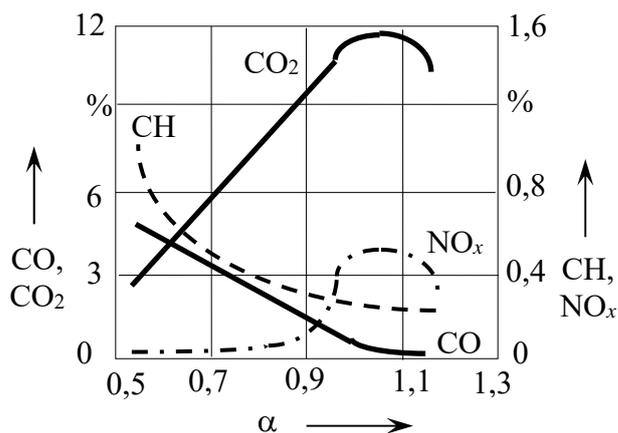


Рис. 3.30. Зависимость количества вредных компонентов от коэффициента избытка воздуха

му чрезмерное охлаждение двигателя недопустимо, т. к. это снижает не только его мощностные и экономические показатели, но и значительно увеличивает токсичность отработавших газов.

Наибольшую опасность из всех канцерогенов отработавших газов представляет бензапирен (рис. 3.31).

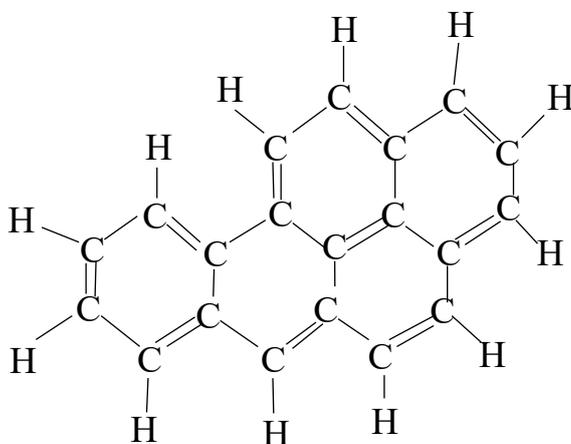


Рис. 3.31. Структурная формула бензапирена (BaP)

Бензапирен образуется в результате пиролиза тяжелых фракций топлива и моторного масла в пристеночных объемах камеры сгорания в условиях сильного недостатка кислорода при $T = 400 \text{ }^\circ\text{C} \dots 700 \text{ }^\circ\text{C}$. Но при температуре $T > 1000 \text{ }^\circ\text{C}$ BaP разлагается на водород и углерод.

При износе цилиндропоршневой группы деталей содержание бензапирена в отработавших газах увеличивается в десятки раз и может достигать до $0,5 \text{ мг/м}^3$ и более. Особенно большое его содержание в выхлопных газах двухтактных двигателей. В отработавших газах ДВС BaP адсорбируется на

При $\alpha > 1,1$ содержание CO в выхлопных газах весьма невелико. Поэтому в дизелях, которые работают со значительными средними коэффициентами избытка воздуха ($\alpha = 1,3 \dots 1,7$ и более), концентрация CO, как правило, не превышает $0,3 \%$.

Образование несгоревших углеводородов CH наблюдается в пристеночных, т. е. наиболее холодных, объемах камеры сгорания. Поэтому

частичках сажи. Причем на сажевых частицах четырехтактных двигателей с принудительным воспламенением бензапирена значительно больше в сравнении с дизелями. Правда, концентрация сажи в отработавших газах бензиновых двигателей существенно меньше.

Сажа образуется в сильно переобогащенных зонах камеры сгорания при высоких температурах ($T > 1000$ °С). Сама по себе сажа безвредна. Однако, как отмечалось ранее, чистой сажи в отработавших газах нет. У двигателей с принудительным воспламенением значительное выделение сажи имеет место при резком увеличении подачи топлива после длительной работы на режиме холостого хода. Это связано с большими отложениями сажи на контрольной поверхности при работе мотора без нагрузки, т. к. температура стенок относительно невелика, но $\alpha < 1$. В наибольшей степени сажеобразование свойственно дизелям. Однако при $\alpha > 1,3$ и достаточно сильной турбулизации рабочего тела в цилиндре вся образовавшаяся в стволе факела сажа успевает сгореть. В этом случае характерного черного дыма из выпускной трубы, как правило, не наблюдается.

Образование окислов азота NO_x в цилиндрах ДВС имеет термическую природу и непосредственно не связано с реакциями окисления углеводородов. При температурах $T > 2000$ °С, что имеет место во фронте пламени, происходит диссоциация (разложение) молекул азота и кислорода на атомы. В результате они взаимодействуют с образованием окислов азота, из которых более 90 % составляет NO и уже в атмосфере осуществляется дальнейшее окисление до NO_2 и N_2O_4 . Под действием солнечных лучей в течение нескольких часов происходит распад окислов азота на кислород и азот.

При обеднении топливовоздушной смеси концентрация NO_x в отработавших газах существенно возрастает. Этому также способствует резкое уменьшение температуры рабочего тела на такте расширения, т. е. увеличение степени сжатия ϵ и угловой скорости коленчатого вала ω_d . Данное явление называют «замораживанием» NO_x . Наиболее высока концентрация окислов азота у двигателей с принудительным воспламенением и дизелей с непосредственным впрыском топлива.

3.7. Регулирование и характеристики двигателей самоходных машин

Различают установившийся режим работы самоходной машины и неустановившийся. В первом случае двигатель вырабатывает мощность N_d , которая равна суммарной мощности всех сил сопротивлений движению

машины и ее механизмов N_{ψ} . Неустановившиеся режимы движения подразделяют на разгоны и торможения [3]. При разгоне крутящий момент, вырабатываемый двигателем, превышает момент всех сопротивлений, приведенных к маховику мотора, значит, $M_d > M_{\psi}$. Этот избыток идет на разгон машины и ее механизмов, т. е. на увеличение кинетической энергии. При торможении – наоборот: либо момент двигателя становится отрицательным (режим торможения двигателем), либо он переводится на режим холостого хода, когда $N_d = 0$, т. е. мотор отключается от ведущих колес машины.

Для любой самоходной машины наиболее характерен неустановившийся режим движения, т. к. водителю приходится часто осуществлять какие-либо маневры (разгоны, торможения, повороты и т. п.). Поэтому как нагрузочный, так и скоростной режимы работы ДВС все время изменяются. Значит, необходимо постоянное регулирование мощности двигателя.

Проанализируем возможные способы регулирования мощности ДВС, используя выражение (1.1): $N_d = iV_h \omega_d p_e / (\pi \tau)$. Данная зависимость показывает, что при неизменном рабочем объеме цилиндра V_h и тактности мотора τ изменять его мощность можно следующими способами:

- путем изменения количества работающих цилиндров i ;
- изменяя угловую скорость коленчатого вала ω_d ;
- за счет изменения среднего эффективного давления p_e .

Первый указанный способ (отключение/подключение цилиндров к системе подачи топлива) применяется не часто. Такое регулирование связано со значительными крутильными колебаниями в КШМ и трансмиссии машины из-за неравномерности чередования одноименных тактов в последовательно работающих цилиндрах.

Угловая скорость коленчатого вала ω_d является задаваемой переменной величиной (координатой), т. к. ее задает водитель по своему желанию посредством нажатия на педаль акселератора (γ_d). При этом в зависимости от сопротивления на маховике и скоростного режима будет вполне определенное максимальное давление p_z в цилиндрах и соответствующее ему среднее давление p_e , от которых зависят значения крутящего момента и мощности двигателя. Поэтому N_d , ω_d и p_e имеют функциональную физическую связь между собой, которая определяется γ_d и N_{ψ} .

При неизменных регулировках ДВС величина p_z зависит, с одной стороны, от количества рабочего тела в цилиндрах, характеризуемого коэффициентом наполнения η_V , и, с другой стороны, качества рабочей смеси, характеризуемого коэффициентом избытка воздуха α . Поэтому различают два вида регулирования ДВС – количественное и качественное.

Количественное регулирование применяется в карбюраторных и в моторах с впрыском топлива во впускной коллектор. При этом педаль акселератора связана с дроссельной заслонкой, находящейся во впускной трубе и создающей переменное сопротивление $\xi = f(\gamma_d, \omega_d)$ потоку входящего в цилиндр рабочего тела. В зависимости от этого сопротивления в цилиндры будет поступать определенное количество топливовоздушной смеси. В данном случае водитель регулирует степень наполнения цилиндров свежим зарядом. При этом коэффициент избытка воздуха изменяется в довольно узком диапазоне ($0,8 < \alpha < 1,1$) и зависит от нагрузочного режима. Это изменение α осуществляется той или иной системой карбюратора (см. рис. 2.17, 2.20 и 2.21) или регуляторами системы впрыска (см. рис. 2.23, 2.25 и 2.26).

Регулирование мощности за счет изменения **качества смеси** производится в дизелях и двигателях с принудительным воспламенением, но с непосредственным впрыском топлива в цилиндр (моторы с расслоением заряда). В этих ДВС отсутствует дроссельная заслонка во впускном коллекторе, т. е. количество рабочего тела, поступающего в цилиндры, изменяется мало. Но при этом в очень широких пределах варьируется коэффициент избытка воздуха ($1,2 < \alpha < \infty$) за счет изменения цикловой подачи топлива, поступающего через форсунки, с помощью специальных регуляторов (см. рис. 2.32–2.34).

Различают три вида **выходных характеристик** ДВС:

1) **скоростные**, когда аргументом является частота вращения коленчатого вала n_d или его угловая скорость ω_d , а функциями – крутящий момент на коленчатом валу M_d , мощность N_d , часовой расход топлива G_T и др.;

2) **нагрузочные**, когда аргументом является среднее эффективное давление p_e или мощность N_d ;

3) **регулируемые**, когда в качестве аргумента используется какой-либо регулируемый параметр, например угол опережения зажигания θ_n .

Если скоростная характеристика, например $M_d = f(\omega_d)$, определяется при максимальном нажатии на рычаг управления подачей топлива ($\gamma_d = 1$) и неработающем регуляторе, то такую характеристику называют **внешней**. Если же характеристику получают при работе регулятора и $\gamma_d = 1$, то ее называют **предельной регуляторной**. В противном случае характеристика – **частичная**.

Для оценки моторов наиболее широко используют внешние скоростные характеристики. При количественном регулировании ДВС его внешние скоростные характеристики имеют вид, как на рис. 3.32.

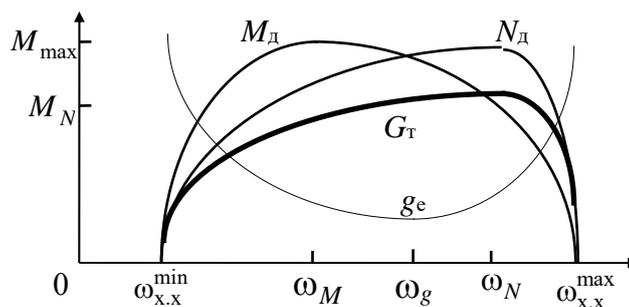


Рис. 3.32. Внешние скоростные характеристики при количественном регулировании

Характерными точками данных графиков являются: минимальная устойчивая угловая скорость коленчатого вала на холостом ходу $\omega_{x,x}^{\min}$; максимальная угловая скорость коленчатого вала на холостом ходу $\omega_{x,x}^{\max}$; угловая скорость коленчатого вала ω_M , при которой достигается максимальный крутящий момент M_{\max} ; номинальная угловая скорость коленчатого вала ω_N , т. е. угловая скорость при номинальных мощности N_n и моменте M_N ; угловая скорость коленчатого вала ω_g , при которой имеет место минимальный удельный расход топлива g_e^{\min} .

Холостым ходом называется режим работы, когда двигатель отключен от потребителей и работает сам на себя. При этом угловая скорость маховика в зависимости от положения рычага управления подачей топлива (γ_d) может быть в диапазоне от $\omega_{x,x}^{\min}$ до $\omega_{x,x}^{\max}$. При ω_d , меньшей $\omega_{x,x}^{\min}$, поршневой ДВС работать не может, т. к. не хватает кинетической энергии его КШМ для осуществления подготовительных тактов: впуска, сжатия и выпуска. При ω_d , большей $\omega_{x,x}^{\max}$, он также работать не может, т. к. из-за газодинамических потерь на впуске наполнение его цилиндров становится настолько малым, что вырабатываемой при горении топлива энергии не хватает для осуществления рабочего цикла. Значения $\omega_{x,x}^{\min}$ и $\omega_{x,x}^{\max}$ определяются конструкцией двигателя и в первую очередь фазами газораспределения, количеством цилиндров и моментом инерции КШМ.

Выпуклый вверх вид характеристики M_d объясняется изменением наполнения цилиндров, во-первых, за счет роста газодинамических потерь при увеличении ω_d и, во-вторых, за счет уменьшения инерционного наддува при ω_d ниже ω_M , когда происходит обратный выброс из цилиндра части заряда (в случае нерегулируемых фаз газораспределения). Поэтому только в одной точке характеристики (при ω_M) имеет место наибольшее наполнение цилиндров свежим зарядом, а значит, и максимальные p_z , p_e и M_d .

Так как мощность во вращательном движении определяется элементарной зависимостью $N = M\omega$ и при угловой скорости двигателя в диапазоне от ω_M до ω_N наполнение цилиндров уменьшается в меньшей степени, чем увеличение ω_d , то максимальное значение мощности N_H на скоростной характеристике всегда находится правее M_{\max} .

В диапазоне $\omega_M - \omega_{x,x}^{\max}$ двигатель способен приспособливаться к изменению нагрузки потребителей M_{ψ} , т. е. при увеличении момента сопротивления и неизменной γ_d угловая скорость маховика уменьшается, но возрастает крутящий момент M_d и наоборот. Если же M_{ψ} превысит максимальный момент двигателя M_{\max} , то мотор остановится.

Ввиду того, что при увеличении ω_d выше ω_N мощность поршневого ДВС довольно быстро уменьшается, для оценки способности мотора приспособливаться к внешней нагрузке используется только диапазон $\omega_M - \omega_N$ и только в нем оценивают коэффициент запаса крутящего момента $k_M = M_{\max} / M_N$.

Характеристика часового расхода топлива G_T эквидистантна характеристике мощности, но при $\omega_{x,x}^{\min}$ G_T не равен нулю, а составляет 10 %...15 % от номинального часового расхода топлива. При $\omega_{x,x}^{\max}$ G_T составляет 20 %...25 % от номинального. Точка ω_g на скоростной характеристике находится между ω_M и ω_N .

Частичные характеристики при количественном регулировании имеют такой же характер, как и внешние, но располагаются ниже (для M_d , N_d , G_T) со смещением экстремумов влево. При минимальном положении акселератора ($\gamma_d = 0$) характеристики превращаются в точку, расположенную в $\omega_{x,x}^{\min}$. Например, для крутящего момента частичные характеристики при разном положении рычага подачи топлива (γ_d) показаны на рис. 3.33.

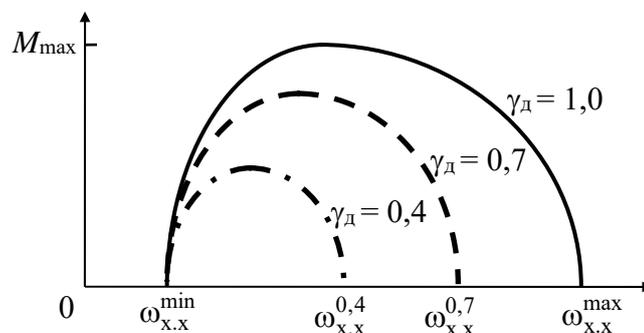


Рис. 3.33. Частичные характеристики M_d при количественном регулировании

При качественном регулировании ДВС возможно большое разнообразие характеристик. В зависимости от применяемого регулятора цикловой подачи различают:

- характеристики с всережимным регулятором двигателя (ВРД) (рис. 3.34, *a*);
- характеристики с двухрежимным регулятором 2РД (рис. 3.34, *б*);
- характеристики с многорежимным регулятором, в частности двигатель постоянной мощности (ДПМ).

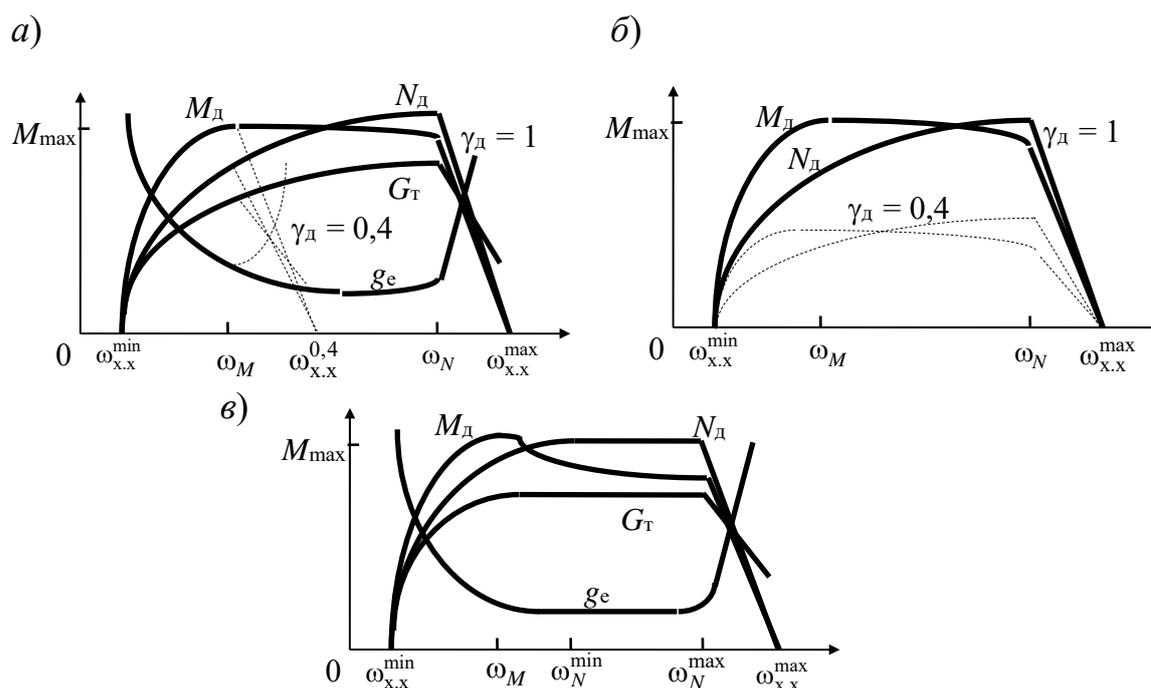


Рис. 3.34. Скоростные характеристики ДВС при качественном регулировании: *a* – всережимном; *б* – двухрежимном; *в* – многорежимном (ДПМ)

Крайние правые ветви графиков на рис. 3.34 показывают предельные регуляторные характеристики. Частичные характеристики отмечены на рис. 3.34, *a*, *б* штриховыми линиями. Регуляторные ветви довольно круто падают, что характеризуется степенью неравномерности работы регулятора δ_p . Например, для предельной регуляторной характеристики, т. е. при $\gamma_d = 1$,

$$\delta_{p.1} = \frac{\omega_{x.x}^{\max} - \omega_N}{\omega_{x.x}^{\max}}. \quad (3.90)$$

Если регулятор цикловой подачи изготовлен на основе центробежного датчика (см. рис. 2.34), то при уменьшении нажатия на акселератор ($\gamma_d < 1$)

степень неравномерности δ_p растет, т. е. наклон регуляторных ветвей относительно оси абсцисс уменьшается. Это связано со свойством центробежного датчика.

Регуляторные характеристики обеспечиваются регулированием цикловых подач топлива g_T (рис. 3.35).

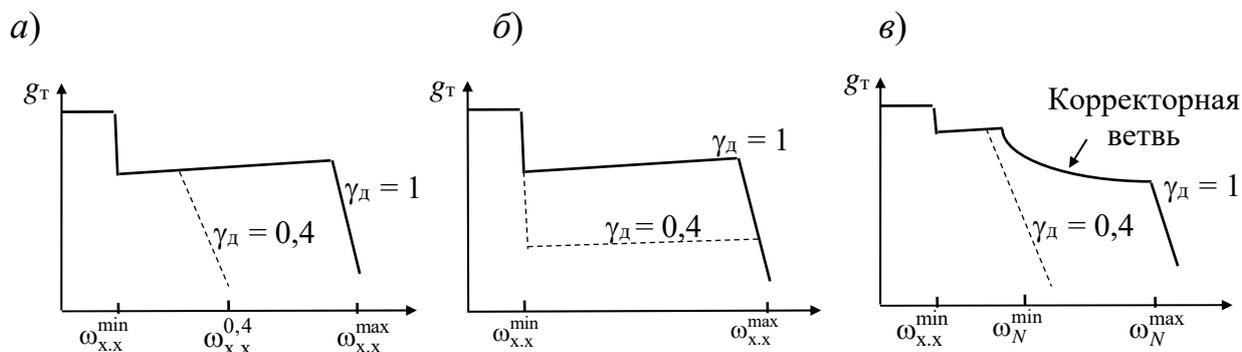


Рис. 3.35. Скоростные характеристики цикловых подач ДВС при регулировании: а – всережимном; б – двухрежимном; в – многорежимном (ДПМ)

Для устойчивой работы мотора, например на режимах холостого хода, важно обеспечить достаточную степень неравномерности регулятора. При падении угловой скорости ниже $\omega_{x,x}^{\min}$ во всех регуляторах вступает в действие пусковой обогатитель, который увеличивает g_T в 1,5–2 раза. Некоторое увеличение цикловых подач на внешней скоростной характеристике с ростом ω_d связано с уменьшением относительных утечек в ТНВД и форсунках.

В случае всережимного регулирования все регуляторные ветви связаны с линией внешней скоростной характеристики. Водитель с помощью педали акселератора (γ_d) задает скоростной режим машины. При двухрежимном регулировании водитель задает уровень крутящего момента, который должен обеспечивать двигатель. И в первом, и во втором случае внешние скоростные характеристики M_d , N_d и G_T имеют, как и при количественном регулировании, вид перевернутых парабол. Но кривизна их значительно меньше, что связано с меньшими газодинамическими потерями на впуске из-за отсутствия диффузора и дроссельной заслонки, а значит, и с меньшим снижением наполнения цилиндров η_V при росте ω_d .

Многорежимное регулирование обеспечивается применением различных корректоров в регуляторе цикловых подач топлива. Это позволяет получить желаемые характеристики, например постоянную мощность в широком диапазоне угловых скоростей коленчатого вала от ω_N^{\min} до ω_N^{\max}

(см. рис. 3.34, в и 3.35, в). В этом случае характеристики ДВС приближаются к характеристикам «идеальной машины», т. е. вне зависимости от нагрузочного режима мощность двигателя неизменна. Еще одним положительным свойством ДПМ является то, что он имеет в широком диапазоне уровень минимальных удельных расходов топлива g_e^{\min} . Однако тепловая и динамическая нагруженность ДПМ существенно выше по сравнению с обычным мотором.

В ряде современных моделей двигателей, помимо регулирования цикловых подач топлива, осуществляется регулирование цикловых подач воздуха, но не с помощью дроссельной заслонки во впускной трубе, а за счет регулирования турбокомпрессора перепуском части отработавших газов мимо турбины (см. рис. 2.42) либо поворотом лопаток компрессора. В этом случае регулирование ДВС называют комбинированным.

Кроме регулирования цикловых подач топлива и воздуха, в современных моторах с принудительным воспламенением применяется регулирование углов зажигания, а в дизелях – углов начала и окончания впрыска топлива. Данные углы зависят от нагрузочного и скоростного режимов работы ДВС, а также ряда других параметров, например температуры охлаждающей жидкости.

Следует также отметить еще один вид регулирования, применяемый в современных моторах, – это перепуск части отработавших газов обратно на впуск, что делается для снижения токсичности. Однако при этом ухудшаются мощностные показатели двигателя.

3.8. Термодинамический расчет ДВС

Термодинамический расчет позволяет аналитическим путем определить основные параметры исследуемого двигателя и оценить степень совершенства его рабочего цикла. На основе анализа полученных результатов выбираются оптимальные конструктивные параметры мотора (диаметр цилиндра D , ход поршня S и др.). С методологической точки зрения тепловой расчет является важным этапом функционального проектирования ДВС.

До настоящего времени расчет рабочего цикла поршневого двигателя осуществляется на основе средних термодинамических параметров в цилиндре (давления p , температуры T и др.), получаемых с помощью множества эмпирических коэффициентов для отдельных точек индикаторной диаграммы по методике В. И. Гриневецкого, усовершенствованной Н. Р. Брилингом, Е. К. Мазингом и другими учеными. Такой подход

предполагает проведение дорогостоящих и длительных натурных исследований, что сопровождается существенными погрешностями при принятии проектных решений и, как следствие, необходимостью достаточно длительной доводки изделия.

3.8.1. Основные процессы

Впуск. Наполнение цилиндра свежим зарядом во многом определяет мощностные, экономические и экологические характеристики ДВС. Фрагменты индикаторных диаграмм, показывающие изменение давления в цилиндре при впуске, изображены на рис. 3.36, где кривые $r'da'a$ (штриховые линии) соответствуют изменению давления в цилиндрах реального ДВС, зарегистрированных в процессе натурных испытаний [11].

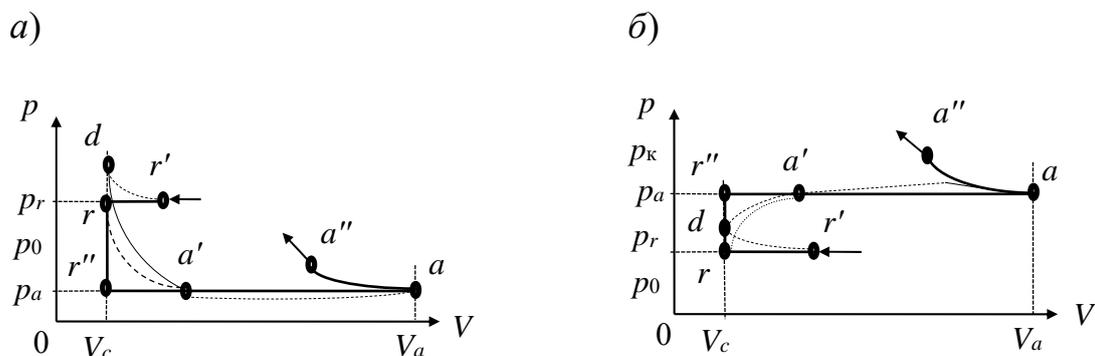


Рис. 3.36. Индикаторные диаграммы процесса впуска поршневого ДВС: a – без наддува; b – с наддувом

Точки r' показывают начало открытия впускных клапанов, a'' – конец их закрытия, a' – конец закрытия выпускных клапанов. Точки a , так же как в теоретических циклах, соответствуют полному объему цилиндра V_a (поршень находится в НМТ), точки d – объему камеры сгорания V_c (поршень находится в ВМТ).

Расчет процесса впуска производится по ломаной линии $r'rr''a$ (сплошные жирные линии), т. е. как совокупность изобарных и изохорных процессов. В заключении, когда делают так называемое скругление индикаторной диаграммы, точки r и a' соединяют дугой окружности.

Начало открытия и конец закрытия впускных и выпускных клапанов соответствуют фазам газораспределения исследуемого двигателя, которые в случае проектирования нового мотора сначала принимаются на основе аналогичных, ранее выпускаемых моделей, а затем эти параметры уточняются по результатам испытаний.

Продолжительность открытого состояния клапана современного автотракторного двигателя весьма невелика. Например, у ЯМЗ-236 при работе на номинальном режиме клапан открыт в течение примерно 0,02 с.

Фазы газораспределения совместно с характеристиками подачи топлива и КШМ определяют все параметры скоростных характеристик двигателя, что для самоходной машины, помимо величины номинальной мощности, играет первостепенную роль. При выборе фаз газораспределения следует иметь в виду, что значительное предварительное открытие впускного клапана $\varphi_{1н}$ приводит к существенному выбросу отработавших газов во впускную трубу за счет избыточного давления в цилиндре по отношению к давлению во впускной трубе даже у двигателей с наддувом. Эти газы в процессе основного впуска, т. е. насосного действия поршня, попадают обратно в цилиндр. В результате количество остаточных газов не уменьшается. К тому же при неизменных длине и диаметре впускной трубы для каждого скоростного и нагрузочного режима работы двигателя необходимо изменение фаз газораспределения и в первую очередь угла запаздывания закрытия впускного клапана $\varphi_{1к}$. За счет специфики КШМ скорость поршня не постоянна (в верхней и нижней мертвых точках она равна нулю, когда же шатун перпендикулярен кривошипу она максимальна). Поэтому величина разрежения Δp в цилиндре при впуске не постоянна.

Исходными данными для термодинамического расчета процесса впуска являются следующие параметры окружающей среды: $p_0 = 0,1$ МПа, $T_0 = 293$ К. Расчет ведут для номинального режима работы. Если двигатель безнаддувный, то p_0 и T_0 непосредственно используются для вычисления p_a и T_a . Если же двигатель с наддувом, то сначала определяют параметры рабочего тела за компрессором:

$$p_k = \pi_k p_0; \quad (3.91)$$

$$T_k = T_0 \pi_k^{(n_k - 1)/n_k}, \quad (3.92)$$

где n_k – показатель политропы сжатия компрессора (для центробежных компрессоров принимают $n_k = 1,5$).

Задаются давлением остаточных газов в цилиндре. Для безнаддувных моторов

$$p_r = (1,05 \dots 1,25) p_0. \quad (3.93)$$

Для двигателя с наддувом

$$p_r = (0,75...0,98) p_k. \quad (3.94)$$

Температуры остаточных газов находятся в диапазоне $T_r = 600...900$ К. Причем в зависимости от степени сжатия ε и коэффициента избытка воздуха α температуру остаточных газов вычисляют следующим образом:

$$T_r = 970 - 52,4\varepsilon + 440\alpha. \quad (3.95)$$

Задаются величиной подогрева свежего заряда $\Delta T = 0...40$ К.

Потери давления в конце впуска (в точке a на рис. 3.36) для двигателей без наддува определяются как

$$\Delta p_a = p_0 - p_a. \quad (3.96)$$

Для двигателей с наддувом потери давления в конце впуска

$$\Delta p_a = p_k - p_a. \quad (3.97)$$

С другой стороны, потери давления на впуске можно определить по зависимости Д. Бернулли

$$\Delta p_a = \frac{\xi v_b^2 \rho_b}{2}, \quad (3.98)$$

где ξ – коэффициент суммарного сопротивления воздуха (для современных автотракторных моторов $\xi = 2,5...4,0$); v_b – средняя скорость воздуха во впускном клапане (на номинальном режиме принимается $v_b = 80...150$ м/с); ρ_b – плотность воздуха на впуске.

Для безнаддувного двигателя, т. е. при p_0 и T_0 , имеем $\rho_b = 1,2$ кг/м³. Для двигателя с наддувом указанная в (3.98) плотность воздуха определяется по уравнению Менделеева – Клапейрона

$$\rho_b = \frac{\pi_k p_0}{R_b T_k}, \quad (3.99)$$

где R_b – газовая постоянная воздуха, оцениваемая отношением универсальной газовой постоянной $R = 8314$ Дж/(кмоль·К) к мольной массе $\mu_b = 29$ кг/кмоль.

Более точно среднюю скорость воздуха оценивают по выражению

$$v_B = \bar{v}_\Pi \frac{A_\Pi}{A_B}, \quad (3.100)$$

где \bar{v}_Π – средняя скорость поршня; A_Π – площадь поршня; A_B – средняя площадь проходного сечения клапана.

Один из показателей, оценивающий наполнение цилиндра свежим зарядом, – это коэффициент остаточных газов, который вычисляют по зависимости

$$\gamma_r = \frac{T_k - \Delta T}{T_r} \frac{\varphi_\Pi p_r}{\varepsilon \varphi_{1к} p_a - \varphi_\Pi p_r}, \quad (3.101)$$

где φ_Π – угол перекрытия клапанов, $\varphi_\Pi = \varphi_{1н} + \varphi_{2к}$.

Температуру в конце впуска определяют с помощью уравнения теплового баланса

$$M_1 c_{\mu p} \Big|_{T_0}^{T_k} (T_k + \Delta T) + M_r c_{\mu p''} \Big|_{T_0}^{T_r} T_r = (M_1 + M_r) c_{\mu p'} \Big|_{T_0}^{T_a} T_a, \quad (3.102)$$

где M_1 – количество молей свежего заряда в цилиндре по (3.60);

M_r – количество молей остаточных газов в цилиндре; $c_{\mu p} \Big|_{T_0}^{T_k}$ – средняя удельная мольная изобарная теплоемкость свежего заряда в интервале температур T_0 – T_k ; $c_{\mu p''} \Big|_{T_0}^{T_r}$ – то же остаточных газов в интервале температур T_0 – T_r ;

$c_{\mu p'} \Big|_{T_0}^{T_a}$ – то же рабочей смеси в интервале температур T_0 – T_a .

В результате для вычисления температуры в начале сжатия приходят к зависимости

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}. \quad (3.103)$$

Важным показателем процесса впуска является коэффициент наполнения, т. е. отношение массы вошедшего свежего заряда m_1 к теоретически возможному количеству $m_{1т}$ при данных параметрах среды на впуске (p_k и T_k – для наддувного мотора или p_0 и T_0 – для безнаддувного):

$$\eta_V = \frac{m_1}{m_{1T}} = \frac{T_K}{T_K - \Delta T} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{\varepsilon \Phi_{1K} P_a - \Phi_{II} P_r}{P_K}. \quad (3.104)$$

Для современных ДВС на номинальном режиме $\eta_V = 0,7...0,97$.

Задавшись величиной полного объема двигателя V_a , можно определить массу поступившего свежего заряда:

$$m_1 = \eta_V m_{1T} = \eta_V \rho_B V_a. \quad (3.105)$$

Накопленный теоретический и эмпирический опыт показывает, что решающее значение на величину коэффициента наполнения оказывают угол запаздывания закрытия впускного клапана φ_{1K} и объем впускной трубы V_1 . Причем по мере увеличения угловой скорости коленчатого вала двигателя необходимо увеличивать φ_{1K} и уменьшать V_1 , что непосредственно следует из формулы Ш. О. Кулона для определения собственной круговой частоты колебаний $\omega = \sqrt{c/m}$, рад/с, где c – коэффициент жесткости воздуха; m – масса воздуха в цилиндре и впускной трубе.

Процесс сжатия анализируют в предположении, что показатель политропы неизменен ($n_1 = \text{const}$) и близок к адиабате. Вычисляют средний показатель политропы по выражению

$$n_1 = 1,41 - 0,0013\varepsilon - 0,00012T_a. \quad (3.106)$$

В соответствии с уравнениями связей параметров рабочего тела в адиабатном процессе (3.20)–(3.22) давление и температуру в конце сжатия определяют по зависимостям

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}; \quad (3.107)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}. \quad (3.108)$$

Для дизелей без наддува характерно $p_c = 3,5...6$ МПа, $T_c = 700...900$ К, для моторов с принудительным воспламенением $p_c = 0,9...2$ МПа, $T_c = 600...800$ К. Естественно, что для наддувных моделей моторов давление в конце сжатия будет в $\pi_K^{n_K}$ раз, а температура в $\pi_K^{(n_K - 1)/n_K}$ раз больше.

Фрагмент индикаторной диаграммы двигателя, соответствующий процессу сжатия, изображен на рис. 3.37.

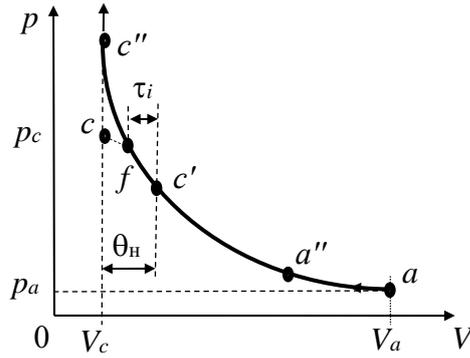


Рис. 3.37. Индикаторная диаграмма процесса сжатия поршневого ДВС

Положение точки c' на рис. 3.37 соответствует началу подачи топлива в цилиндр дизеля или моменту зажигания в двигателе с принудительным воспламенением, что характеризуется углом опережения $\theta_n = 10^\circ \dots 40^\circ$ угла поворота коленчатого вала. Точкой f отмечено начало видимого горения, т. е. отрыв линии горения от линии сжатия. Указанные точки отстоят друг от друга на величину, эквивалентную периоду индукции (задержки воспламенения) τ_i . Для современных двигателей давление в ВМТ (точка c'') $p_{c''} = (1,5 \dots 2,0) p_c$.

Период индукции τ_i , мс, можно определить по зависимости

$$\tau_i = 4,5 + 0,066 \text{ОЧ} - 0,015 T_{c'} + 2,7 p_{c'} + 0,04 \theta_n, \quad (3.109)$$

где ОЧ — октановое число топлива; $T_{c'}$ — температура в точке c' , К; $p_{c'}$ — давление в точке c' , МПа; θ_n — угол опережения зажигания или впрыска, град.

Процесс сгорания до настоящего времени изучен недостаточно. Поэтому его расчет осуществляется в предположении, что двигатель работает по теоретическому циклу Сабатэ, т. е. со смешанным подводом теплоты — горение начинается при постоянном объеме и заканчивается при постоянном давлении.

Фрагмент индикаторной диаграммы, показывающий процесс горения, изображен на рис. 3.38, где точка z_d соответствует максимальному давлению p_z в цилиндре. Линией $cz'z$ отмечен процесс подвода теплоты согласно циклу Сабатэ. Точка z показывает конец подвода теплоты, где имеет место максимальная температура цикла T_z . Штриховыми линиями отмечены контуры реальной индикаторной диаграммы, к которой приближают теоретическую с помощью скругления.

Для дизелей характерно следующее: $p_z = 5 \dots 16$ МПа; $T_z = 1800 \dots 2300$ К; степень повышения давления $\lambda = p_z/p_c = 2,5 \dots 3,5$; степень предварительного

расширения газов $\rho = V_z/V_c = 1,2...1,7$. Для моторов с принудительным воспламенением $p_z = 3,5...7,5$ МПа, $T_z = 2400...2900$ К, $\lambda = 3,2...4,2$, $\rho = 1,05...1,2$. Причем чем интенсивнее горение, тем больше λ и меньше ρ , выше КПД и среднее давление цикла. Для этого в дизеле интенсифицируют процесс подачи топлива и обеспечивают рациональный θ_n .

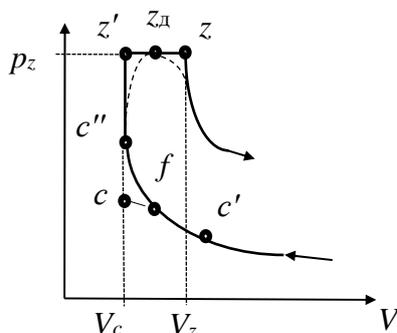


Рис. 3.38. Индикаторная диаграмма процесса горения в ДВС

Задавшись λ , максимальное давление можно вычислить следующим образом:

$$p_z = \lambda p_c. \quad (3.110)$$

При выборе λ необходимо обеспечить приемлемую жесткость рабочего процесса, т. е. нельзя превышать допустимую скорость нарастания давления p при горении до ВМТ, а именно

$$\frac{dp}{d\varphi} < 70, \quad (3.111)$$

где φ – угол поворота коленчатого вала.

Далее оценивается коэффициент молекулярного изменения k_μ по (3.65), где M_2 – удельное количество молей отработавших газов, вычисляется по (3.61) или (3.62) в зависимости от коэффициента избытка воздуха α ; M_1 – удельное количество молей свежего заряда, определяется по (3.60); M_r – удельное количество молей остаточных газов, вычисляется по (3.63).

Задавшись ρ , величину максимальной температуры оценивают как

$$T_z = \frac{\lambda \rho T_c}{k_\mu}. \quad (3.112)$$

С помощью первого закона термодинамики (3.1) оценивают степень использования теплоты:

$$\zeta_z H_u = U_z - U_c + L_{cz}, \quad (3.113)$$

где ζ_z – коэффициент использования теплоты; H_u – низшая теплота сгорания топлива; U_z , U_c – внутренняя энергия рабочего тела в точке z и в точке c индикаторной диаграммы соответственно; L_{cz} – работа, произведенная рабочим телом на участке диаграммы cz .

Для дизелей с открытыми камерами сгорания $\zeta_z = 0,70...0,88$, с полуразделенными камерами сгорания $\zeta_z = 0,65...0,80$, для двигателей с принудительным воспламенением $\zeta_z = 0,8...0,95$.

Как видим, величина коэффициента использования теплоты изменяется в довольно широких пределах. На это влияет скорость реакции горения топлива, которая зависит от площади охлаждения (поверхности камеры сгорания), степени турбулизации рабочего тела и параметров процесса подачи топлива – дисперсности и концентрации топлива в камере сгорания.

В результате элементарных преобразований (3.113) уравнение теплового баланса при горении принимает вид

$$\frac{\zeta_z H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} + (c_{\mu v'} + 8,3\lambda)(T_c - 273) + 8,3(\lambda - k_{\mu})273 = k_{\mu}c_{\mu p''}(T_z - 273), \quad (3.114)$$

где $c_{\mu v'}$ – средняя удельная изохорная теплоемкость рабочей смеси.

С учетом связи изобарной и изохорной удельных мольных теплоемкостей через $c_{\mu p} - c_{\mu v} = 8,3$ и температурных зависимостей

$$c_{\mu v''} = 22,7 + 0,00326T_z - 1,28\alpha; \quad (3.115)$$

$$c_{\mu v'} = 20,6 + 7,6\gamma_r + 0,0026T_c - 0,0056T_c\gamma_r \quad (3.116)$$

с помощью (3.114) оценивается коэффициент использования теплоты ζ_z , в соответствии с которым формулируются требования для системы подачи топлива и др.

Процессы расширения и выпуска. Рабочий ход происходит совместно с процессом горения. Однако рассматриваемая методика это не учитывает, вследствие чего отсутствует возможность оценить токсичность отработавших газов двигателя.

Именно в такте расширения происходит преобразование тепловой энергии сгоревшего топлива в работу. В реальном двигателе процесс расширения, так же как и процесс сжатия, протекает по сложному политропному закону. Тем не менее существующая методика принимает, что показатель политропы расширения неизменен ($n_2 = \text{const}$). Значение среднего эквивалентного показателя политропы расширения вычисляют по зависимости

$$n_2 = 1,42 - 0,00135\varepsilon - 0,461 \cdot 10^{-4} T_z - 0,00764\alpha. \quad (3.117)$$

Фрагмент индикаторной диаграммы, показывающий процессы расширения и выпуска, изображен на рис. 3.39, где точка b' соответствует началу открытия выпускного клапана, точка b – давлению в конце политропного расширения. Точкой b'' отмечено реальное давление в цилиндре при положении поршня в НМТ. Эта точка получается после скругления индикаторной диаграммы (штриховые линии на рис. 3.39).

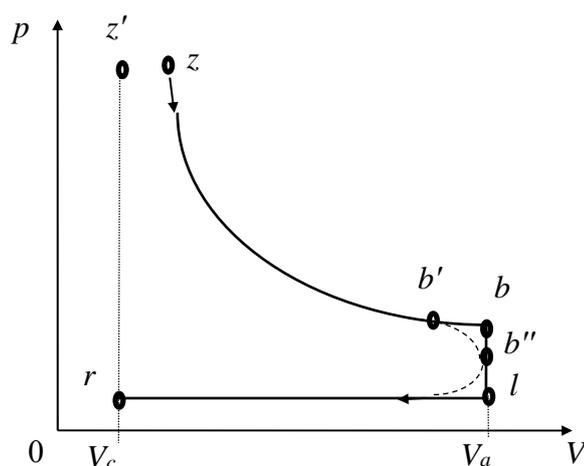


Рис. 3.39. Индикаторная диаграмма процесса расширения ДВС

В соответствии с рассматриваемой методикой процесс выпуска отработавших газов протекает по линиям blr (сплошные линии), т. е. так же, как и процесс впуска, принимается в виде совокупности изохорного и изобарного процессов.

Температуру в конце расширения вычисляют по зависимости

$$T_b = T_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2-1}. \quad (3.118)$$

Давление в конце рабочего хода определяется по выражению

$$p_b = p_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2}. \quad (3.119)$$

В некоторых литературных источниках в зависимостях (3.118) и (3.119) используется параметр $\delta = \rho/\varepsilon$, называемый степенью последующего расширения.

Для современных дизелей характерно $p_b = 0,2...0,5$ МПа, $T_b = 1000...1200$ К, для двигателей с принудительным воспламенением $p_b = 0,35...0,6$ МПа, $T_b = 1200...1700$ К.

Предварение открытия выпускного клапана (до НМТ) уменьшает отрицательную работу двигателя, связанную с выталкиванием отработавших газов из цилиндра. Причем по приходе поршня в нижнюю мертвую точку цилиндр очищается примерно на 60 % только за счет избыточного давления газов. При работе с полной нагрузкой в этот период газы истекают со сверхзвуковыми скоростями, которые можно оценить по выражению

$$v_{ог} = 18,8\sqrt{T_b}. \quad (3.120)$$

Средняя скорость отработавших газов в выпускном клапане для современных двигателей составляет примерно $v_{ср.ог} = 100$ м/с.

Для проверки обоснованности выбора давления p_r и температуры T_r остаточных газов в начале процесса впуска необходимо вычислить указанную температуру по формуле Н. П. Брилинга

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}}. \quad (3.121)$$

3.8.2. Индикаторные и эффективные показатели

Для оценки ДВС используют показатели, характеризующие, во-первых, его рабочий цикл, во-вторых, совершенство двигателя в целом. Первую группу показателей называют индикаторными (внутренними), а вторую – эффективными, т. е. выходными [11].

Основными внутренними показателями ДВС являются: индикаторный КПД η_i ; среднее индикаторное давление p_i ; удельный индикаторный расход топлива g_i . К основным выходным показателям относят: среднее эффективное давление p_e ; удельный эффективный расход топлива g_e и ряд других.

Характерный вид индикаторной диаграммы четырехтактного безнаддувного ДВС представлен на рис. 3.40, где полезная индикаторная работа цикла, согласно (3.12), (3.18) и (3.33), эквивалентна площади между политропами расширения и сжатия. Площадь между кривыми впуска и выпуска показывает насосные потери p_n , которые отрицательны для безнаддувных моторов, т. е. уменьшают полезную работу, и положительны для наддувных ДВС.

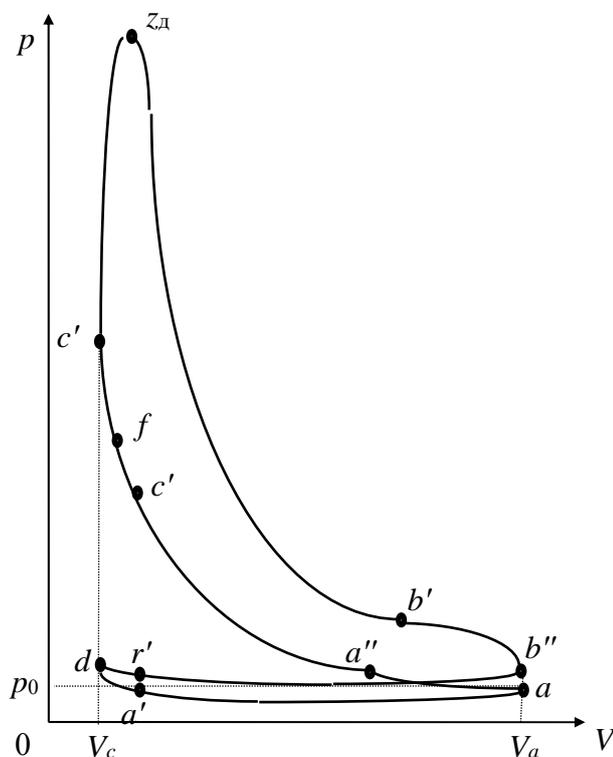


Рис. 3.40. Индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя

Все указанные показатели определяют на основе среднего индикаторного давления цикла, вычисляемого по индикаторной диаграмме графоаналитически: $p_i = \sum [(p_j - p_0)V_j]/V_h$, где p_j и V_j — текущие давление в цилиндре и его объем. Также p_i можно оценить по зависимости

$$p_i = k_{\Pi} p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{\rho^{n_2-1}}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \quad (3.122)$$

где k_{π} – коэффициент полноты индикаторной диаграммы, который показывает, какую часть реальная диаграмма (после скругления) составляет от площади теоретической. Для двигателей с принудительным воспламенением $k_{\pi} = 0,94...0,97$, для дизелей $k_{\pi} = 0,92...0,95$.

Насосные потери в двигателе учитывают с помощью потерь давления p_n , МПа, вычисляемых по регрессионной зависимости

$$p_n = k_0 + k_1 \bar{v}_{\pi}, \quad (3.123)$$

где \bar{v}_{π} – средняя скорость поршня, м/с; k_0, k_1 – коэффициенты, зависящие от типа камеры сгорания (для дизелей с непосредственным впрыском $k_0 = k_1 = 0,08$, для двигателей с принудительным воспламенением $k_0 = k_1 = 0,04$).

Среднее эффективное давление определяют как разность:

$$p_e = p_i - p_n. \quad (3.124)$$

Индикаторный КПД, показывающий степень использования химической энергии топлива, т. е. совершенство рабочего цикла, оценивают по выражению

$$\eta_i = \frac{p_e}{p_i}. \quad (3.125)$$

Для современных четырехтактных двигателей с принудительным воспламенением при работе на номинальном режиме $\eta_i = 0,4...0,45$, для дизелей при тех же условиях $\eta_i = 0,45...0,5$.

Зная требуемую эффективную мощность мотора N_e для данной самоходной машины, оценив по (3.125) индикаторный КПД η_i и задавшись механическим КПД ($\eta_m = 0,7...0,9$), находят требуемую индикаторную мощность N_i :

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_i \eta_m}. \quad (3.126)$$

Для полученной N_i оценивают рабочий объем двигателя iV_h , который может обеспечить такую мощность:

$$iV_h = \frac{\pi \tau N_i}{\omega_d p_i}. \quad (3.127)$$

Удельный индикаторный расход топлива g_i , г/(кВт·ч), определяют по выражению

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i H_u}, \quad (3.128)$$

где H_u – низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг.

Удельный эффективный расход топлива g_e , г/(кВт·ч),

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}. \quad (3.129)$$

Произведение g_e на эффективную мощность позволяет оценить часовой расход топлива G_T .

После оценки необходимого рабочего объема двигателя iV_h задаются количеством цилиндров i . Затем определяется рабочий объем одного цилиндра V_h . Задавшись отношением хода поршня к диаметру цилиндра $0,6 < S/D < 1,4$, вычисляют основные его параметры: диаметр цилиндра

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi(S/D)}} \text{ и ход поршня } S = 4V_h/(\pi D^2).$$

Для проверки обоснованности выбора для (3.100) и (3.123) средней скорости поршня производят ее вычисление:

$$\bar{v}_п = \frac{S\omega_d}{\pi}. \quad (3.130)$$

При существенной разности полученной по (3.130) скорости поршня от принятых ранее значений (более 3 %) либо изменяют S и D , либо весь тепловой расчет двигателя уточняют.

3.8.3. Энергетический баланс

Для выявления путей совершенствования ДВС и, в частности, повышения КПД осуществляют анализ энергетического баланса. Для этого оценивают величину каждого компонента потерь мощности и строят диаграмму энергетического баланса двигателя.

Общее количество потребляемой мотором энергии в единицу времени N_0 , кВт, т. е. мощность, запасенную в топливе, вычисляют по зависимости

$$N_0 = \frac{H_u G_T}{3,6}, \quad (3.131)$$

где H_u – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; G_T – часовой расход топлива, кг/ч.

Потери мощности через систему охлаждения N_{ox} , кВт, определяют по эмпирической зависимости

$$N_{ox} = \frac{0,5iD^{2,3}n_d\zeta}{\alpha}, \quad (3.132)$$

где i – количество цилиндров; D – диаметр цилиндра, см; n_d – частота вращения коленчатого вала, об/мин; ζ – коэффициент полноты сгорания топлива, $\zeta = 0,97...0,99$; α – коэффициент избытка воздуха.

Мощность, потерянная с отработавшими газами N_r , кВт,

$$N_r = \frac{(M_2 c_{\mu p''} T_r - M_1 c_{\mu p'} T_k) G_T}{3,6}, \quad (3.133)$$

где M_2 – удельное количество отработавших газов, кмоль ОГ/кг топлива; M_1 – удельное количество свежего заряда, кмоль ГС/кг топлива; $c_{\mu p''}$ – удельная мольная изобарная теплоемкость отработавших газов, кДж/(кмоль·К); $c_{\mu p'}$ – удельная мольная теплоемкость рабочей смеси при постоянном давлении, кДж/(кмоль·К); T_r – температура отработавших газов в конце выпуска, °С; T_k – температура рабочего тела на впуске, °С; G_T – часовой расход топлива, кг/ч.

Мощность, потерянная из-за неполноты сгорания топлива N_ζ , кВт,

$$N_\zeta = \frac{(1-\zeta)H_u G_T}{3,6}. \quad (3.134)$$

Прочие потери вычисляют как разность:

$$N_{пр} = N_0 - N_{ox} - N_r - N_\zeta - N_e. \quad (3.135)$$

Примерный энергетический баланс современных двигателей самоходных машин отражен в табл. 3.5.

Табл. 3.5. Энергетический баланс ДВС

Тип ДВС	$N_{ох}, \%$	$N_r, \%$	$N_\zeta, \%$	$N_{пр}, \%$	$N_e, \%$
1 С принудительным воспламенением	32	30	3	2	33
2 Дизель без наддува	30	25	–	2	43
3 Дизель с наддувом	31	20	–	2	47

Большие потери энергии с отработавшими газами N_r у двигателей с принудительным воспламенением связаны с меньшими степенями сжатия ($\varepsilon \leq 12$) в сравнении с дизелями, у которых $\varepsilon = 16...23$ и больше.

Потери из-за неполноты сгорания топлива N_ζ у двигателей с принудительным воспламенением связаны с тем, что они работают на режимах холостого хода и максимальной мощности при обогащенных смесях ($\alpha < 1$), в то время как средние коэффициенты избытка воздуха у дизелей на любом режиме существенно больше единицы.

Анализ табл. 3.5 показывает, что основными путями повышения КПД ДВС являются: уменьшение потерь, связанных с охлаждением мотора, а для этого необходимы более термостойкие материалы поршня, цилиндра, головки и тарелок клапанов, например керамические; уменьшение потерь с отработавшими газами, а для этого необходима более глубокая утилизация энергии этих газов, например за счет использования турбонаддува (лучше импульсного).

3.9. Кинематика и динамика КШМ

Целью кинематического расчета кривошипно-шатунного механизма является определение перемещений, скоростей и ускорений его элементов, на основе которых оцениваются силы, действующие в деталях КШМ при проведении динамического расчета и анализа нагруженности двигателя.

Основная задача кинематического расчета КШМ – это получение и анализ от угла поворота коленчатого вала φ зависимостей: перемещения поршня $x_{п} = f(\varphi)$; скорости поршня $v_{п} = f(\varphi)$; ускорения поршня $j_{п} = f(\varphi)$.

Как отмечалось ранее, различают КШМ центральный и дезаксиальный. Рассмотрим наиболее простой – центральный КШМ (рис. 3.41).

Анализ схемы центрального КШМ показывает, что все указанные зависимости являются функциями двух переменных – угла поворота кривошипа φ и угла качания шатуна β . Например, для перемещения поршня справедливо выражение

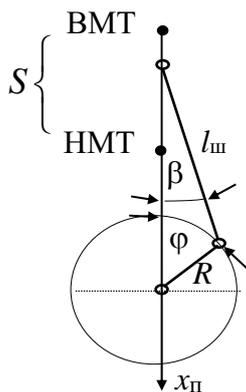


Рис. 3.41. Схема КШМ

$$x_{\text{п}} = R \left[(1 - \cos\varphi) + \frac{1 - \cos\beta}{\lambda_{\text{ш}}} \right], \quad (3.136)$$

где $\lambda_{\text{ш}}$ – коэффициент длины шатуна, $\lambda_{\text{ш}} = R/l_{\text{ш}}$.

Для перехода к одной переменной в теории ДВС косинус угла качания шатуна раскладывают в следующий ряд:

$$\cos\beta = 1 - \frac{\lambda_{\text{ш}}^2 \sin^2 \varphi}{2} - \frac{\lambda_{\text{ш}}^4 \sin^4 \varphi}{8} - \dots \quad (3.137)$$

При этом оставляют только первые два члена и после преобразований получают зависимость перемещения поршня от угла поворота кривошипа и от удвоенного этого угла

$$x_{\text{п}} = R \left[(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_{\text{ш}}}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]. \quad (3.138)$$

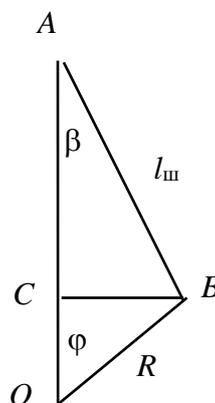
Можно использовать другой подход и при этом получить точную зависимость. Рассмотрим два прямоугольных треугольника (рис. 3.42) – OCB и ACB со смежной стороной CB . Исходя из представленной схемы, имеем $x_{\text{п}} = R + l_{\text{ш}} - R \cos\varphi - l_{\text{ш}} \cos\beta$. Но сторона $CB = R \sin\varphi = l_{\text{ш}} \sin\beta$. Тогда угол качания шатуна

$$\beta = \arcsin(\lambda_{\text{ш}} \sin\varphi). \quad (3.139)$$

Или перемещение поршня только в функции от угла поворота кривошипа

$$x_{\text{п}} = R(1 - \cos\varphi) + l_{\text{ш}} \{1 - \cos[\arcsin(\lambda_{\text{ш}} \sin\varphi)]\}. \quad (3.140)$$

Из чисто геометрических соотношений можно получить еще одну зависимость $x_{\text{п}} = R + l_{\text{ш}} - AC - OC$. Но с учетом равенств $OC = R \cos\varphi$; $AC = \sqrt{l_{\text{ш}}^2 - R^2 \sin^2 \varphi} = l_{\text{ш}} \sqrt{1 - \lambda_{\text{ш}}^2 \sin^2 \varphi}$ имеем

Рис. 3.42. Схема для определения $x_{\text{п}}$

$$x_{\text{п}} = R(1 - \cos \varphi) + l_{\text{ш}} \left(1 - \sqrt{1 - \lambda_{\text{ш}}^2 \sin^2 \varphi} \right). \quad (3.141)$$

После дифференцирования $x_{\text{п}} = f(\varphi)$ получают выражения для скорости поршня $v_{\text{п}} = \frac{dx_{\text{п}}}{dt} = \frac{dx_{\text{п}}}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt}$ и его ускорения $j_{\text{п}} = \frac{dv_{\text{п}}}{dt} = \frac{dv_{\text{п}}}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt}$.

При «классическом» подходе

$$v_{\text{п}} = \omega R \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_{\text{ш}}}{2} \sin 2\varphi \right); \quad (3.142)$$

$$j_{\text{п}} = \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda_{\text{ш}} \cos 2\varphi). \quad (3.143)$$

На основе точных зависимостей, например (3.141), имеем

$$v_{\text{п}} = \omega R \left(\sin \varphi + \frac{\sin \varphi \cos \varphi}{\sqrt{\frac{1}{\lambda_{\text{ш}}} - \sin^2 \varphi}} \right); \quad (3.144)$$

$$j_{\text{п}} = \omega^2 R \left(\cos \varphi + \frac{\lambda_{\text{ш}} \cos 2\varphi}{\sqrt{1 - \lambda_{\text{ш}}^2 \sin^2 \varphi}} + \frac{\lambda_{\text{ш}}^3 \sin^2 \varphi \cos^2 \varphi}{(1 - \lambda_{\text{ш}}^2 \sin^2 \varphi)^{\frac{3}{2}}} \right). \quad (3.145)$$

Анализ зависимостей для $x_{\text{п}}$, $v_{\text{п}}$ и $j_{\text{п}}$ показывает, что при постоянной угловой скорости коленчатого вала указанные функции не постоянны. Так, за угол поворота кривошипа на $\varphi = 90^\circ$ от ВМТ поршень проходит больше половины пути к НМТ. Причем чем короче шатун, тем больший путь пройдет поршень за этот угол. И в пределе, если принять $\lambda_{\text{ш}} = 1$, т. е. при длине шатуна, равной радиусу кривошипа, за первые 90° от ВМТ поршень пройдет весь путь к НМТ ($x_{\text{п} 90} = S$) и будет там находиться в течение следующих 180° угла ПКВ. Но затем для такого КШМ, чтобы поршень начал движение к ВМТ, необходим толчок извне. Максимальной величины скорость поршня достигает при перпендикулярном положении кривошипа относительно шатуна: $|v_{\text{п}}^{\text{max}}| = \omega R$, а минимальной – в мертвых точках: $v_{\text{п}} = 0$. Наибольшего ускорения, а значит, и сил инерции, поршень достигает

в ВМТ, а наименьшего, но тоже значительного по модулю, – в НМТ. Причем эти величины пропорциональны квадрату угловой скорости коленчатого вала ω .

Графические зависимости кинематических характеристик КШМ на примере дизеля ЯМЗ-238 приведены на рис. 3.43.

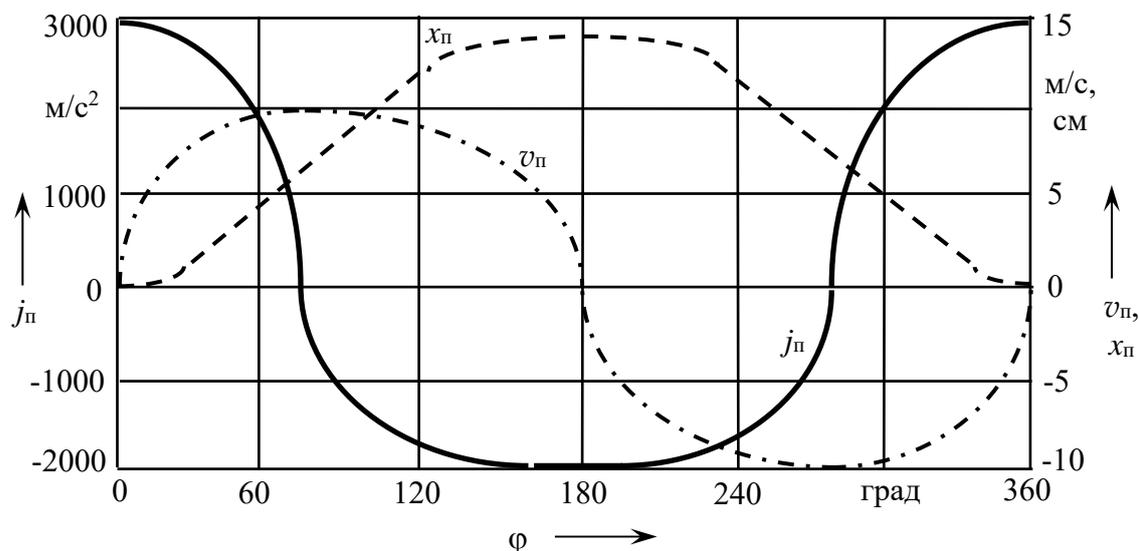


Рис. 3.43. Кинематические характеристики КШМ

В КШМ ДВС различают три вида сил: давления газов; инерции; трения.

Равнодействующую силу давления газов F_r определяют как произведение площади проекции днища поршня A_π на разность давлений в цилиндре p и в картере, где последнее принимают равное атмосферному ($p_0 = 0,1$ МПа):

$$F_r = A_\pi (p - p_0). \quad (3.146)$$

Для построения графической зависимости $F_r = f(\varphi)$ используют результаты теплового расчета двигателя и графическую методику профессора Ф. А. Брикса. Суть последней заключается в следующем. Под индикаторной диаграммой (рис. 3.44) проводят вниз полуокружность диаметром V_h . Центр этой полуокружности O располагается в середине V_h . От точки O в сторону V_a откладывают отрезок, так называемая поправка Брикса, другим концом которого является точка O' . Длина поправки Брикса в масштабе индикаторной диаграммы $OO' = R\lambda_{ш}/2$. Из точки O проводят лучи с интервалом $10^\circ \dots 30^\circ$, а из центра Брикса (точка O') – параллельные лучам линии до пересечения с полуокружностью. Из этих точек ведут вертикаль-

ные линии до пересечения с индикаторной диаграммой, откуда и снимаются значения давления p в цилиндре для зависимости (3.146) $F_T = f(\varphi)$.

Так как в (3.143) для $j_{\text{п}}$ в качестве аргумента присутствует угол поворота коленчатого вала φ и удвоенная его величина 2φ , различают силы инерции поступательно движущихся масс первого и второго порядков:

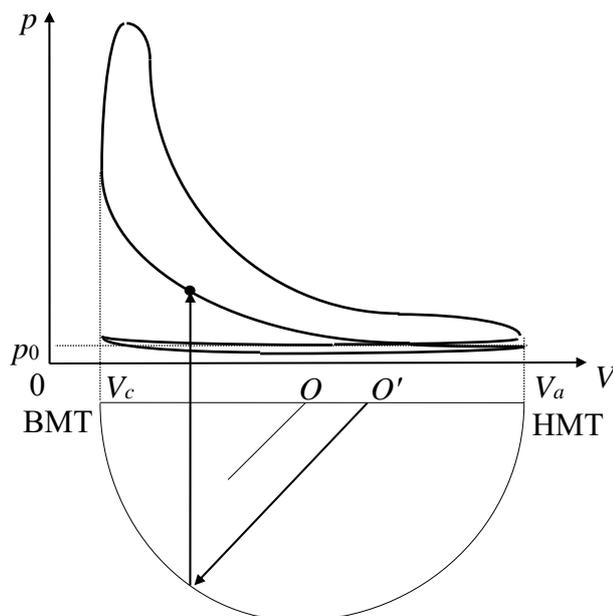


Рис. 3.44. Иллюстрация методики Брикса

$$F_{j_{\text{п}1}} = -m_{\text{п}} \omega^2 R \cos\varphi; \quad (3.147)$$

$$F_{j_{\text{п}2}} = -m_{\text{п}} \omega^2 R \lambda_{\text{ш}} \cos 2\varphi, \quad (3.148)$$

где $m_{\text{п}}$ – поступательно движущаяся масса, к которой относят массы поршня с кольцами, поршневого пальца и верхней головки шатуна.

Если же использовать точную зависимость для ускорения поршня (3.145), то силу инерции поступательно движущихся масс можно вычислить как

$$F_{j_{\text{п}}} = -m_{\text{п}} \omega^2 R \left(\cos\varphi + \frac{\lambda_{\text{ш}} \cos 2\varphi}{\sqrt{1 - \lambda_{\text{ш}}^2 \sin^2 \varphi}} + \frac{\lambda_{\text{ш}}^3 \sin^2 \varphi \cos^2 \varphi}{(1 - \lambda_{\text{ш}}^2 \sin^2 \varphi)^{\frac{3}{2}}} \right). \quad (3.149)$$

В любом случае максимальной величины силы инерции поступательно движущихся масс КШМ достигают в ВМТ. Направлены они против действия газовых сил и

$$F_{j_{\text{п}}}^{\text{max}} = -m_{\text{п}} \omega^2 R (1 + \lambda_{\text{ш}}). \quad (3.150)$$

Из (3.150) следует, что при прочих равных условиях, чем короче шатун $l_{ш}$ и больше ход поршня S , тем больше $\lambda_{ш}$ и силы инерции поступательно движущихся масс $F_{jп}^{\max}$.

При максимальных угловых скоростях валов современных поршневых ДВС силы инерции поступательно движущихся масс достигают весьма больших величин и зачастую превышают силы давления газов. Например, для спортивных моторов характерны номинальные частоты вращения $n_N \approx 15000...20000$ об/мин. При этом $j_{п}^{\max} \approx 100000$ м/с², а $\bar{v}_{п} \approx 35$ м/с. Даже для современного легкового автомобиля $n_N \approx 6000$ об/мин, $j_{п}^{\max} \approx 20000$ м/с², $\bar{v}_{п} \approx 16$ м/с. При $m_{п} = 1...3$ кг для таких двигателей $F_{jп}^{\max}$ измеряются десятками килоньютонов.

В соответствии с «классической» методикой динамического расчета КШМ определяют суммарную силу от газовых и инерционных сил поступательно движущихся масс, хотя указанные силы приложены в различных местах. Так, газовые силы являются поверхностными, т. е. воздействуют на днище поршня, а силы инерции – объемными и действуют на каждую частицу движущихся тел:

$$F_{\Sigma} = F_{г} + F_{jп}. \quad (3.151)$$

Характерные графики изменения газовых сил, сил инерции поступательно движущихся масс и их суммарной силы отражены на рис. 3.45, на котором видно, что для четырехтактного двигателя частота изменения суммарной силы F_{Σ} в 1,5 раза больше частоты изменения силы инерции $F_{jп}$ и в 3 раза больше частоты силы давления газов $F_{г}$. Для двухтактного ДВС частота F_{Σ} в 2,5 раза больше частот изменения $F_{jп}$ и $F_{г}$.

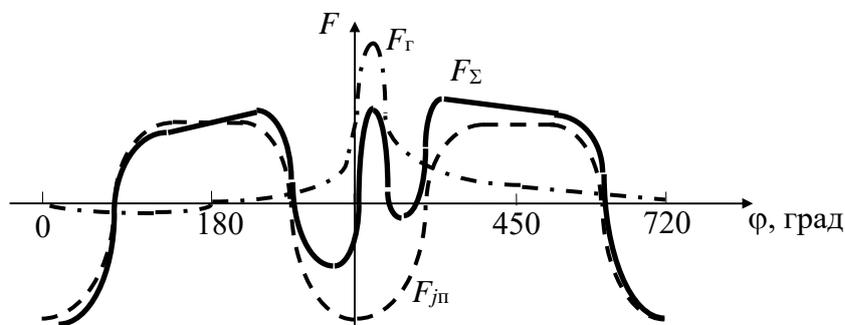


Рис. 3.45. Изменение газовых сил и сил инерции четырехтактного ДВС

Кроме сил инерции поступательно движущихся масс, в КШМ имеют место силы инерции вращающихся масс – это кривошип коленчатого вала с нижней головкой шатуна и подшипником. Также имеют место силы инерции масс, совершающих сложное движение, – это стержень шатуна.

Силы инерции вращающихся масс (центробежные силы) определяют следующим образом:

$$F_{ц} = m_{в}r\omega^2, \quad (3.152)$$

где $m_{в}$ – неуравновешенная противовесами вращающаяся масса; r – расстояние от оси вращения до центра неуравновешенной вращающейся массы.

Стержень шатуна совершает сложное движение, которое с помощью метода декомпозиции можно разложить на два простых – поступательное и вращательное. Тогда сила инерции стержня шатуна F_{jS} включает два слагаемых: от его поступательного движения F_{jSx} ; от вращения $F_{jS\beta}$.

$$F_{jS} = F_{jSx} + F_{jS\beta} = - \left(m_S x_{п}'' + \frac{J_S \beta''}{l_{ш}} \right), \quad (3.153)$$

где m_S , J_S – масса стержня шатуна и момент его инерции относительно оси верхней головки; β'' – угловое ускорение шатуна.

Обычно в теории ДВС сложное движение стержня шатуна не рассматривается. При этом половину массы стержня (от 1/4 до 1/3 массы всего шатуна) приводят к $m_{п}$ и считают поступательно движущейся массой. Другую часть массы шатуна приводят к $m_{в}$ и считают вращающейся.

Осевую силу, сжимающую или растягивающую шатун F_S , и боковую силу F_N , с которой поршень воздействует на цилиндр, следует определять согласно схеме, приведенной на рис. 3.46.

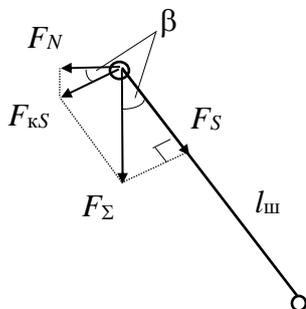


Рис. 3.46. Схема для оценки сил в шатуне и поршне

$$F_S = F_{\Sigma} \sqrt{1 - \lambda_{ш}^2 \sin^2 \varphi}; \quad (3.154)$$

$$F_N = F_{\Sigma} \lambda_{ш} \sin \varphi \sqrt{1 - \lambda_{ш}^2 \sin^2 \varphi}. \quad (3.155)$$

При разложении силы F_{Σ} , как показано на рис. 3.46, появляется составляющая $F_{кS}$, направленная перпендикулярно оси шатуна, т. е. поворачивающая его относительно оси нижней головки.

Вызывает интерес тот факт, что при использовании «классического» подхода для определения F_N [1], в случае горизонтального положения шатуна ($l_{ш} = R$), получается, что и сила F_S , и сила F_N близки к бесконечности. Хотя, очевидно, что в этом положении они равны нулю.

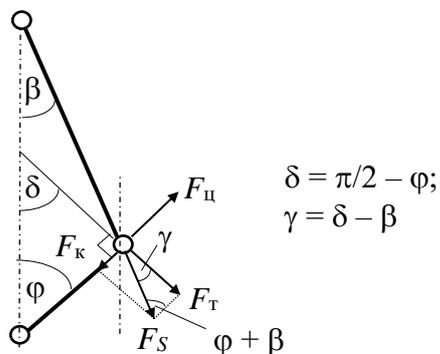


Рис. 3.47. Модель для определения сил, действующих на кривошип

Силы, нагружающие коленчатый вал, вычисляют с помощью осевой силы шатуна F_S и сил инерции вращающихся масс $F_{ц}$. Для этого используют динамическую модель, изображенную на рис. 3.47.

Осевая сила кривошипа F_k нагружает коренные подшипники коленчатого вала и определяется как

$$F_k = F_S \cos(\varphi + \beta). \quad (3.156)$$

Окружная сила кривошипа вычисляется по зависимости

$$F_t = F_S \sin(\varphi + \beta). \quad (3.157)$$

В формуле для оценки центробежных сил кривошипа $F_{ц}$ под m_b понимается сумма масс шатунной шейки с подшипником, нижней головки шатуна и щеки коленчатого вала. При игнорировании (3.153) к m_b также относят половину массы стержня шатуна (от 3/4 до 2/3 массы всего шатуна). Однако $F_{ц}$, действующая на коренные опоры, компенсируется такими же силами от противовесов, но направленными противоположно от $F_{ц}$.

Для более точной оценки нагруженности коренного подшипника коленчатого вала необходимо рассмотреть две щеки с обеих сторон, т. е. осуществить геометрическое суммирование сил $\vec{F}_{ki} + \vec{F}_{ki+1}$, действующих в щеках соседних кривошипов. Очевидно, что угол между складываемыми векторами сил F_{ki} и F_{ki+1} будет равен углу между смежными кривошипами, но модули указанных сил существенно различны, т. к. в одном цилиндре будет рабочий ход, а в другом, например, сжатие.

После оценки функций $F_k = f(\varphi)$ и $F_S = f(\varphi)$ определяются наименее нагруженные места (по углу ПКВ) шатунных и коренных шеек коленчатого вала, где могут быть выполнены отверстия для подвода смазки, а также места наибольшего износа, где указанные силы максимальны.

Для правильной оценки нагрузок в КШМ и КПД двигателя необходим учет сил трения в каждой трущейся паре, что в «классической» теории ДВС осуществляется на основе приближенных эмпирических зависимостей, например (3.123), для потерь среднего индикаторного давления цикла p_i .

Сила трения поршня о стенку цилиндра направлена вдоль его оси:

$$F_{\text{тр.п}} = -\text{sign}(v_{\text{п}}) f_{\text{п}} (F_N + F_{N_{\text{ст}}}), \quad (3.158)$$

где $\text{sign}(v_{\text{п}})$ – функция знака скорости поршня; $f_{\text{п}}$ – коэффициент трения поршня о стенку цилиндра; $F_{N_{\text{ст}}}$ – статическая сила, прижимающая поршневые кольца к цилиндру.

Силу трения в верхней головке шатуна $F_{\text{тр.ш.п}}$, которая направлена перпендикулярно силе F_{Σ} , т. е. прижимает шатун к пальцу, определяем по аналогии с предыдущим выражением:

$$F_{\text{тр.ш.п}} = -\text{sign}(\beta') f_{\text{ш.п}} F_{\Sigma}, \quad (3.159)$$

где $\text{sign}(\beta')$ – функция знака угловой скорости качания шатуна; $f_{\text{ш.п}}$ – коэффициент трения в паре «поршневой палец – втулка верхней головки шатуна».

Сила $F_{\text{тр.ш.п}}$ действует по той же оси, что и сила F_N .

Аналогично рассмотренным оценивают силы трения в шатунном $F_{\text{тр.к.ш}}$ и коренных $F_{\text{тр.к.к}}$ подшипниках коленчатого вала. Направлены они перпендикулярно действующим в парах трения силам давления против векторов относительных скоростей движения. Их вычисляют по зависимостям

$$F_{\text{тр.к.ш}} = -\text{sign}(\omega - \beta') f_{\text{к.ш}} F_S; \quad (3.160)$$

$$F_{\text{тр.к.к}} = -\text{sign}(\omega) f_{\text{к.к}} F_k k_M, \quad (3.161)$$

где $f_{\text{к.ш}}$, $f_{\text{к.к}}$ – коэффициенты трения в шатунном и коренных подшипниках коленчатого вала; k_M – коэффициент учета потерь энергии на привод механизмов и систем двигателя (кроме КШМ).

Под влиянием центробежной силы нижней головки шатуна $F_{\text{ц.с}}$ в шатунном подшипнике коленчатого вала выделяем еще одну составляющую сил трения $F_{\text{тр.ц.с}}$:

$$F_{\text{тр.ц.с}} = -\text{sign}(\omega) f_{\text{к.ш.ц}} F_{\text{ц.с}}, \quad (3.162)$$

где $f_{к.ш.ц}$ – коэффициент трения в шатунном подшипнике коленчатого вала от действия центробежной силы шатуна $F_{ц.с}$, определяемой по (3.152), но учитывающей только массу шатуна.

В результате схему сил в КШМ можно представить, как на рис. 3.48.

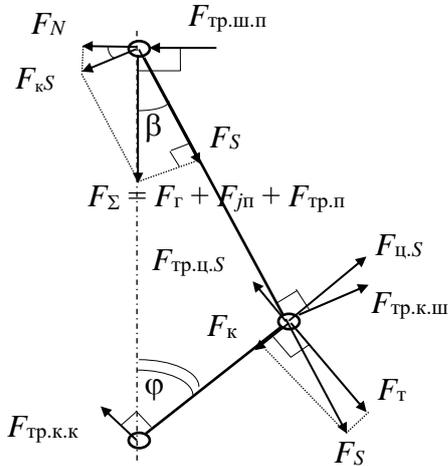


Рис. 3.48. Схема сил в КШМ

Из-за малости не учитывают силы аэродинамического сопротивления, которые преодолевает движущийся поршень. Но их можно оценить по формуле И. Ньютона $F_W = -\xi_w \rho_k v_{п}^2 A_{п}$, где ξ_w – коэффициент аэродинамического сопротивления поршня ($\xi_w \approx 5$); ρ_k – плотность среды в картере ($\rho_k \approx 1,2$).

Коэффициент f в каждой паре трения является переменной величиной и в общем случае изменяется в довольно широких пределах (от $f_{\max} = 0,15$ до $f_{\min} = 0,01$). Поэтому, согласно основным положениям триботехники (наука о трении), коэффициент трения следует определять с помощью кривой Герси – Штрибека (рис. 3.49) по критерию Зоммерфельда

$$Z = \frac{\mu v A}{F}, \quad (3.163)$$

где μ – динамический коэффициент вязкости смазки в подшипнике скольжения; v – скорость скольжения одной детали относительно другой; A – площадь пары трения; F – сила, сжимающая трущиеся детали.

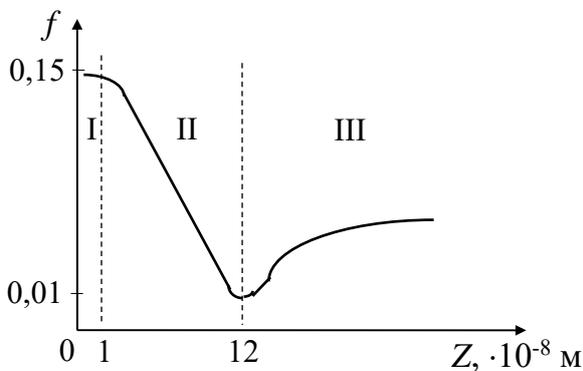


Рис. 3.49. Зависимость коэффициента трения от критерия Зоммерфельда

При анализе кривой Герси – Штрибека выделяют три участка (на рис. 3.49 отмечены римскими цифрами). Участок I соответствует граничному трению, т. е. работе пары трения с большими давлениями, малыми скоростями скольжения и вязкостью смазки. Участок II соответствует смешанному трению, т. е. средним давлениям, скоростям и вязкости. Участок III – чистое жидкостное трение, когда

трущиеся детали полностью разделены масляной пленкой.

В качестве аналитической аппроксимации кривой Герси – Штрибека для определения коэффициента трения можно использовать следующие регрессионные зависимости:

$$\left. \begin{aligned} f &= f_{ст} && \text{при } Z < 10^{-8} \text{ м;} \\ f &= f_{ст} - k_1 Z && \text{при } 10^{-8} < Z < 12 \cdot 10^{-8} \text{ м;} \\ f &= k_2 + k_3 Z^2 && \text{при } Z > 12 \cdot 10^{-8} \text{ м,} \end{aligned} \right\} \quad (3.164)$$

где $f_{ст}$ – статический коэффициент трения для данных материалов пары трения; k_1, k_2, k_3 – коэффициенты регрессии.

На рис. 3.50 приведен график изменения коэффициента трения за один цикл в паре «поршень – цилиндр» по результатам моделирования работы двигателя *Cummins KTTA 19-C* на номинальном режиме.

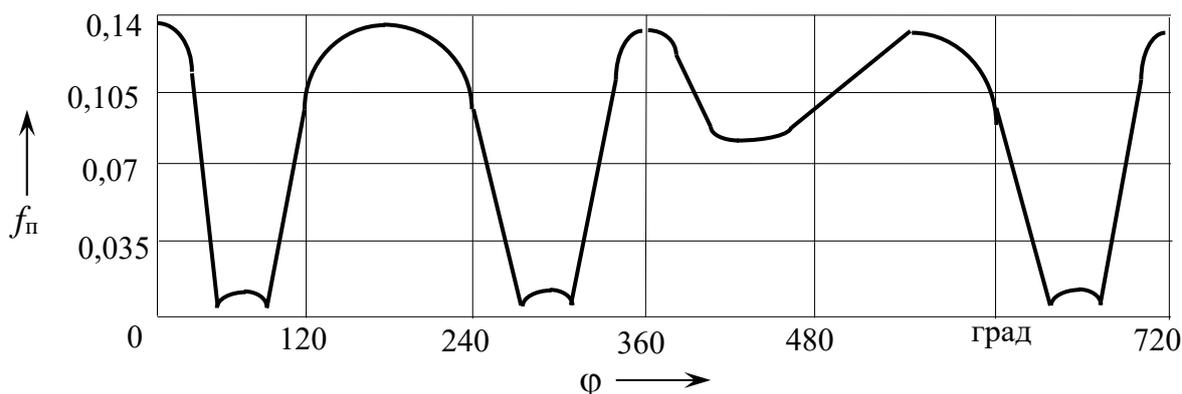


Рис. 3.50. Изменение коэффициента трения в паре «поршень – цилиндр» дизеля *Cummins KTTA 19-C* при работе на номинальном режиме

Для нормально работающих пар трения современных механизмов самоходных машин, в том числе и КШМ двигателей, характерна работа на втором участке (см. рис. 3.49), т. е. со смешанным трением. При запуске ДВС имеет место сухое трение (первый участок кривой Герси – Штрибека).

На рис. 3.51 и 3.52 изображены характерные зависимости некоторых сил в КШМ дизеля *Cummins KTTA 19-C*. Анализ показывает, что потери на трение в подшипниках шатуна существенно превышают потери на трение поршня о цилиндр. Поэтому совершенно логичен вывод о целесообразности замены подшипников скольжения коленчатого вала на подшипники качения.

В последних, как известно, коэффициент трения примерно на порядок ниже и составляет величину $f = 0,008...0,01$.

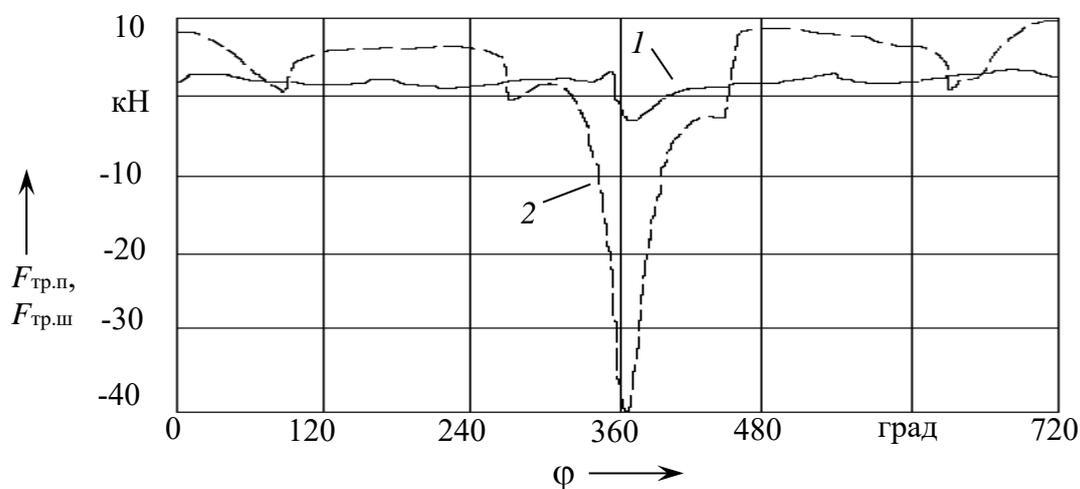


Рис. 3.51. Изменение сил трения в паре «поршень – цилиндр» $F_{тр.п}$ (линия 1) и в подшипниках шатуна $F_{тр.ш}$ (линия 2)

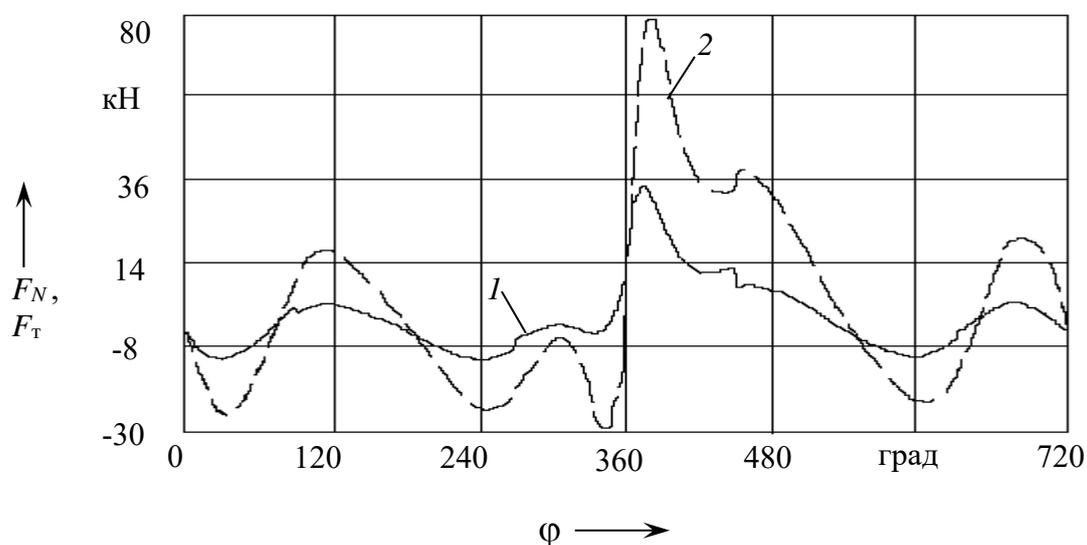


Рис. 3.52. Изменение боковой силы поршня F_N (линия 1) и окружной силы кривошипа F_T (линия 2)

Анализ рис. 3.52 позволяет сделать вывод о существенной корреляции боковой силы поршня F_N и окружной силы кривошипа F_T .

Функцию крутящего момента на кривошипе от угла поворота коленчатого вала $M_1 = f(\varphi)$ определяют как произведение окружной силы F_T на радиус кривошипа R . В качестве примера на рис. 3.53 приведен график изменения M_1 дизеля *Cummins KTTA 19-C*. Полагая, что коленчатый вал

абсолютно жесткий, с учетом смещения $\delta\varphi$ по углу ПКВ между одноименными процессами последовательно работающих цилиндров, определяют суммарный момент M_{Σ} на коленчатом валу многоцилиндрового ДВС. Для этого кривую M_1 каждого следующего цилиндра смещают на $\delta\varphi$ относительно предыдущего и осуществляют суммирование крутящих моментов.

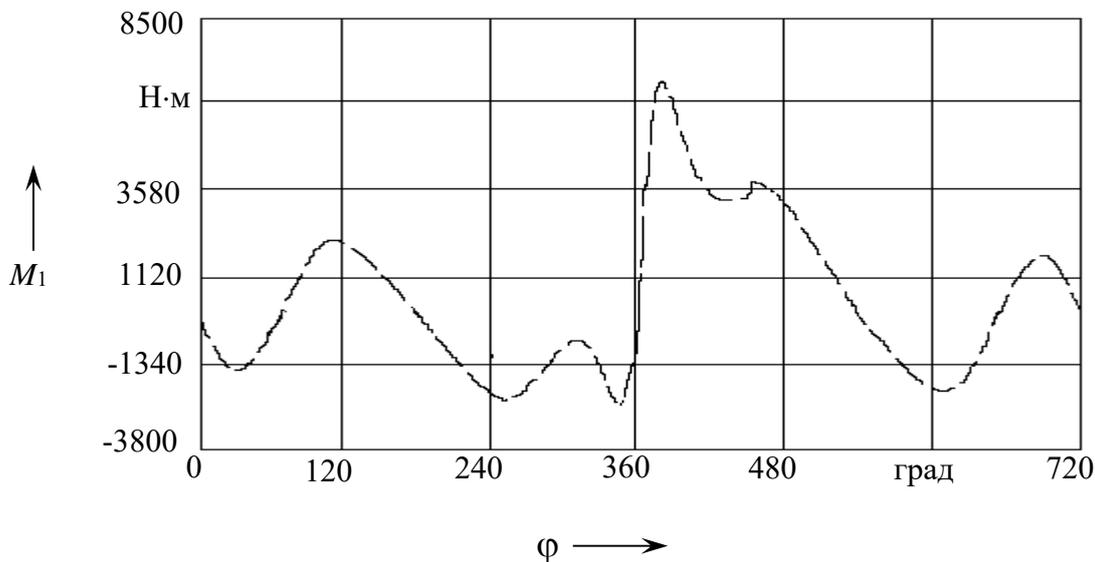


Рис. 3.53. Изменение крутящего момента на кривошипе дизеля *Cummins KTTA 19-C* при работе на номинальном режиме

Для неоднорядных двигателей (V-образных и оппозитных) угол ПКВ между одноименными процессами в последовательно работающих цилиндрах можно определить по выражению

$$\delta\varphi = \frac{\tau\pi}{i} \pm (\alpha - \gamma), \quad (3.165)$$

где γ – угол между осями цилиндров разных рядов (развал картера); α – угол между кривошипами коленчатого вала.

На рис. 3.54 и 3.55 показаны зависимости изменения суммарного крутящего момента M_{Σ} на коленчатом валу дизеля ЯМЗ-845.10.

Особенностями ЯМЗ-845.10 являются: угол развала между левым и правым рядами цилиндров $\gamma = 90^\circ$; схема коленчатого вала – с шестью шатунными шейками, угол между которыми $\alpha = 120^\circ$. Поэтому для данного двенадцатицилиндрового дизеля чередование процессов в каждом последующем цилиндре относительно предыдущего осуществляется через неравные углы поворота коленчатого вала, а именно $\delta\varphi_{2n} = 90^\circ$, $\delta\varphi_{2n+1} = 30^\circ$. В ре-

зультате график суммарного крутящего момента на коленчатом валу имеет вид, близкий к шестицилиндровому рядному мотору (см. рис. 3.54 и 3.55).

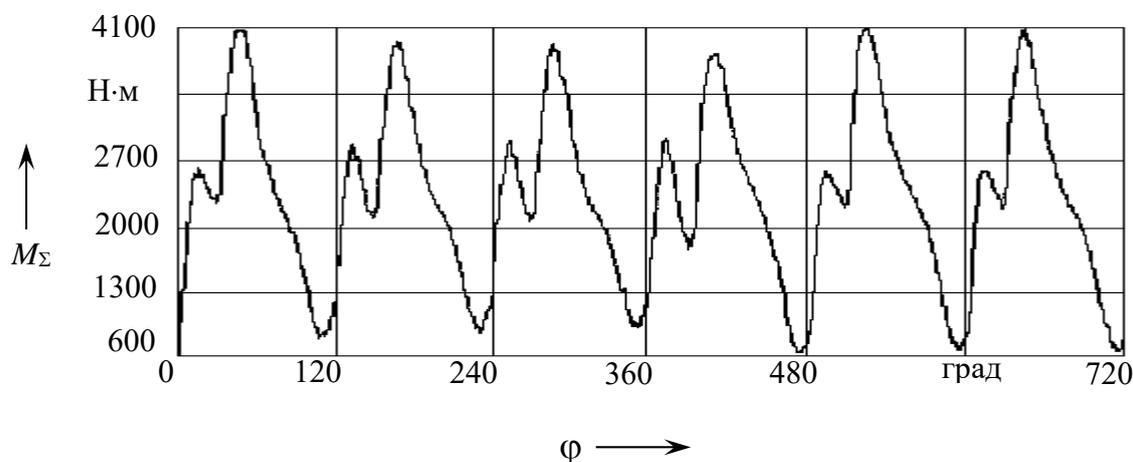


Рис. 3.54. Крутящий момент на коленчатом валу дизеля ЯМЗ-845.10 при $\omega_N = 220$ рад/с и полной подаче топлива

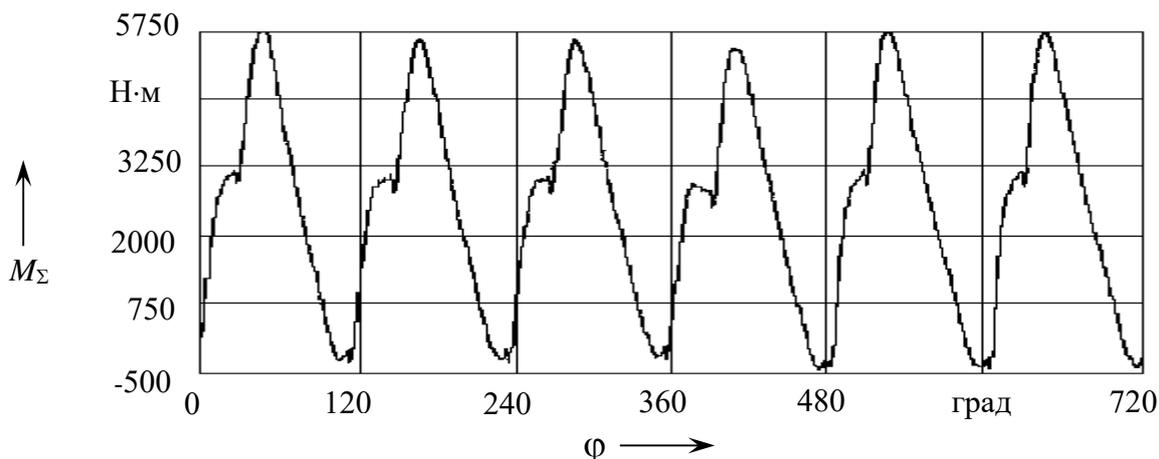


Рис. 3.55. Крутящий момент на коленчатом валу дизеля ЯМЗ-845.10 при $\omega_M = 150$ рад/с и полной подаче топлива

Вызывает интерес тот факт, что при снижении скоростного режима минимальные значения суммарного крутящего момента M_{Σ} на коленчатом валу ЯМЗ-845.10 становятся отрицательными (см. рис. 3.55).

Для обеспечения равномерных интервалов между процессами в последовательно работающих цилиндрах V-образного двенадцатицилиндрового двигателя, для которого $\delta\varphi = 60^\circ$, необходимо иметь угол между рядами цилиндров $\gamma = 60^\circ$. Тогда графики M_{Σ} на режимах номинальной мощности и максимального крутящего момента выглядят, как показано на рис. 3.56 и 3.57.

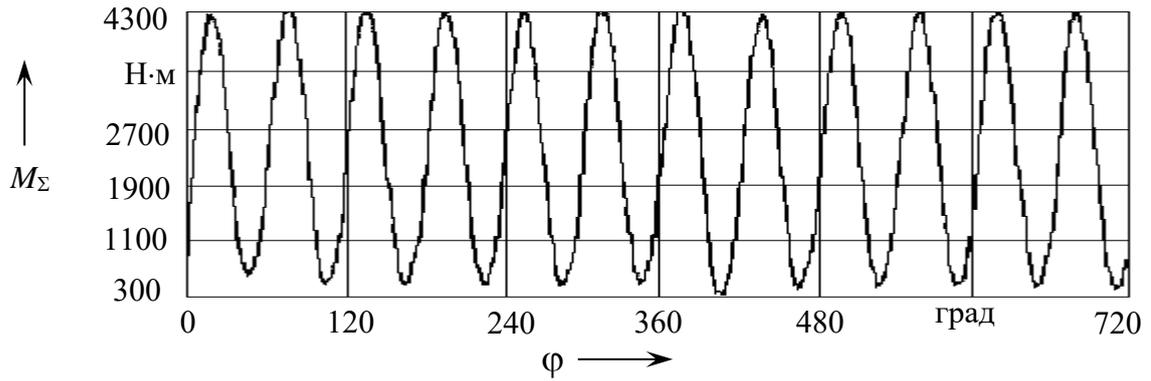


Рис. 3.56. Зависимость M_{Σ} с параметрами ЯМЗ-845.10, но с равными интервалами ходов при $\omega_N = 220$ рад/с

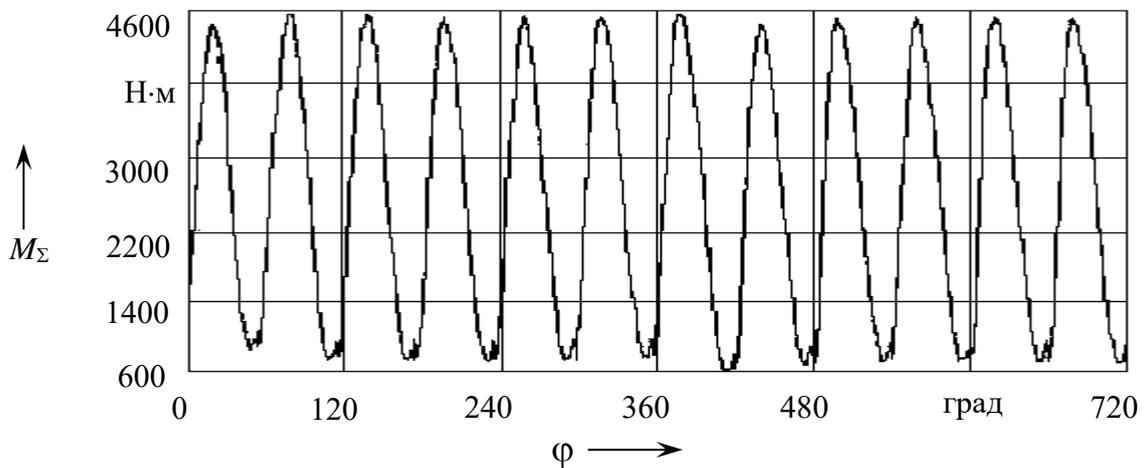


Рис. 3.57. Зависимость M_{Σ} с параметрами ЯМЗ-845.10, но с равными интервалами ходов при $\omega_M = 150$ рад/с

Оценку крутильных колебаний механизмов двигателя и трансмиссии самоходной машины осуществляют с помощью гармонического анализа полученного суммарного крутящего момента M_{Σ} . С этой целью функцию $M_{\Sigma} = f(\varphi)$ раскладывают в ряд Фурье:

$$M_{\Sigma} = \frac{M_e}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} [a_k \cos(k\varphi) + b_k \sin(k\varphi)], \quad (3.166)$$

где k – номер гармоники (1, 2, 3...); M_e – среднее значение крутящего момента двигателя за цикл на данном режиме работы.

Коэффициенты ряда Фурье вычисляются по зависимостям

$$a_k = \frac{1}{2\varphi_{\max}} \sum_{j=1}^n M_{\Sigma}(\varphi_j) \cos\left(\frac{2\pi k \varphi_j}{\varphi_{\max}}\right) \Delta\varphi_j; \quad (3.167)$$

$$b_k = \frac{1}{2\varphi_{\max}} \sum_{j=1}^n M_{\Sigma}(\varphi_j) \sin\left(\frac{2\pi k \varphi_j}{\varphi_{\max}}\right) \Delta\varphi_j, \quad (3.168)$$

где φ_{\max} – наибольший период колебаний M_{Σ} ; φ_j – текущее значение угла ПКВ при вычислении суммы; $M_{\Sigma}(\varphi_j)$ – значение функции (суммарного крутящего момента) при данном аргументе (φ_j); $\Delta\varphi_j$ – интервал между текущими значениями угла ПКВ; n – число интервалов разбиения φ_{\max} .

Незначимые коэффициенты (менее 5 % от M_e) можно не учитывать.

Например, на основе графиков M_{Σ} , представленных на рис. 3.54 и 3.55, имеем следующие зависимости для крутящего момента на коленчатом валу дизеля ЯМЗ-845.10 для режимов номинальной мощности и максимального крутящего момента соответственно:

$$M_N = 2350 + 1000\sin(3\varphi) - 1000\sin\left[6\varphi - \frac{\pi}{3}\right]; \quad (3.169)$$

$$M_M = 2600 + 2600\sin(3\varphi) - 1200\sin\left[6\varphi - \frac{\pi}{3}\right]. \quad (3.170)$$

После анализа рис. 3.56 и 3.57 получены выражения

$$M_N = 2300 + 2000\sin(6\varphi); \quad (3.171)$$

$$M_M = 2600 + 2000\sin(6\varphi). \quad (3.172)$$

В качестве показателя оценки колебательности крутящего момента на маховике двигателя используют **коэффициент неравномерности момента**

$$\delta_M = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{M_e}, \quad (3.173)$$

где M_{\max} , M_{\min} – экстремальные значения крутящего момента при работе двигателя на установившемся режиме (например, согласно рис. 3.57).

Для оценки неравномерности угловой скорости маховика мотора используют **коэффициент неравномерности хода**

$$\delta_{\omega} = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}}, \quad (3.174)$$

где ω_{\max} , ω_{\min} , $\omega_{\text{ср}}$ – экстремальные и среднее значения угловой скорости маховика при работе двигателя на установившемся режиме.

Считается, что ДВС самоходной машины имеет приемлемую неравномерность хода, если на номинальном режиме $\delta_{\omega} < 0,02$.

Для снижения δ_M и δ_{ω} необходимо, во-первых, обеспечивать достаточный момент инерции J_0 КШМ и прежде всего его маховика J_M , во-вторых, выбирать рациональную схему КШМ, т. е. количество и расположение цилиндров, в-третьих, уравнивать (компенсировать) силы инерции поступательно движущихся и вращающихся масс и моменты от них, в-четвертых, организовывать рабочий цикл двигателя таким образом, чтобы минимизировать колебания давления в цилиндрах за счет, например, снижения максимальной скорости давления $(dp/d\varphi)_{\max} \rightarrow \min$ до ВМТ.

80 %...90 % инерционных свойств КШМ обеспечиваются маховиком. Именно он способствует в зависимости от своего момента инерции сглаживанию M_{Σ} . Для справки в табл. 3.6 приведены моменты инерции КШМ некоторых моделей ДВС самоходных машин.

Табл. 3.6. Моменты инерции КШМ ДВС некоторых машин

Модель	МеМЗ-965	МЗМА-407	М-21	ЗИЛ-130	ЯМЗ-236	Д-54	ЯМЗ-845.10
J_0 , кг·м ²	0,076	0,147	0,274	0,610	2,45	2,26	3,8

3.10. Кинематика и динамика ГРМ

Одной из важнейших характеристик ГРМ двигателя внутреннего сгорания является **время-сечение** A_t его газораспределительных органов (клапанов в клапанном ГРМ или окон в золотниковом ГРМ). Время-сечение показывает суммарную площадь проходного сечения клапанов (окон), которая имеет место за время их открытого состояния. Чем больше время-сечение, тем меньше газодинамические сопротивления при впуске и выпуске.

Применительно к впуску время-сечение соответствует выражению

$$A_{t1} = \int_{t_{r'}}^{t_{a''}} i_1 A_{1j} dt, \quad (3.175)$$

где $t_{r'}$ – момент начала открытия впускного клапана; $t_{a''}$ – момент закрытия впускного клапана; i_1 – количество впускных клапанов в цилиндре; A_{1j} – текущая площадь проходного сечения впускного клапана.

Для четырехтактного ДВС время открытого состояния, например, впускного клапана определяется элементарной зависимостью

$$t_1 = t_{r'} - t_{a''} = \frac{\varphi_{1н} + \pi + \varphi_{1к}}{\omega}, \quad (3.176)$$

где $\varphi_{1н}$ – угол ПКВ относительно ВМТ начала открытия впускного клапана согласно принятым фазам газораспределения; $\varphi_{1к}$ – угол ПКВ относительно НМТ конца закрытия впускного клапана.

Оценив время открытого состояния клапана(ов), вычисляется средняя площадь проходного сечения. Например, для впускного клапана

$$A_{1ср} = \frac{A_{t1}}{t_1}. \quad (3.177)$$

При клапанном ГРМ средняя площадь проходного сечения клапана зависит от конфигурации кулачка распределительного вала. В случае золотникового ГРМ $A_{ср}$ определяется размерами и положением впускных, продувочных и выпускных окон.

В зависимости от конфигурации боковых поверхностей кулачков различают три их типа (рис. 3.58):

- 1) прямобокие;
- 2) выпуклые;
- 3) вогнутые.

В ГРМ ДВС самоходных машин наибольшее применение находят выпуклые кулачки, т. к. позволяют минимизировать удары и скольжение кулачка и толкателя.

Основные геометрические параметры кулачка отражены на рис. 3.59, где точки пересечения основной окружности r_0 с проекциями боковых поверхностей, например для впускного кулачка, соответствуют началу

открытия клапана (R') и концу его закрытия (A''). Подъем и опускание толкателя h_T характеризуются углом кулачка φ_{Π} . Максимальный ход толкателя $h_{\max} = r_c - r_0$ имеет место при угле стояния $2\varphi_c$.

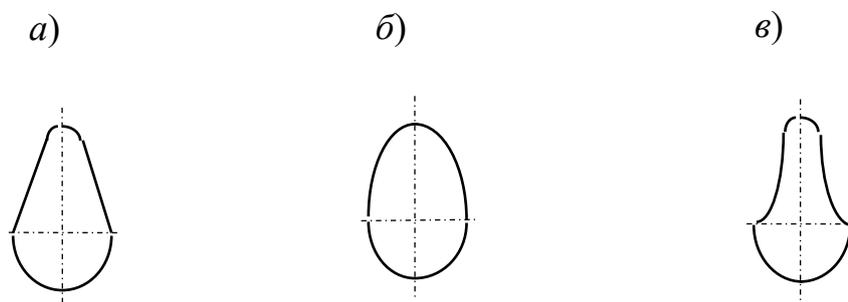


Рис. 3.58. Профили кулачков: a – прямобокие; b – выпуклые; v – вогнутые

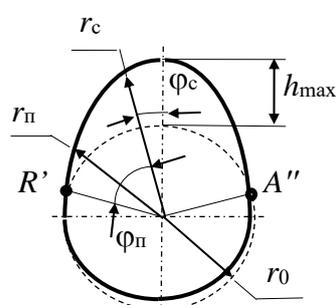


Рис. 3.59. Геометрия выпуклого кулачка

Для уменьшения ударов кулачка о толкатель радиус r_{Π} плавно увеличивают от r_0 к r_c . Интенсивность I_r изменения радиуса подъема кулачка r_{Π} определится зависимостью

$$I_r = \frac{dr_{\Pi}}{d\varphi_{\Pi}}. \quad (3.178)$$

Среднюю интенсивность изменения радиуса кулачка можно оценить по выражению

$$I_{\text{ср.}r} = \frac{r_c - r_0}{\varphi_{\Pi}} = \frac{h_{\max}}{\varphi_{\Pi}}.$$

Половина угла ПКВ, при котором открыт, например, впускной клапан (см. рис. 3.59), вычисляется как

$$\varphi_{\Pi 1} + \varphi_{c1} = \frac{\varphi_{1H} + \pi + \varphi_{1K}}{\tau}, \quad (3.179)$$

где τ – коэффициент тактности двигателя.

Кинематические характеристики работы клапана определяются типом толкателя (плоский или роликовый) и интенсивностью изменения радиуса подъема кулачка I_r , которая зависит от углов φ_{Π} , φ_c , максимального хода толкателя h_{\max} , передаточного числа привода от толкателя к клапану $u_{\text{кл}}$, скоростного режима двигателя ω .

С учетом принятых фаз газораспределения для уменьшения аэродинамических сопротивлений стремятся увеличить угол стояния толкателя φ_c и его максимальный ход h_{\max} . Но для минимизации ударов в ГРМ при работе двигателя на режиме $\omega_{x,x}^{\max}$ необходимо ограничивать максимальные ускорения толкателя при его подъеме: $j_T^{\max} = d^2 h_T / dt^2 < 4000 \text{ м/с}^2$.

Подъем толкателя можно определить с помощью схем на рис. 3.60.

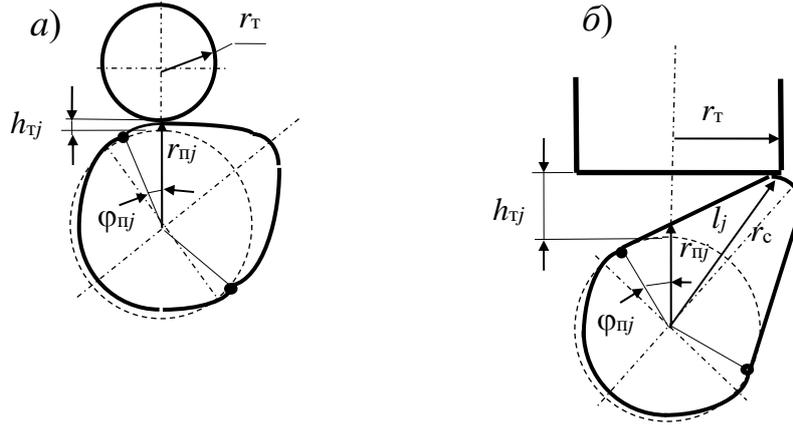


Рис. 3.60. Схемы взаимодействия кулачка с толкателями: *a* – роликовым; *б* – плоским

Текущая величина подъема роликового центрального толкателя при повороте кулачка на текущий угол $\varphi_{пj}$ и условиях $\varphi_{пj} \leq \varphi_{п}$, $r_T < r_{пj}$ определится разницей радиусов кулачка:

$$h_{Tj} = r_{пj} - r_0 = I_r \varphi_{пj}. \quad (3.180)$$

Для плоского толкателя при $\varphi_{пj} \leq \varphi_{п}$ и достаточно большом r_T , обеспечивающим контакт по r_c , величина подъема будет больше:

$$h_{Tj} = r_{пj} - r_0 + l_j \sin \varphi_{пj} = I_r \varphi_{пj} + l_j \sin \varphi_{пj}, \quad (3.181)$$

где l_j – текущая длина хорды от точки касания кулачка с плоским толкателем до текущего радиуса кулачка $r_{пj}$, параллельного оси толкателя, которая вычисляется по выражению

$$l_j = \sqrt{r_c^2 + r_{пj}^2 - 2r_c r_{пj} \cos (\varphi_{п} - \varphi_{пj})}. \quad (3.182)$$

Дифференцируя зависимости для подъема толкателя h_{Tj} , оценивают его скорости v_T и ускорения j_T . Так же, как и в КШМ, это необходимо

для вычисления сил инерции и трения в ГРМ. Так, для роликового толкателя имеем

$$v_{\tau} = \frac{dh_{\tau j}}{dt} = \frac{dh_{\tau j}}{d\varphi_{\pi j}} \frac{d\varphi_{\pi j}}{dt} = \frac{2\omega}{\tau} \frac{d^2 r_{\pi j}}{d\varphi_{\pi j}^2}; \quad (3.183)$$

$$j_{\tau} = \frac{dv_{\tau j}}{dt} = \frac{dv_{\tau j}}{d\varphi_{\pi j}} \frac{d\varphi_{\pi j}}{dt} = \frac{2\omega^2}{\tau} \frac{d^3 r_{\pi j}}{d\varphi_{\pi j}^3}. \quad (3.184)$$

Для плоского толкателя скорость и ускорение можно вычислить как

$$v_{\tau} = \frac{2\omega}{\tau} \left(\frac{d^2 r_{\pi j}}{d\varphi_{\pi j}^2} + \frac{dl_j}{d\varphi_{\pi j}} \cos \varphi_{\pi j} \right); \quad (3.185)$$

$$j_{\tau} = \frac{2\omega^2}{\tau} \left(\frac{d^3 r_{\pi j}}{d\varphi_{\pi j}^3} - \frac{d^2 l_j}{d\varphi_{\pi j}^2} \sin \varphi_{\pi j} \right), \quad (3.186)$$

где производная хорды l_j по углу подъема определится выражением

$$\begin{aligned} \frac{dl_j}{d\varphi_{\pi j}} &= \frac{dr_{\pi j}}{d\varphi_{\pi j}} \frac{r_{\pi j} + r_c \cos(\varphi_{\pi} - \varphi_{\pi j}) \sin(\varphi_{\pi} - \varphi_{\pi j})}{\sqrt{r_c^2 + r_{\pi j}^2 - 2r_c r_{\pi j} \cos(\varphi_{\pi} - \varphi_{\pi j})}} = \\ &= I_r \frac{r_{\pi j} + 0,5r_c \cos 2(\varphi_{\pi} - \varphi_{\pi j})}{l_j}. \end{aligned} \quad (3.187)$$

При контакте толкателя с поверхностью кулачка радиусом r_c его скорость и ускорение равны нулю.

Для оценки перемещений, скоростей и ускорений клапана необходимо соответствующие характеристики толкателя (3.180), (3.181), (3.183)–(3.186) умножить на передаточное число привода $u_{\text{кл}}$.

Зависимости кинематических характеристик толкателя от угла поворота кулачка $\varphi_{\text{к}}$ изображены на рис. 3.61, анализ которых показывает, что при взаимодействии кулачка с толкателем имеют место четыре удара (четыре пика j_{τ}). При $j_{\tau} < 0$ возможен отрыв толкателя от поверхности кулачка. Чтобы этого избежать, необходимо выполнение условия $(F_{\text{п.к}}/u_{\text{кл}}) > F_{j_{\tau}}$,

где $F_{п.к}$ – усилие возвратной пружины клапана; $F_{jт}$ – суммарная сила инерции толкателя, клапана и всех деталей его привода, отнесенная к толкателю.

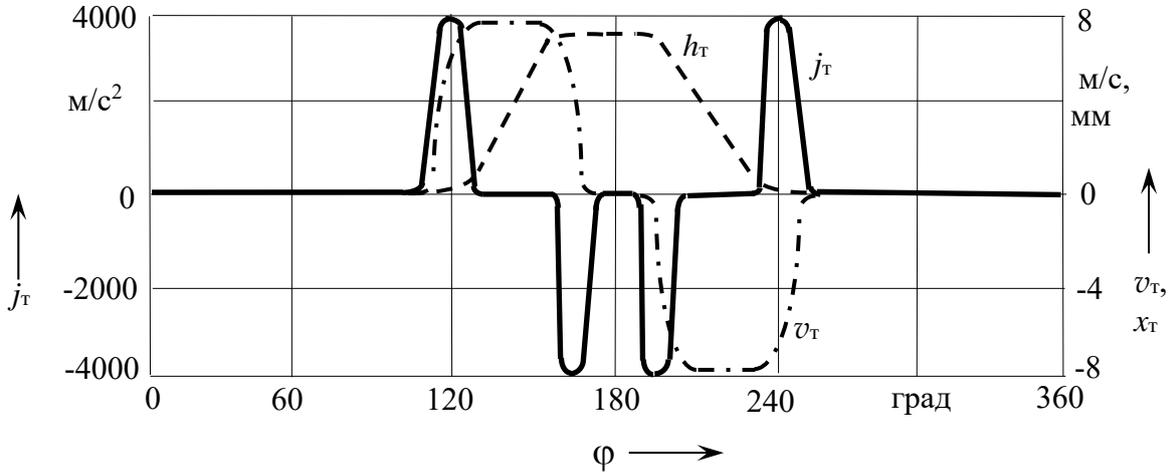


Рис. 3.61. Кинематические характеристики кулачкового ГРМ

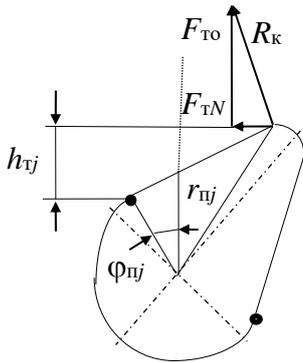


Рис. 3.62. Динамическая модель взаимодействия кулачка с плоским толкателем

Боковую силу $F_{тN}$, прижимающую толкатель к направляющей поверхности скольжения, и реакцию кулачка R_k оценивают с помощью осевой силы $F_{то}$ согласно рис. 3.62:

$$F_{тN} = F_{то} \operatorname{tg}\varphi_{пj}; \quad (3.188)$$

$$R_k = F_{то} \cos\varphi_{пj}, \quad (3.189)$$

где $F_{то} = F_{п.к}/u_{кл} + F_{jт}$.

Модуль силы трения кулачка о толкатель $F_{тр.к}$ пропорционален боковой силе $F_{тN}$, а направление противоположно его окружной скорости. Силы инерции $F_{jт}$, трения толкателя о стенки $F_{тр.т}$ и в подшипниках распределительного вала $F_{тр.рв}$ определяются в полной аналогии с такими же силами КШМ.

3.11. Уравновешивание двигателей

Неуравновешенные силы и моменты механизмов двигателя нагружают как их подвижные элементы, так и корпусные детали мотора и шасси самоходной машины. Учитывая высокие номинальные угловые скорости коленчатых валов современных ДВС, указанные вибрационные нагрузки могут быть весьма значительными [1].

К уравновешенным силам относят такие, у которых, во-первых, одноименная равнодействующая во всех цилиндрах двигателя в любом положении коленчатого вала равна нулю, во-вторых, суммарный изгибающий момент от этих сил равен нулю. В ДВС к таким относят силы давления газов в цилиндрах и силы трения.

Неуравновешенными силами и моментами в поршневых ДВС могут быть:

- силы инерции поступательно движущихся масс F_{jn1} и F_{jn2} ;
- центробежные силы инерции вращающихся масс $F_{ц}$;
- изгибающие моменты M_{jn1} и M_{jn2} от сил F_{jn1} и F_{jn2} ;
- изгибающие моменты $M_{ц}$ от сил $F_{ц}$;
- крутящий момент двигателя $M_{д}$ и реактивный момент его опор M_{R} .

Ни один поршневой ДВС не может быть полностью уравновешен, т. к. и крутящий, и реактивный моменты изменяются в зависимости от угла поворота коленчатого вала и цикловых подач топлива и воздуха. Тем не менее двигатель считается уравновешенным, если при $\omega_{ср} = \text{const}$ соблюдены шесть условий: $\sum F_{jn1} = \sum F_{jn2} = \sum F_{ц} = \sum M_{jn1} = \sum M_{jn2} = \sum M_{ц} = 0$.

Существует два способа уравновешивания указанных сил и моментов:

1) с помощью выбора количества и расположения цилиндров и шатунных шеек коленчатого вала, т. е. рационализацией кривошипной схемы двигателя;

2) с помощью дополнительных масс (противовесов) и валов, создающих новые силы и моменты инерции, уравновешивающие указанные.

Иногда применяют оба этих способа. Чаще вообще отказываются от уравновешивания некоторых сил и моментов, применяя более массивные блок-картер и коленчатый вал, а также систему виброзащиты.

Анализ уравновешенности КШМ проводят с помощью составления уравнений сумм проекций сил инерции на ось первого цилиндра отдельно $\sum F_{jn1}$, $\sum F_{jn2}$ и $\sum F_{ц}$, а также уравнений изгибающих моментов от этих сил $\sum M_{jn1}$, $\sum M_{jn2}$, $\sum M_{ц}$ относительно середины коленчатого вала.

В *одноцилиндровом* моторе не уравновешены все силы инерции, т. е. $F_{jn1} \neq 0$, $F_{jn2} \neq 0$, $F_{ц} \neq 0$. Однако $M_{jn1} = M_{jn2} = M_{ц} = 0$.

Для уравновешивания центробежных сил инерции вращающихся масс кривошипа $F_{ц}$, т. е. для частичной разгрузки коренных подшипников коленчатого вала, на продолжении щек

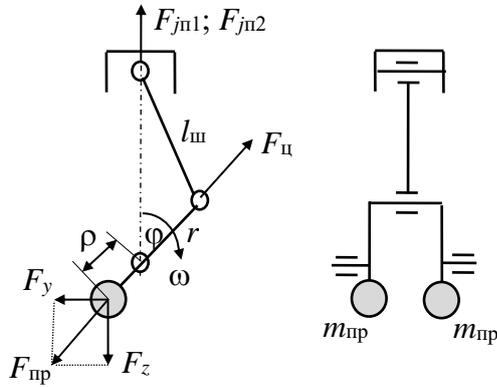


Рис. 3.63. Схема уравновешивания центробежных сил

неуравновешенных масс кривошипа (обычно это расстояние принимают равным радиусу кривошипа R).

Тогда необходимую массу одного противовеса можно оценить по зависимости

$$m_{пр} = \frac{m_{в} r}{2\rho}. \quad (3.191)$$

Следует иметь в виду, что положение центра вращающихся масс кривошипа зависит от положения шатуна, т. е. от угла поворота коленчатого вала φ . Это связано с тем, что стержень шатуна может находиться как внутри кривошипа, так и вне его, да и в любом промежуточном положении. Поэтому с помощью указанных противовесов полностью уравновесить вращающиеся массы КШМ нельзя.

Если центробежные силы противовесов разложить на вертикальные F_z и горизонтальные F_y составляющие (см. рис. 3.63), то F_z может полностью или частично уравновесить силу F_{jn1} . Но F_y не уравновешивает ничего, т. е. в одноцилиндровом двигателе с помощью противовесов на продолжении щек кривошипа нельзя уравновесить силы инерции поступательно движущихся масс F_{jn1} и F_{jn2} . Для их уравновешивания применяется *метод Ланчестера*, суть которого заключается в использовании дополнительных валов с противовесами (рис. 3.64).

на продолжении щек устанавливают противовесы (рис. 3.63). При этом должно выполняться условие $F_{пр} = -F_{ц}$, где $F_{пр}$ – центробежная сила противовесов.

Суммарная центробежная сила противовесов

$$F_{пр} = 2 m_{пр} \rho \omega^2 = -m_{в} r \omega^2, \quad (3.190)$$

где ρ – расстояние от оси вращения коленчатого вала до центра масс противовесов; r – расстояние от оси вращения коленчатого вала до центра

Уравновешивание сил инерции поступательно движущихся масс первого порядка F_{jn1} осуществляют противовесы, закрепленные на валах с центрами O_1 и O_2 соответственно. Эти валы должны располагаться симметрично оси цилиндра и иметь угловые скорости ω , равные коленчатому валу. При вращении данных противовесов в противоположные стороны вертикальные составляющие их центробежных сил $\sum F_{np1}$ компенсируют F_{jn1} , а горизонтальные составляющие уравновешивают друг друга. Массы данных противовесов можно вычислить по зависимости (3.191), но вместо m_B и r необходимо подставлять $m_{п1}$ и R .

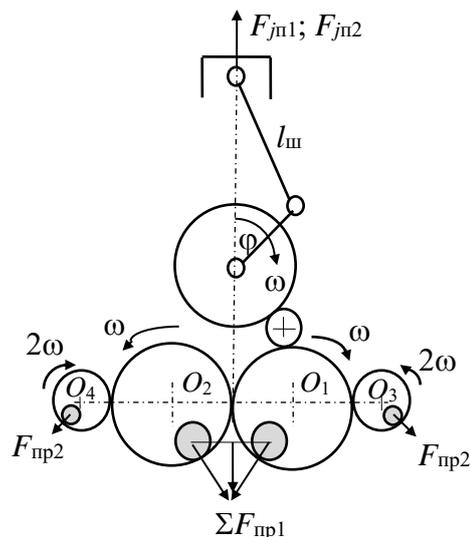


Рис. 3.64. Иллюстрация метода Ланчестера

Силы инерции поступательно движущихся масс второго порядка F_{jn2} уравновешивают противовесы с центрами O_3 и O_4 . Их угловые скорости составляют 2ω , а массы, с учетом $F_{jn2} = -\sum F_{np2}$, оценивают как

$$m_{np2} = \frac{m_{п1} R \lambda_{ш}}{2\rho}. \quad (3.192)$$

Если уравновешивать F_{jn1} совместно с $F_{п1}$ противовесами на продолжении шек кривошипа, то для компенсации горизонтальной составляющей F_z необходимо располагать дополнительные валы O_1 и O_2 вертикально.

Метод Ланчестера применялся для уравновешивания F_{jn1} на серийных одноцилиндровых двигателях Д-14, Д-20 и некоторых других. Силы F_{jn2} в таких моторах, как правило, не уравновешивают из-за их незначительности.

Двухцилиндровые двигатели могут иметь пять схем КШМ:

- 1) цилиндры в ряд и кривошипы в одну сторону (рис. 3.65, а);
- 2) цилиндры в ряд и кривошипы в противоположные стороны (рис. 3.65, б);
- 3) оппозитное расположение цилиндров с противоположным расположением кривошипов (рис. 3.65, в), применяется, например, на тяжелых мотоциклах;

4) оппозитное расположение цилиндров с общим кривошипом (рис. 3.65, *з*);

5) V-образное расположение цилиндров с общим кривошипом (рис. 3.65, *д*).

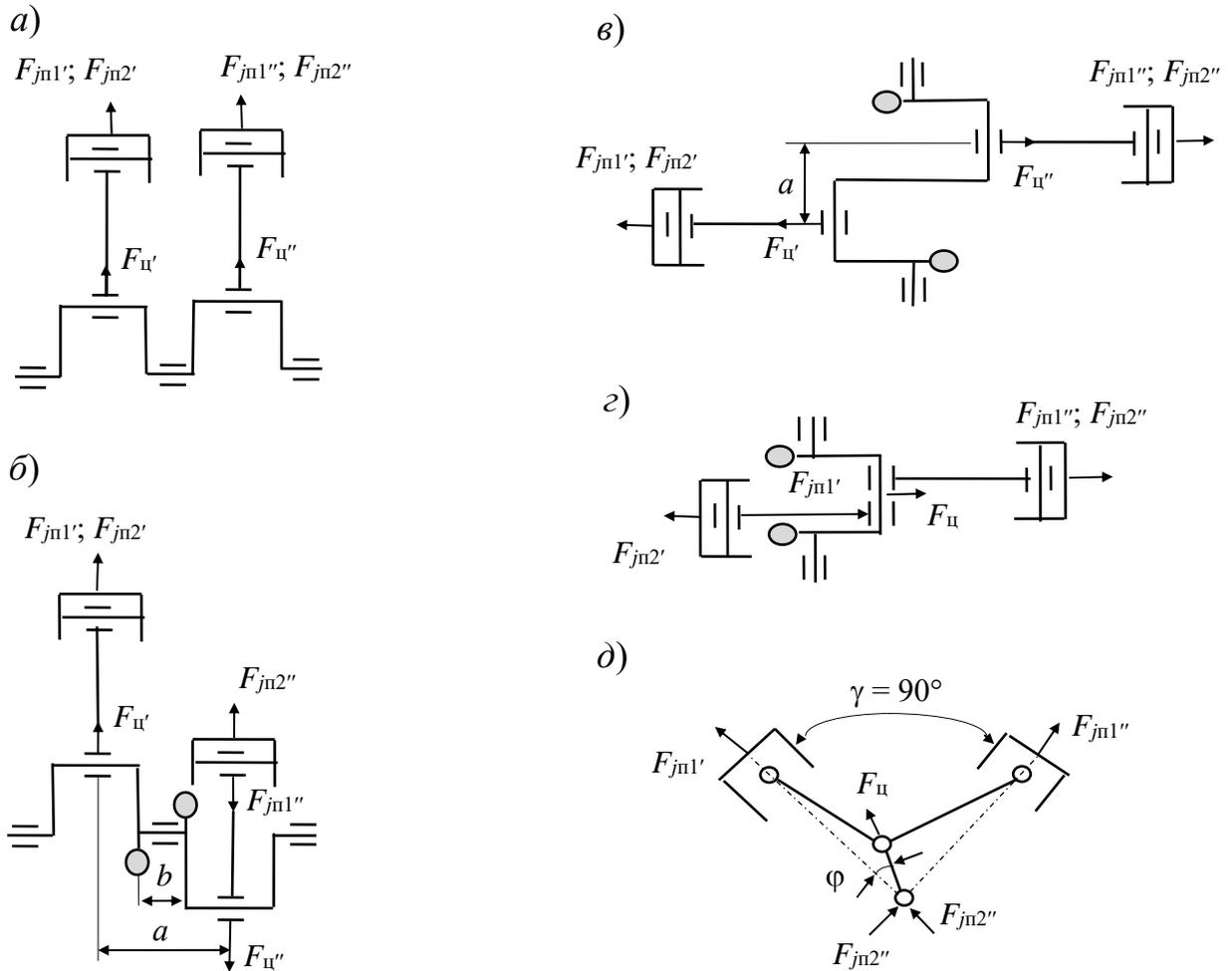


Рис. 3.65. Схемы КШМ двухцилиндровых ДВС

Если с обеих сторон каждой шатунной шейки коленчатого вала имеются коренные, то такой вал называется полноопорным. Три последние схемы, приведенные на рис. 3.65, имеют неполноопорные коленчатые валы, а значит, при значительном форсировании мотора затруднительно получить достаточную жесткость КШМ.

Первая схема применяется для четырехтактных двигателей. Вспышки в цилиндрах и другие процессы чередуются через $\delta\varphi = 360^\circ$. Изгибающие моменты от всех сил инерции уравновешены, а сами силы нет. Способы

уравновешивания $\sum F_{jп1}$, $\sum F_{jп2}$ и $\sum F_{ц}$ такие же, как для одноцилиндрового ДВС.

Вторая схема (см. рис. 3.65, б) применяется как для двухтактных, так и для четырехтактных моторов. В последнем случае вспышки чередуются неравномерно – сначала $\delta\varphi = 180^\circ$, затем $\delta\varphi = 540^\circ$ и т. д. Силы инерции поступательно движущихся масс первого порядка уравновешены, т. к. уравнение суммы этих сил имеет вид

$$\sum F_{jп1} = \vec{F}_{jп1'} + \vec{F}_{jп1''} = m_{п}R\omega^2\cos\varphi + m_{п}R\omega^2\cos(\varphi + 2\pi) = 0. \quad (3.193)$$

Силы $F_{jп2'}$ и $F_{jп2''}$ всегда направлены в одну сторону, поэтому не уравновешены:

$$\sum F_{jп2} = m_{п}R\omega^2\lambda_{ш} [\cos 2\varphi + \cos 2(\varphi + 2\pi)] = 2m_{п}R\omega^2\lambda_{ш}\cos 2\varphi. \quad (3.194)$$

Равнодействующая центробежных сил $\sum F_{ц} = 0$.

От совместного действия сил $F_{jп1'}$ и $F_{jп1''}$ появляется момент

$$\sum M_{jп1} = aF_{jп1} = am_{п}R\omega^2\cos\varphi, \quad (3.195)$$

где a – расстояние между осями цилиндров.

С помощью противовесов на продолжении щек кривошипов можно момент $\sum M_{jп1}$ перевести из профильной плоскости, проходящей через оси цилиндров, в горизонтальную. При этом должно выполняться соотношение (см. рис. 3.65, б)

$$am_{п}R\omega^2\cos\varphi = -bm_{пр}\rho\omega^2\cos\varphi, \quad (3.196)$$

где b – расстояние между центрами масс противовесов в профильной плоскости.

Силы инерции поступательно движущихся масс второго порядка не образуют момента, т. е. $\sum M_{jп2} = 0$, но центробежные силы дают момент

$$\sum M_{ц} = aF_{ц} = am_{в}r\omega^2. \quad (3.197)$$

Этот вращающийся момент может быть уравновешен противовесами аналогично $\sum M_{jп1}$ по (3.196), но вместо $m_{п}$ и R надо подставлять $m_{в}$ и r .

Четырехтактный двигатель с третьей схемой КШМ (см. рис. 3.65, в) имеет равномерные интервалы между вспышками: $\delta\varphi = 360^\circ$. Все силы инерции уравновешены. Однако имеют место моменты от них. Так, $\sum M_{jп1}$ можно вычислить по (3.195), $\sum M_{ц}$ – по (3.197), а $\sum M_{jп2}$ – по зависимости

$$\sum M_{jп2} = aF_{jп2} = am_{п}R\omega^2\lambda_{ш}\cos 2\varphi. \quad (3.198)$$

Момент от центробежных сил может быть уравновешен с помощью противовесов на продолжении щек кривошипов, а моменты от сил инерции поступательно движущихся масс – методом Ланчестера. Однако в оппозитном двигателе расстояние между осями цилиндров (плечо a) значительно меньше по сравнению с рядным мотором, поэтому вибрации, генерируемые неуравновешенными $\sum M_{jп1}$ и $\sum M_{jп2}$, сравнительно небольшие.

В ДВС с четвертой схемой КШМ (см. рис. 3.65, з), в случае четырехтактного мотора, вспышки чередуются неравномерно – то $\delta\varphi = 180^\circ$, то $\delta\varphi = 540^\circ$ (в двухтактном всегда $\delta\varphi = 180^\circ$). $\sum F_{jп2} = \sum M_{jп1} = \sum M_{jп2} = \sum M_{ц} = 0$. Не уравновешены только силы инерции поступательно движущихся масс первого порядка и центробежные силы:

$$\sum F_{jп1} = 2m_{п}R\omega^2\cos\varphi; \quad (3.199)$$

$$\sum F_{ц} = 2m_{вр}\omega^2. \quad (3.200)$$

И $\sum F_{jп1}$, и $\sum F_{ц}$ уравновешиваются с помощью противовесов на продолжении щек. Такое возможно только для двухцилиндровых моторов с общим кривошипом (см. рис. 3.65, з, д).

В ДВС с последней схемой (см. рис. 3.65, д), если принять угол между цилиндрами (угол развала) $\gamma = 90^\circ$, то в четырехтактном моторе вспышки, согласно (3.165), чередуются неравномерно – то через $\delta\varphi = 270^\circ$, то $\delta\varphi = 450^\circ$, а в двухтактном $\delta\varphi = 90^\circ$ и $\delta\varphi = 270^\circ$. Сумму сил инерции поступательно движущихся масс первого порядка можно определить по выражению

$$\sum F_{jп1} = \vec{F}_{jп1'} + \vec{F}_{jп1''} = \sqrt{(m_{п}R\omega^2\cos\varphi)^2 + [m_{п}R\omega^2\cos(\varphi + \gamma)]^2} = m_{п}R\omega^2. \quad (3.201)$$

Эта результирующая сила ($\sum F_{jп1}$) постоянна по модулю и направлена под углом φ к оси первого цилиндра (левого на рис. 3.65, д), т. е. вдоль

кривошипа. Она может быть уравновешена вместе с силой $\sum F_{\text{ц}}$ противовесами на продолжении щек, так же как в предыдущей схеме.

Суммарная сила инерции поступательно движущихся масс второго порядка для рассматриваемого мотора не равна нулю:

$$\begin{aligned} \sum F_{j\pi 2} &= \sqrt{\left(m_{\pi} R \omega^2 \lambda_{\text{ш}} \cos 2\varphi\right)^2 + \left[m_{\pi} R \omega^2 \lambda_{\text{ш}} \cos 2(\gamma - \varphi)\right]^2} = \\ &= \sqrt{2} m_{\pi} R \omega^2 \lambda_{\text{ш}} \cos 2\varphi. \end{aligned} \quad (3.202)$$

Сила $\sum F_{j\pi 2}$ всегда действует в горизонтальной плоскости и в интервалах угла φ ПКВ от 0° до 45° , от 135° до 225° и от 315° до 360° направлена влево на рис. 3.65, δ , а при других φ – вправо. Данная сила уравновешивается методом Ланчестера.

Если оси цилиндров V-образного ДВС лежат в одной плоскости, т. е. применяется вильчатый или прицепной шатун для одного из цилиндров, тогда имеем $\sum M_{j\pi 1} = \sum M_{j\pi 2} = \sum M_{\text{ц}} = 0$. В противном случае указанные моменты можно вычислить по (3.195), (3.197) и (3.198), но, как отмечено ранее, данные моменты относительно невелики.

В *трехцилиндровом* моторе кривошипы располагают под углом 120° (пространственная схема коленчатого вала), а цилиндры – в ряд (рис. 3.66). При этом в четырехтактном двигателе вспышки чередуются через $\delta\varphi = 240^\circ$, а в двухтактном – через $\delta\varphi = 120^\circ$.

Все силы инерции уравновешены: $\sum F_{j\pi 1} = \sum F_{j\pi 2} = \sum F_{\text{ц}} = 0$. Однако для разгрузки коренных подшипников коленчатого вала от центробежных сил каждого кривошипа (местных центробежных сил) могут применяться противовесы.

Составляя уравнение суммы изгибающих моментов от сил инерции поступательно движущихся масс $\sum M_{j\pi 1}$ и $\sum M_{j\pi 2}$ относительно середины коленчатого вала (точка O на рис. 3.66), имеем зависимости

$$\sum M_{j\pi 1} = a\vec{F}_{j\pi 1'} + a\vec{F}_{j\pi 1''} = am_{\pi} R \omega^2 \left[\cos \varphi + \cos \left(\varphi + \frac{2\pi}{3} \right) \right]; \quad (3.203)$$

$$\sum M_{j\pi 2} = a\vec{F}_{j\pi 2'} + a\vec{F}_{j\pi 2''} = am_{\pi} R \omega^2 \lambda_{\text{ш}} \left[\cos 2\varphi + \cos 2 \left(\varphi + \frac{2\pi}{3} \right) \right]. \quad (3.204)$$

Эти моменты действуют в плоскости, проходящей через оси цилиндров. Их уравнивание возможно методом Ланчестера.

Момент от центробежных сил кривошипов $\sum M_{\text{ц}}$ определяется аналогично $\sum M_{j_{\text{п}1}}$ и $\sum M_{j_{\text{п}2}}$. Действует изгибающий момент от центробежных сил во вращающейся плоскости, опережая плоскость первого кривошипа на 30° , и по модулю

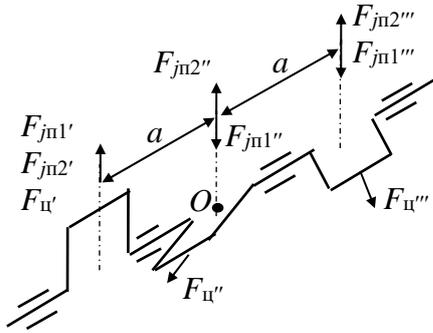


Рис. 3.66. Схема сил инерции в трехцилиндровом ДВС

$$\sum M_{\text{ц}} = \sqrt{3} am_{\text{в}}r\omega^2. \quad (3.205)$$

Уравнивается момент $\sum M_{\text{ц}}$ с помощью противовесов на продолжении щек первого и третьего цилиндров. Причем противовесы первого цилиндра должны быть смещены на 30° по ходу вращения коленчатого вала.

У **четырёхцилиндровых четырёхтактных рядных** ДВС все кривошипы коленчатого вала лежат в одной плоскости (плоская схема). Чередование вспышек происходит через одинаковые промежутки: $\delta\varphi = 180^\circ$. Последовательность работы цилиндров 1–2–4–3 или 1–3–4–2. Выбор именно таких порядков работы цилиндров связан с тем, что для снижения тепловых и динамических нагрузок стремятся избегать следования рабочих ходов в соседних цилиндрах. Данная схема КШМ (рис. 3.67) впервые применена Карлом Бенцем и присуща большинству моделей автотракторных двигателей.

В таких моторах равнодействующие сил инерции поступательно движущихся масс первого порядка $\sum F_{j_{\text{п}1}}$ и центробежных сил $\sum F_{\text{ц}}$ равны нулю, а сумма сил инерции поступательно движущихся масс второго порядка

$$\sum F_{j_{\text{п}2}} = 4m_{\text{п}}R\omega^2\lambda_{\text{ш}}\cos 2\varphi. \quad (3.206)$$

Равнодействующая $\sum F_{j_{\text{п}2}}$ приложена к середине коленчатого вала. Ее

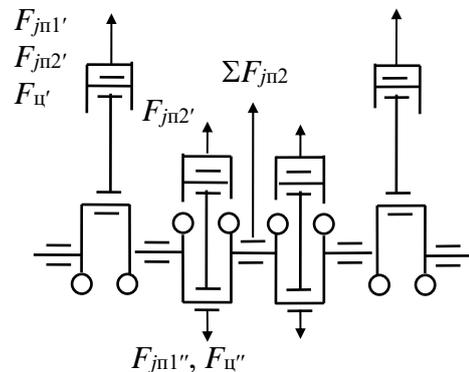


Рис. 3.67. Схема сил в четырёхцилиндровом рядном ДВС

можно уравновесить методом Ланчестера, но обычно этого не делают.

Изгибающих моментов от сил инерции в четырехцилиндровом двигателе нет, т. е. $\sum M_{jп1} = \sum M_{jп2} = \sum M_{ц} = 0$. Для разгрузки коренных подшипников коленчатого вала от местных сил инерции применяют противовесы.

В **четырёхцилиндровом четырёхтактном оппозитном** моторе (VW «Жук», рис. 3.68) все силы инерции уравновешены, т. е., как в трёхцилиндровом рядном двигателе, имеем $\sum F_{jп1} = \sum F_{jп2} = \sum F_{ц} = 0$. Моменты $\sum M_{jп1}$ и $\sum M_{ц}$ также равны нулю, но момент от сил инерции поступательно движущихся масс второго порядка $\sum M_{jп2}$ не равен нулю. Его можно оценить по зависимости

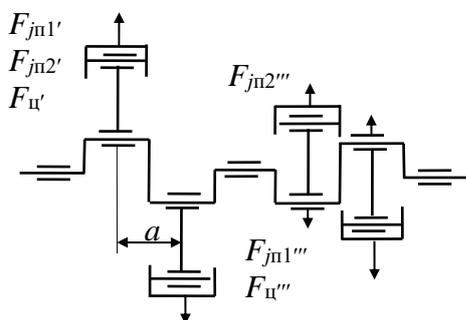


Рис. 3.68. Схема сил в оппозитном четырёхцилиндровом ДВС

$$\sum M_{jп2} = 2am_{п}R\omega^2\lambda_{ш}\cos 2\varphi. \quad (3.207)$$

Если в оппозитном двигателе первый и четвёртый цилиндры располагать с одной стороны, а второй и третий – с другой, то все силы и моменты инерции будут уравновешены, но вспышки будут происходить одновременно в двух цилиндрах.

Для **V-образных четырёхцилиндровых четырёхтактных** двигателей с $\gamma = 90^\circ$ с целью обеспечения равномерных интервалов между вспышками ($\delta\varphi = 180^\circ$) применяют пространственный коленчатый вал с углом между кривошипами 90° , например ЗАЗ-968 (рис. 3.69).

В таком моторе уравновешены только силы инерции поступательно движущихся масс первого порядка и центробежные силы: $\sum F_{jп1} = \sum F_{ц} = 0$. Суммарная сила инерции поступательно движущихся масс второго порядка при прочих равных условиях на треть меньше, чем в рядном двигателе, и составляет величину

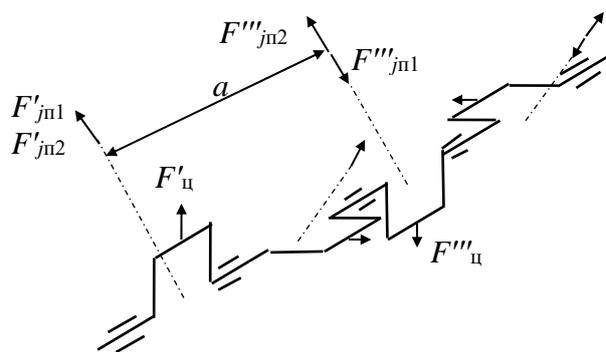


Рис. 3.69. Схема сил инерции в V-образном четырёхцилиндровом ДВС

$$\sum F_{jп2} = 2\sqrt{2}m_{п}R\omega^2\lambda_{ш}\cos 2\varphi. \quad (3.208)$$

Моменты от сил инерции оценивают по выражениям

$$\sum M_{jп1} = \sqrt{2}am_{п}R\omega^2 \cos \varphi; \quad (3.209)$$

$$\sum M_{jп2} = \sqrt{2}bm_{п}R\omega^2 \lambda_{ш} \cos 2\varphi; \quad (3.210)$$

$$\sum M_{ц} = \sqrt{2}am_{в}r\omega^2, \quad (3.211)$$

где a – расстояние между осями цилиндров одного ряда; b – расстояние между противовесами на дополнительном валу для уравнивания $\sum M_{jп1}$, который имеет значительную величину и поэтому всегда уравнивается.

Моменты $\sum M_{jп1}$ и $\sum M_{jп2}$ действуют в горизонтальной плоскости, проходящей через ось коленчатого вала. Момент $\sum M_{ц}$ является вращающимся и опережает плоскость первого кривошипа на 45° . Уравнивается он по аналогии с трехцилиндровым мотором.

Для **шестицилиндровых четырехтактных** двигателей применяют четыре схемы КШМ:

- 1) рядное расположение цилиндров с кривошипами под углом 120° ;
- 2) оппозитное расположение цилиндров с кривошипами под углом 120° ;
- 3) V-образное под углом $\gamma = 90^\circ$ расположение цилиндров с попарно спаренными кривошипами под углом 120° (неполноопорный коленчатый вал);
- 4) V-образное под углом $\gamma = 60^\circ$ расположение цилиндров с кривошипами под углом 60° .

Первая указанная схема (рис. 3.70, а) применялась на ЗИЛ-164, ГАЗ-51 и др., вторая – на БМД. Представитель третьей схемы (рис. 3.70, б) – дизель ЯМЗ-236.

Для первой и второй схем шестицилиндрового двигателя вспышки чередуются через одинаковые интервалы: $\delta\varphi = 120^\circ$. Порядок работы цилиндров 1–5–3–6–2–4 или 1–4–2–6–3–5. Такие моторы полностью уравновешены, т. е. у них имеет место $\sum F_{jп1} = \sum F_{jп2} = \sum F_{ц} = \sum M_{jп1} = \sum M_{jп2} = \sum M_{ц} = 0$.

В случае использования третьей схемы вспышки чередуются через разные интервалы: $\delta\varphi_{2n} = 90^\circ$ и $\delta\varphi_{2n+1} = 150^\circ$. Поэтому обычно в таких случаях для уменьшения крутильных колебаний устанавливают маховик с моментом инерции примерно на 70 % больше по сравнению с предыдущими схемами, что приводит к ухудшению топливной экономичности машины.

Применяют порядок работы цилиндров 1–2–3–4–5–6 или 1–5–3–4–2–6. Все силы инерции уравновешены, т. е. $\sum F_{jп1} = \sum F_{jп2} = \sum F_{ц} = 0$, а моменты от этих сил нет:

$$\sum M_{jп1} = \sqrt{3}am_{п}R\omega^2; \quad (3.212)$$

$$\sum M_{jп2} = \sqrt{2}am_{п}R\omega^2\lambda_{ш}(1,5\cos 2\varphi + 0,87\sin 2\varphi); \quad (3.213)$$

$$\sum M_{ц} = \sqrt{3}am_{B}r\omega^2. \quad (3.214)$$

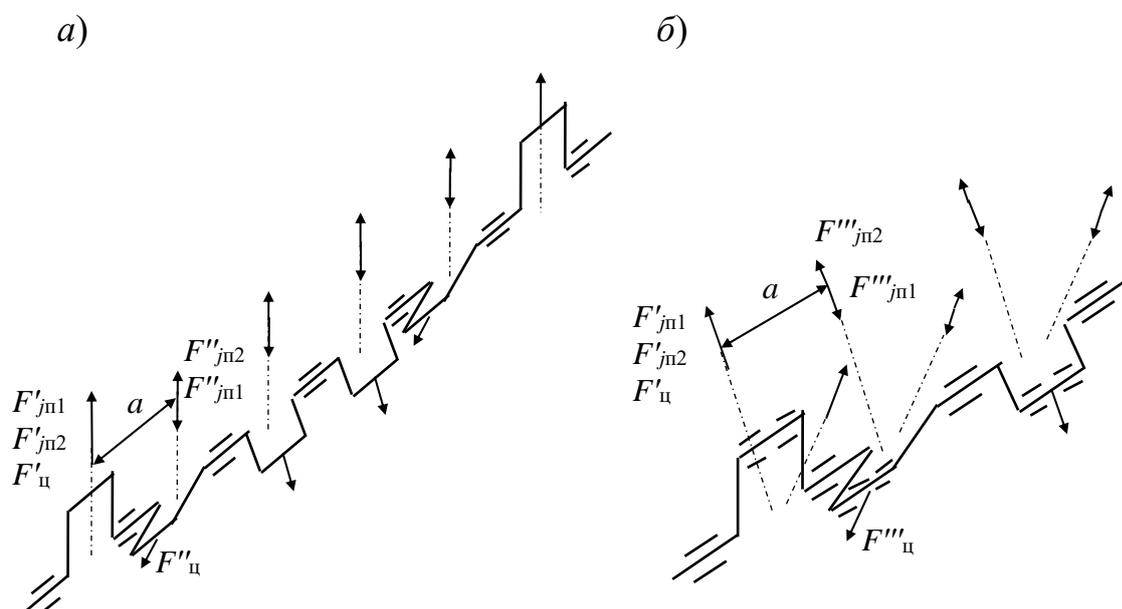


Рис. 3.70. Схемы сил инерции в шестицилиндровых ДВС

Моменты $\sum M_{jп1}$ и $\sum M_{ц}$ действуют во вращающейся плоскости, опережающей плоскость первого кривошипа на 30° . Эти моменты могут быть уравновешены противовесами на продолжении щек. $\sum M_{jп2}$ действует в горизонтальной плоскости. Уравновешивается методом Ланчестера.

Четвертая указанная схема применяется на двигателе ЗМЗ-24-16 и ряде других. Имеет следующие характеристики: $\sum F_{jп1} = \sum F_{jп2} = \sum F_{ц} = 0$;

$$\sum M_{jп1} = 1,5am_{п}R\omega^2; \quad (3.215)$$

$$\sum M_{jп2} = 1,5am_{п}R\omega^2\lambda_{ш}; \quad (3.216)$$

$$\sum M_{\text{ц}} = [2a + b + \sqrt{3}(a - b)] m_{\text{в}} r \omega^2. \quad (3.217)$$

Моменты $\sum M_{j_{\text{п1}}}$ и $\sum M_{\text{ц}}$ уравниваются с помощью противовесов на продолжении щек, а $\sum M_{j_{\text{п2}}}$ – противовесами на одном дополнительном валу.

Для **восьмицилиндровых четырехтактных** двигателей применяют три схемы КШМ:

- 1) V-образный с $\gamma = 90^\circ$ (рис. 3.71, а);
- 2) рядный (рис. 3.71, б);
- 3) оппозитный.

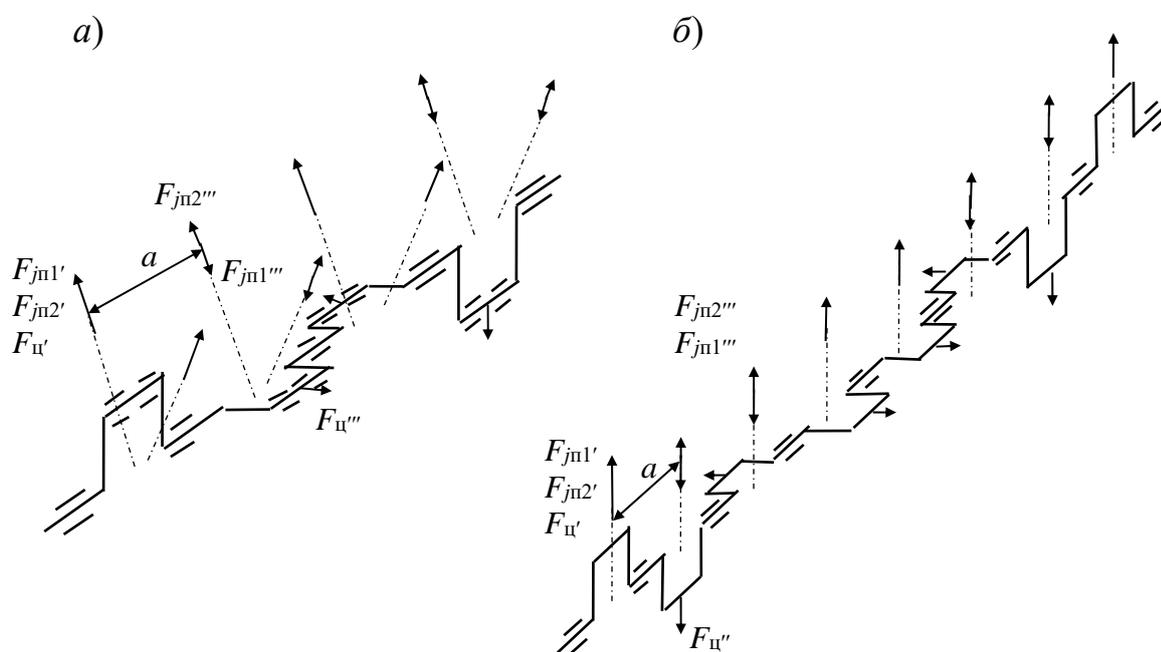


Рис. 3.71. Схемы сил инерции в восьмицилиндровых ДВС

В первой схеме рассматриваемых двигателей коленчатый вал неполноопорный. Это моторы ЯМЗ-238, ЗИС-111, ЗИЛ-130, ЗИЛ-375, ЗМЗ-13, ЗМЗ-66 и ряд других. Порядок работы цилиндров 1–2–7–3–4–5–6–8. Вспышки чередуются через $\delta\varphi = 90^\circ$. $\sum F_{j_{\text{п1}}} = \sum F_{j_{\text{п2}}} = \sum F_{\text{ц}} = \sum M_{j_{\text{п2}}} = 0$.

$$\sum M_{j_{\text{п1}}} = \sqrt{10} a m_{\text{п}} R \omega^2; \quad (3.218)$$

$$\sum M_{\text{ц}} = \sqrt{10} a m_{\text{в}} r \omega^2. \quad (3.219)$$

Моменты $\sum M_{jп1}$ и $\sum M_{ц}$ действуют во вращающейся плоскости, опережающей плоскость первого кривошипа на $18^{\circ}26'$. Уравновесить такие моменты можно с помощью противовесов на продолжении штек.

Вторую схему имел двигатель ЗИС-110. Порядок работы 1–6–2–5–8–3–7–4. Вспышки следуют через $\delta\varphi = 90^{\circ}$. Все силы инерции и моменты от них уравновешены: $\sum F_{jп1} = \sum F_{jп2} = \sum F_{ц} = \sum M_{jп1} = \sum M_{jп2} = \sum M_{ц} = 0$. Для разгрузки коренных подшипников от местных сил инерции применяли противовесы на продолжении штек. Из-за чрезмерной длины коленчатого вала и блока цилиндров возникали большие технологические трудности, а также сложности в компоновке двигателя на машине. Поэтому такие моторы имеют весьма ограниченное применение.

В случае оппозитного восьмицилиндрового ДВС существует две разновидности:

- 1) с «плоским» коленчатым валом и двумя шатунами на шейке;
- 2) с кривошипами под прямым углом и полноопорным валом.

В первом случае вспышки следуют через 180° сразу в двух цилиндрах с порядком (1 + 4) – (3 + 8) – (7 + 6) – (5 + 2). Все силы и моменты инерции уравновешены. Во втором случае вспышки следуют через $\delta\varphi = 90^{\circ}$, но неуравновешен $\sum M_{jп1}$, действующий в плоскости цилиндров.

Двенадцатицилиндровый V-образный двигатель полностью уравновешен в независимости от γ , т. к. его можно рассматривать, как два рядных шестицилиндровых мотора. Обычно $\gamma = 60^{\circ}$, а коленчатый вал с шестью шатунными шейками, на каждой из которых по два шатуна. Тогда вспышки идут через 60° , а порядок работы цилиндров 1–12–9–4–5–8–11–2–3–10–7–6.

4. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДВС

Перед специалистами и работниками предприятий стоит задача повышения конкурентоспособности выпускаемой продукции. Одним из путей решения этой проблемы является улучшение качества проектирования новых моделей машин. Чем выше качество проекта, тем лучше характеристики изделия, меньше требуется средств и времени для последующей его доводки и постановки на производство. Это в полной мере относится к двигателям самоходных машин. Несмотря на многолетний опыт их проектирования, производства и эксплуатации, имеются значительные резервы в улучшении мощностных, экономических и экологических характеристик. Достаточно вспомнить, что КПД наиболее совершенных моделей поршневых ДВС не превышает 50 %.

Создание новой машины в современных условиях связано с широким использованием систем автоматизированного проектирования (САПР), позволяющих приблизиться к так называемому сквозному проектированию, т. е. автоматизированным способом решать вопросы от разработки технического задания до изготовления чертежей, а в мелкосерийном производстве до разработки программ для станков с числовым программным управлением (ЧПУ).

Существенно приблизиться к сквозному проектированию способствует *комплексное моделирование* процессов, протекающих в механизмах и системах создаваемой машины. Модель – это упрощенное (абстрактное) представление реального объекта. Степень упрощения зависит от задач, стоящих перед исследователем. Под комплексным моделированием понимается совокупность математических и физических моделей с применением ЭВМ, предназначенных для решения широкого круга задач, например исследования кинематики и динамики механизмов и систем, термодинамического анализа рабочего тела, напряженно-деформированного состояния конструкций и т. д.

При комплексном моделировании вначале используется модель всей машины целиком с переменными сосредоточенными параметрами, где имитируются основные процессы, протекающие в двигателе, трансмиссии и ходовой части с учетом воздействий оператора по управлению подачей топлива, сцеплением, коробкой передач и др., а также с учетом воздействий внешней среды, например микро- и макропрофиля опорной поверхности. Такая модель позволяет адекватно оценивать нагруженность механизмов и систем машины, обоснованно выбирать их основные

параметры и характеристики. Затем применяются модели с распределенными параметрами, с помощью которых оценивают напряжения, деформации и резонансные частоты конструкции. На каждом этапе проекта используются регрессионные модели и корреляционный анализ, позволяющие выяснить зависимость оценочных характеристик от варьируемых параметров, а значит, принимать оптимальные конструкторские решения. Такой подход дает возможность обоснованно назначать форму каждой детали механизма, ее размеры, материалы и т. д., т. е. получать качественную конструкторскую документацию, не требующую значительных корректировок по результатам натурных испытаний. Алгоритм сквозного проектирования отражен на рис. 4.1.

Практически все элементы самоходной машины имеют, во-первых, сложное нагружение, во-вторых, большие динамические нагрузки. В данных условиях весьма не просто добиться рациональной конструкции, т. е. такой, которая обладает достаточными для нормальной эксплуатации прочностью и жесткостью при оптимальных габаритах, массе и трудоемкости изготовления и обслуживания. Ключевыми факторами при выборе параметров, например кривошипно-шатунного механизма двигателя, являются: оценка внешних факторов, действующих на ту или иную деталь (сил, моментов, температур и т. п.); методики определения напряжений, деформаций, перемещений и их допускаемых значений.

Многим моделям отечественной самоходной техники свойственны повышенные материалоемкость, токсичность и шумность, недостаточные надежность, производительность и топливная экономичность, что напрямую связано с качеством проектирования. Поэтому внедрение методологии комплексного моделирования процессов, протекающих в механизмах и системах создаваемой машины, является актуальной задачей, позволяющей приблизиться к сквозному проектированию, улучшить потребительские качества техники, ускорить процесс ее создания и снизить затраты на доводку.

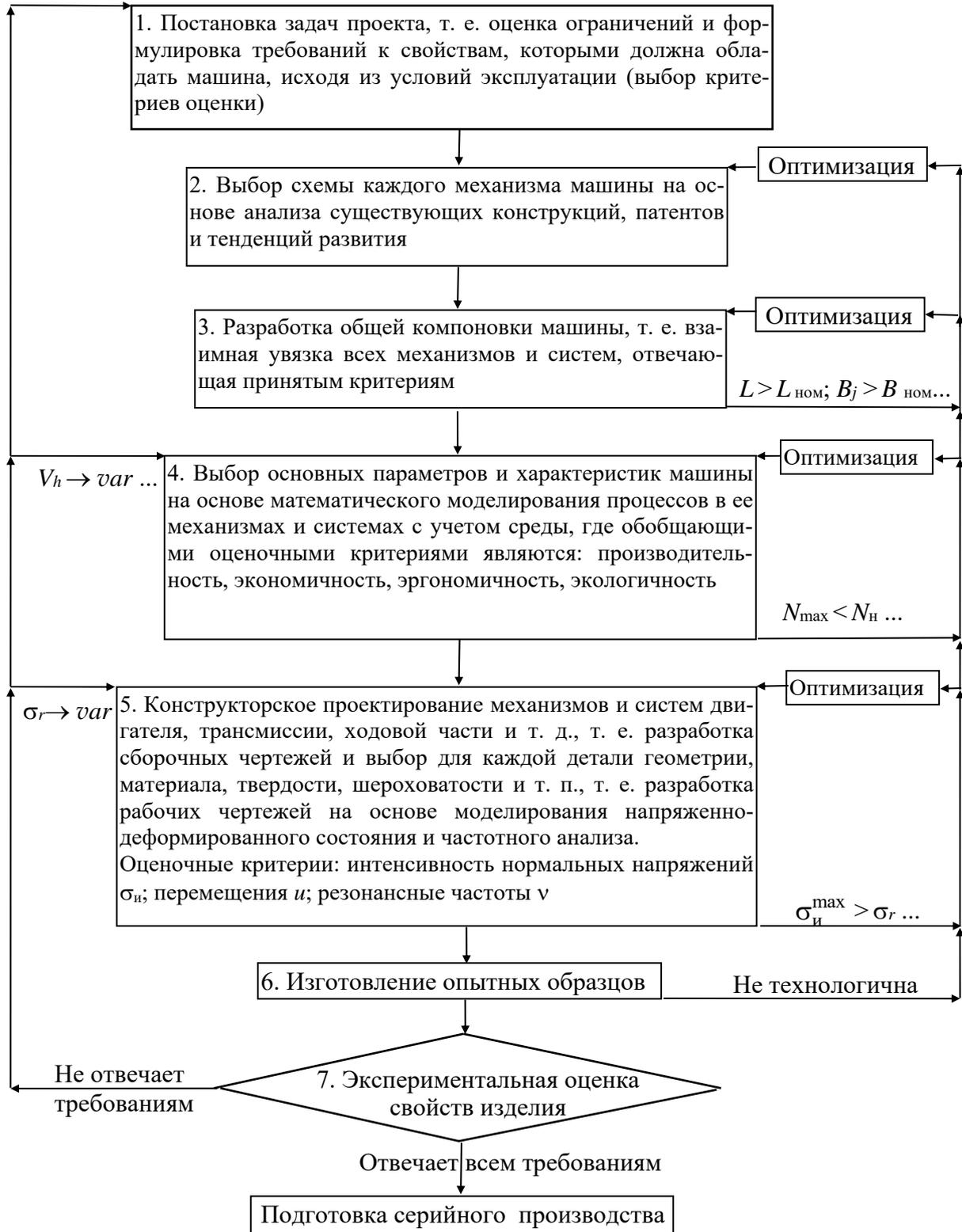


Рис. 4.1. Алгоритм сквозного проектирования самоходной машины

4.1. Расчетные режимы, допускаемые напряжения и деформации

Нагрузки, действующие в том или ином механизме, определяются скоростным и нагрузочным режимами работы. При выборе конструктивных параметров деталей исходят из экстремальных режимов с точки зрения нагруженности. Поэтому анализ прочности и жесткости деталей механизма или системы проводят для режима, при котором происходит самое неблагоприятное сочетание нагрузок, когда имеют место напряжения, наибольшие из возможных. Двигатель, трансмиссия и ходовая часть самоходной машины наиболее сильно нагружены в режимах: интенсивного разгона; движения с максимальной скоростью; наибольшей крюковой нагрузки; преодоления затяжных подъемов, спусков и значительных единичных неровностей.

Вместе с тем следует отметить, что не все из указанных режимов движения при реальной (коммерческой) эксплуатации часто встречаются. Поэтому выбор параметров деталей разумно назначать исходя из среднестатистических нагрузок данной модели машины.

Для ДВС выделяют три экстремальных режима:

- 1) максимальной угловой скорости коленчатого вала $\omega_{x.x}^{\max}$, когда инерционные нагрузки достигают наибольших величин, но максимальные давления газов в цилиндрах невелики;
- 2) максимального крутящего момента M_{\max} , когда силы давления газов и температуры максимальны, но инерционные нагрузки далеки от наибольших;
- 3) номинальной мощности N_n , когда температуры, силы инерции и давления газов близки к максимальным.

В качестве основного расчетного режима часто используют третий, а первые два – для проверки.

Учитывая тот факт, что практически все детали двигателя самоходной машины испытывают переменные нагрузки, в качестве показателя для оценки прочности следует применять предел выносливости σ_r , а не предел текучести σ_T и тем более не предел прочности σ_B материала.

Переменные напряжения в деталях (рис. 4.2) характеризуются периодом их изменения T_σ , наибольшей и наименьшей величинами напряжений σ_{\max} и σ_{\min} , которые зависят от параметров двигателя, например схемы КШМ, периода изменения внешней нагрузки (длиной l_q и высотой q неровностей микропрофиля) и сил инерции как целиком всей машины, так и отдельных ее частей, а также от ряда других факторов.

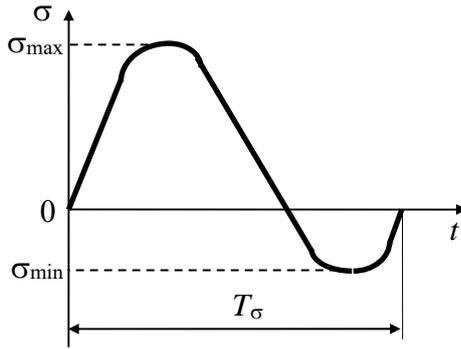


Рис. 4.2. Цикл изменения напряжений в детали

Совокупность всех значений напряжений за один период называют циклом нагружения. Кроме указанных параметров, цикл характеризуют средним напряжением σ_{cp} , амплитудой σ_a и коэффициентом асимметрии r :

$$\sigma_{\text{cp}} = \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2}; \quad (4.1)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2}; \quad (4.2)$$

$$r = \frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma_{\text{min}}} = \frac{\sigma_{\text{cp}} - \sigma_a}{\sigma_{\text{cp}} + \sigma_a}. \quad (4.3)$$

Экспериментально установлено, что на прочность конструкции в основном влияют величины и знаки максимальных σ_{max} , минимальных σ_{min} и амплитудных σ_a напряжений. При этом разрушение конструкции наступает при значениях σ_{max} и σ_{min} , значительно меньших не только предела прочности при статическом нагружении σ_b , но и предела текучести материала σ_T . Разрушения, связанные с циклическим изменением нагрузки, называют усталостными. Наибольшие напряжения, которые способна выдержать конструкция без разрушения при неограниченном числе циклов, называют пределом выносливости σ_r . Максимальное число циклов нагружения при испытаниях деталей принимают $K_{\text{ц}} = 10^7 \dots 10^8$. Также существенно влияют на предел выносливости следующие причины: наличие концентраторов напряжений; форма и размеры конструкции; качество поверхностей изделия; способы обработки деталей. Значительно меньше на предел выносливости влияет характер изменения напряжений и их частота.

Начало исследований усталостных разрушений деталей машин относится к первой половине XIX в. Авторы этих работ — француз Ж. Понселе и англичанин М. Ренкин. Наибольший вклад в становление науки об усталости материалов внес А. Вёллер. Основной вывод их работ таков, что детали, подверженные циклической нагрузке, в частности валы, не должны иметь острых углов в своей конфигурации и резких изменений размеров, т. е. переход от одной поверхности детали к другой следует выполнять возможно более плавно и с минимальной шероховатостью.

Для одного и того же испытываемого образца при различных циклах существует свой предел выносливости, который обозначают для симметричного цикла σ_{-1} , для пульсирующего σ_0 и т. п., т. е. индекс в обозначении соответствует значению коэффициента асимметрии цикла r . Причем наименьшее значение для детали из любого материала имеет предел выносливости при симметричном цикле. Данный цикл нагружения является наиболее опасным. Также применяют различные обозначения для видов нагружения. Например, предел выносливости для симметричного цикла при растяжении и сжатии обозначают σ_{-1z} , при изгибе – просто σ_{-1} , при кручении – τ_{-1} , для пульсирующего (отнулевого) цикла – соответственно σ_{0z} , σ_0 , τ_0 . Деталям двигателей самоходных машин характерны как симметричные, так и асимметричные циклы нагружения.

Для определения предела выносливости детали используют кривые Вёллера, которые показывают значение σ_r стандартных образцов (цилиндры диаметром 10 мм) от количества циклов нагружения $K_{ц}$. Обычно кривые Вёллера получают при испытании на изгиб в симметричном цикле ($r = -1$). Для большинства сталей зависимость Вёллера аппроксимируется двумя прямыми (рис. 4.3), где одна показывает уменьшение предела выносливости при возрастании $K_{ц}$, а другая – постоянство σ_r после определенного числа циклов до бесконечности.

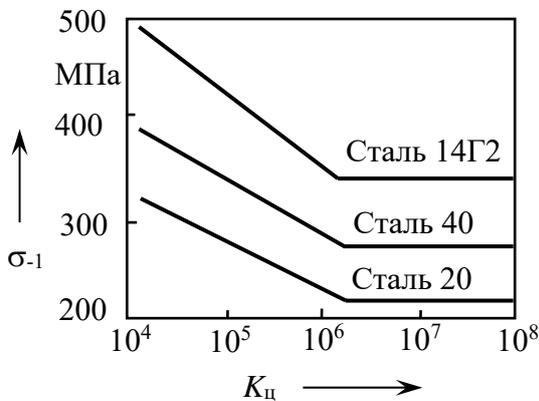


Рис. 4.3. Кривые Вёллера

Учитывая, что ресурс P двигателей самоходных машин должен быть не менее 10 тыс. моточасов, при номинальной частоте вращения, например $n_N = 2000$ об/мин, $K_{ц} = 60P n_N$ или $K_{ц} = 60 \cdot 12000 \cdot 2000 = 1,4 \cdot 10^9$ циклов, т. е. практически для любой детали двигателя критерием прочности является уровень напряжений горизонтального участка кривой Вёллера.

В табл. 4.1 приведены характеристики прочности некоторых сталей.

Анализ табл. 4.1 показывает, что наименьшую величину имеет предел выносливости для симметричного цикла при кручении τ_{-1} .

Параметры циклов, отличающихся от симметричного, характеризуют диаграмма Смита (рис. 4.4, а) или диаграмма Хейя (рис. 4.4, б).

Табл. 4.1. Характеристики прочности стандартных образцов при $K_{ц} = 10^8$

Сталь	σ_B , МПа	σ_T , МПа	σ_{-1z} , МПа	σ_{-1} , МПа	τ_T , МПа	τ_{-1} , МПа	ε , %
20	500	240	160	200	160	130	25
45	750	540	350	400	320	200	15
30Х	900	700	460	560	420	220	15
40ХН	1100	1000	500	650	490	250	10

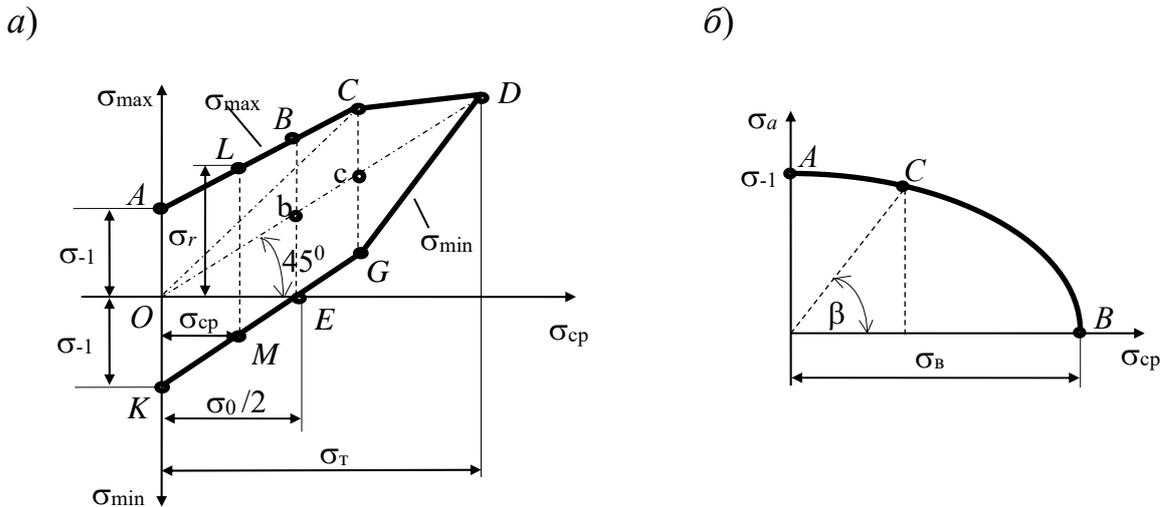


Рис. 4.4. Диаграммы оценки предельных напряжений несимметричных циклов

Верхние ветви диаграммы Смита соответствуют σ_{\max} для различных циклов и одновременно показывают предел выносливости σ_r . Нижние ветви этой диаграммы обозначают σ_{\min} также для различных циклов. Точки A и K соответствуют симметричному циклу (σ_{-1}). При этом $\sigma_{cp} = 0$. Точка D расположена на луче, проведенном под углом 45° к оси σ_{cp} , и соответствует режиму статического нагружения. Линия BE показывает пульсирующий цикл, а линия LM – некий средний цикл между симметричным и пульсирующим. Отрезок $Bb = bE$. Аналогично $Cc = cG$, т. е. линия AC параллельна KG . От A до C $\sigma_r < \sigma_T$, т. е. в этой области прочность материала определяется пределом выносливости σ_r , который меньше предела текучести. От точки C до D прочность определяется пределом текучести $\sigma_r = \sigma_T$. Для касательных напряжений диаграмма Смита имеет аналогичный вид, но вместо нормальных напряжений σ используются данные по касательным τ .

Диаграмму Хейя также называют диаграммой предельных амплитуд. По оси абсцисс откладывается среднее значение цикла σ_{cp} , а по оси ординат – амплитуда цикла σ_a . Точка A диаграммы Хейя соответствует симметричному

циклу, а точка B – статическому режиму нагружения. Точка C показывает некий средний цикл, где угол β соответствует зависимости

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{\sigma_a}{\sigma_{\text{cp}}} = \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}} = \frac{1-r}{1+r}. \quad (4.4)$$

Предел выносливости для любого цикла по диаграмме Хейя определяется суммой:

$$\sigma_r = \sigma_a + \sigma_{\text{cp}}. \quad (4.5)$$

Оценку прочности деталей двигателей проводят с использованием коэффициентов запаса прочности по пределу выносливости. Коэффициентом запаса прочности k_σ или k_τ называют отношение напряжения, разрушающего деталь, т. е. предела выносливости (усталости), σ_r к максимальному расчетному напряжению в детали σ_{max} или τ_{max} . Согласно данному определению справедливы соотношения

$$k_\sigma = \frac{\sigma_r}{\sigma_{\text{max}}} = \frac{\sigma_r}{\sigma_a + \sigma_{\text{cp}}}; \quad (4.6)$$

$$k_\tau = \frac{\tau_r}{\tau_{\text{max}}} = \frac{\tau_r}{\tau_a + \tau_{\text{cp}}}. \quad (4.7)$$

Для обоснованного задания коэффициента запаса прочности необходимо учесть вышеуказанные факторы, существенно влияющие на уровень напряжений в исследуемой конструкции. При использовании методологии комплексного моделирования с помощью современных САПР возможен учет ряда факторов, например наличия концентраторов напряжений, формы и размеров конструкции. В этом случае коэффициент запаса k_σ (коэффициент незнания) отражает неучтенные факторы – качество поверхностей изделия, способы обработки деталей и сборки механизма.

Следует иметь в виду, что различные материалы имеют неодинаковую чувствительность к концентраторам напряжений. Причем чем выше ударная вязкость материала a_k , тем меньше его склонность к концентрации напряжений. **Ударная вязкость** a_k , Дж/м², – это отношение работы, затрачиваемой на разрыв исследуемого образца, к площади поперечного сечения детали при разрыве.

Значительное влияние на величину предела выносливости оказывают размеры конструкции, что обусловлено, во-первых, инерционными нагрузками от самой конструкции, во-вторых, отличным от стандартного образца количеством микродефектов (микротрещин, микропустот и т. п.). Это влияние характеризует коэффициент запаса прочности, учитывающий размеры конструкции, k_p . Для деталей ДВС самоходных машин обычно $k_p \approx 1$.

Коэффициент запаса прочности, учитывающий качество обработки поверхности, характеризуется отношением предела выносливости эталонного шлифованного образца к пределу выносливости образца с заданной чистотой поверхности $\sigma_{-1п}$:

$$k_{п} = \frac{\sigma_{-1э}}{\sigma_{-1п}}. \quad (4.8)$$

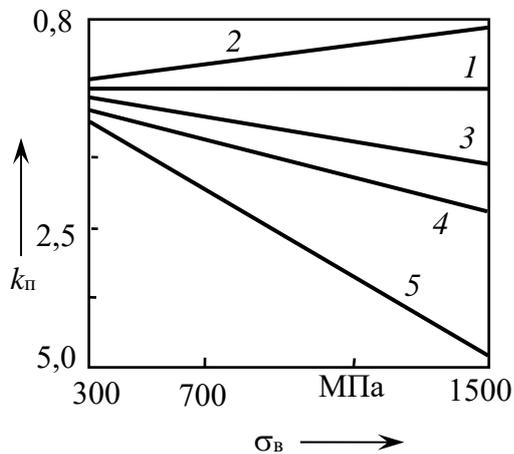


Рис. 4.5. Зависимость запаса прочности от качества поверхности для различных сталей

Численное значение $k_{п}$ определяют по графикам (рис. 4.5), где линия 1 соответствует шлифованным образцам, линия 2 – полированным образцам, линия 3 – образцам после токарной обработки, линия 4 – мелкая насечка на поверхности, например, после закрепления в тисках, линия 5 – необработанная поверхность после штамповки.

Следует отметить, что кратковременный разогрев детали при ее обработке весьма отрицательно влияет на предел выносливости, снижая последний до 50 %. Поэтому детали, работающие при циклической нагрузке, необходимо обязательно обрабатывать с применением смазывающей и охлаждающей жидкости. Способ механической обработки оказывает существенное влияние на долговечность стальных деталей. Вместе с тем чугунные конструкции и из цветных металлов малочувствительны к качеству поверхностей.

Общий коэффициент запаса прочности конструкции учитывает все частные факторы и равен их произведению. Для деталей двигателей самоходных машин при использовании методологии комплексного моделирования можно рекомендовать $k_{\sigma} = 1,2...1,5$. Тогда наибольшая величина полученной при расчете интенсивности нормальных напряжений σ_n не должна превышать допускаемых напряжений:

$$\sigma_{и} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_r}{k_{\sigma}}. \quad (4.9)$$

Интенсивность нормальных напряжений учитывает все компоненты (нормальные и касательные) полного напряжения в любой точке тела. Поэтому $\sigma_{и}$ лежит в основе так называемой энергетической теории прочности, а зависимость (4.9) непосредственно вытекает из условия пластичности Губера – Мизеса.

Жесткость конструкции оценивают по максимальным результирующим перемещениям u_{\max} ее характерных точек под действием экстремальных нагрузок. Для корпусных деталей, например блок-картеров ДВС, во избежание заклинивания подвижных деталей и минимизации износов в качестве допускаемых принимают максимальные перемещения, равные 1/1000 от базы, т. е. от расстояния между опорами изделия или длины детали. Такие же требования используют для валов. В некоторых частных случаях возможны менее жесткие требования – до 1/250. Но так или иначе u_{\max} следует сравнивать с зазорами между подвижными деталями механизма, принятыми допусками и посадками, температурными деформациями.

После оценки статической жесткости конструкции необходим ее частотный анализ, где оцениваются резонансные частоты и направления этих деформаций. В случае, если они совпадают с направлением внешних сил и моментов, а собственные частоты конструкции близки к возмущающим, то следует предусмотреть дополнительные конструктивные мероприятия для исключения негативных последствий резонансных явлений, например ребра жесткости.

4.2. Материалы, применяемые в двигателестроении

При выборе материала для той или иной детали необходимо обеспечить достаточную долговечность при минимальных массе, размерах и стоимости как самого материала, так и технологических операций по изготовлению конструкции [9].

4.2.1. Чугун

Чугуны являются одними из основных конструкционных материалов ДВС. Главные их достоинства – хорошие литейные качества и обрабатываемость резанием, что при прочих равных условиях обуславливает низкую

себестоимость конструкции. Из серых чугунов изготавливают блок-картеры и головки цилиндров, маховики и ряд других деталей. Из ковких и высокопрочных чугунов делают коленчатые валы нефорсированных двигателей с принудительным воспламенением.

Основные свойства чугуна определяются его структурой, зависящей от химического состава и технологии литья.

Чугун включает пять основных составляющих:

1) феррит – твердый раствор углерода в железе, который имеет малую твердость (НВ 80), малую прочность ($\sigma_{\text{в}} = 250$ МПа) и высокую пластичность;

2) цементит – карбид железа Fe_3C , имеющий низкую пластичность, но очень высокую твердость (НВ 800) и хрупкость;

3) перлит – смесь феррита и цементита, имеющая высокую прочность, твердость (НВ 180) и износостойкость;

4) графит – чистый углерод, присутствующий в серых чугунах в виде чешуек, в ковких – в виде хлопьев, а в высокопрочных – в виде шариков, наличие которого снижает прочность, но улучшает обрабатываемость резанием и антифрикционные свойства чугуна;

5) фосфидная эвтектика – включения чистого фосфора и фосфида железа Fe_3P , имеющие высокую твердость и хрупкость, но относительно низкую температуру плавления ($T_{\text{п}} = 950$ °С).

Наиболее часто чугуны легируют хромом (до 3 %) и никелем (до 1 %), что повышает прочность, твердость и износостойкость. Также, как правило, присутствуют раскислители – кремний и марганец (примерно 2 %). Медь добавляют до 0,5 %, что обеспечивает мелкозернистую плотную структуру чугуна. Ванадий (до 0,5 %) является сильным карбидообразующим элементом. Он стабилизирует цементит, измельчает графит и уменьшает размеры зерен перлита. Магний обеспечивает шаровидную форму графита.

Качество обработки поверхности чугунных деталей влияет на предел выносливости значительно меньше по сравнению со стальными. Причем при кручении τ_{-1} чугунных деталей весьма близок к стальным.

Табл. 4.2 дает представление о прочности и областях применения некоторых марок чугунов, имеющих среднюю плотность $\rho = 7200$ кг/м³.

В обозначении серых чугунов (Сч) первое число показывает предел прочности при изгибе в килограмм-сила на квадратный миллиметр (1 МПа $\approx 0,1$ кгс/мм²), а второе число – при разрыве. Для ковких чугунов (Кч) и высокопрочных (Вч) первое число показывает предел прочности при изгибе, а второе – относительное удлинение $\varepsilon = \Delta/l$ при растяжении в процентах. Чем больше ε , тем менее хрупок чугун и тем он более надежен.

Числа в обозначении жаропрочных чугунов (Жч) показывают содержание легирующих компонентов.

Табл. 4.2. Характеристики прочности чугунов и их применяемость в ДВС

Марка	σ_b , МПа	Применение
Сч 12-28	120	Фланцы, заглушки и т. п.
Сч 21-40	210	Картеры, блоки цилиндров, распределительные валы
Вч 50-2	500	Коленчатые валы нефорсированных ДВС
ЖчХ-1,5	30 при 800 °С	Выпускные коллекторы, корпуса турбин ТК

4.2.2. Сталь

Основными конструкционными материалами в машиностроении являются стали со средней плотностью $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$.

При выборе марки стали необходимо учитывать не только нагруженность, но и конфигурацию детали, а также особенности ее механической и термической обработки. Например, изделия сложной конфигурации (с резкими изменениями размеров) нельзя закаливать в воде из-за возможных значительных деформаций вплоть до поломки. В этом случае (для получения нужной твердости, а значит, и износостойкости) необходим выбор легированной стали, закалка которой возможна в масле или даже на воздухе. Для уменьшения термических напряжений после закалки перед финишной обработкой (шлифовкой и полировкой) следует проводить высокотемпературный (450 °С...550 °С) отпуск.

Существенным моментом при выборе марки стали является ее прокаливаемость, т. е. способность упрочняться на определенную глубину. Конструкционные углеродистые стали прокаливаются в воде до 15 мм, а легированные – значительно больше. Марки сталей, обладающие одинаковой прокаливаемостью при различных сочетаниях и количестве легирующих компонентов, имеют равноценные свойства. Это положение можно считать практическим руководством для выбора и замены марки стали.

Для деталей малых поперечных сечений (до 10 мм) прочность после закалки и отпуска определяется только количеством углерода. Для деталей средних и больших размеров повышению прочности способствуют такие легирующие компоненты, как хром, никель и некоторые другие. При этом прочность повышается без значительного снижения ударной вязкости a_k . Такие легирующие элементы, как молибден и ванадий, повышают модуль упругости E и ударную вязкость при неизменной прочности σ_b .

Сопротивление износу термически обработанной конструкционной стали определяется твердостью ее поверхности и практически не зависит от марки стали. Это же относится и к пределу выносливости σ_r .

Повышение усталостной прочности за счет создания сжимающих усилий на поверхности детали обдувкой дробью, раскаткой, азотированием и другими методами имеет одинаковый эффект для любой марки стали и чугуна.

Применение среднетемпературного отпуска (350 °С...450 °С) после закалки позволяет получить высокую прочность деталей. Однако при этом значительно снижается ударная вязкость. Использование низкого отпуска (300 °С) после закалки существенно не снижает твердость и износостойкость деталей простой конфигурации.

Детали, подвергаемые поверхностной закалке, изготавливают из сталей с содержанием углерода не менее 0,4 % (стали 40, 45 и т. д.). Перед поверхностной закалкой ТВЧ, как правило, применяется общая закалка с высоким отпуском, т. е. улучшение. Такая термообработка дает возможность применять для ответственных сильнонагруженных деталей относительно недорогие стали: 40, 45, 40Х, 45Г, 50Г. Следует иметь в виду, что вышеуказанные среднеуглеродистые стали позволяют исключить цементацию, т. е. процесс насыщения углеродом поверхностного слоя (примерно до 3 мм) с последующей закалкой. Цементация – весьма дорогой и длительный процесс. Часто его протяженность составляет 20...30 ч и более при высокой температуре (900°...950°). Иногда необоснованно стремление конструктора обеспечить высокую вязкость сердцевины и твердость поверхности детали с помощью цементации низкоуглеродистых сталей, например стали 20. При высоких поверхностных нагрузках, особенно ударных, что характерно для ДВС, в таких деталях имеют место значительные прогибы и выкрашивание (питтинг) поверхностного цементированного слоя. Поэтому для сильнонагруженных деталей следует выбирать стали с содержанием углерода не менее 0,4 %, а для обеспечения достаточной износостойкости нужна закалка до достаточно высокой твердости поверхности (не менее HRC 40).

Азотирование, т. е. насыщение наружного слоя (до 0,5 мм) азотом, обеспечивает на поверхности детали появление усилий сжатия, что повышает предел выносливости σ_r до 50 %. Это также длительный процесс, но он протекает при значительно меньшей температуре (500°...550°). Особенно эффективно азотирование для конструкций с различными концентраторами напряжений. Оно также повышает коррозионную и кавитационную стойкость в 2–4 раза. Для азотирования используют чугуны и стали,

легированные хромом, молибденом, вольфрамом, ванадием. Особенно эффективен этот процесс при легировании стали алюминием, например для стали 38Х2МЮА. Для особо ответственных деталей можно рекомендовать стали 50ХФА, 38ХНЗМА и т. п. Азотированию обычно подвергают коленчатые и распределительные валы, гильзы цилиндров, поршневые пальцы, стержни клапанов, пружины, детали топливной аппаратуры.

Применение цианирования, т. е. одновременного насыщения поверхности детали углеродом и азотом, позволяет существенно сократить время химико-термической обработки (в несколько раз) при получении тех же эффектов, что при цементации и азотировании. Однако данный процесс весьма вреден для обслуживающего персонала.

Прочностные характеристики и области применения некоторых сталей приведены в табл. 4.3, где приняты обозначения: Н – нормализация, т. е. высокотемпературный нагрев, выдержка и остывание детали с печью; Ц – цементация с последующей закалкой и отпуском; У – улучшение, т. е. закалка с высоким отпуском; ТВЧ – закалка поверхности токами высокой частоты; А – азотирование.

Табл. 4.3. Характеристики прочности сталей и их применяемость в ДВС

Марка	σ_b , МПа	σ_{-1} , МПа	a_k , кДж/м ²	Термо- обработка	Применение
Сталь 20	500	200	600	Н или Ц	Поршневые пальцы и распределительные валы
Сталь 40	600	320	600	У + ТВЧ	Коленчатые и распределительные валы, шатуны, шестерни
Сталь 40Х	1000	600	600	У + ТВЧ	То же
40ХН2МА	1200	730	800	У + А	То же форсированных ДВС
20Х3МВФ	570 при $T = 550\text{ }^\circ\text{C}$	210 при $T = 550\text{ }^\circ\text{C}$	800	Н	Выпускные клапаны, турбины ТК

4.2.3. Цветные металлы

В моторостроении широко применяют различные цветные металлы. Так, из алюминиевых и титановых сплавов изготавливают поршни, картеры, блоки и головки цилиндров, шатуны и др. В качестве подшипников скольжения используются стальные вкладыши с антифрикционным покрытием из баббитов 83 и свинцовистых бронз БрС30. В настоящее время широко применяют алюминиевые сплавы А09-2, допускающие давления на

поверхностях до 25 МПа и максимальные относительные скорости трущихся пар до 15 м/с. Покрытие из А020-1 способно выдерживать нагрузки до 30 МПа и скорости до 20 м/с.

Литейные алюминиевые сплавы (АЛ) имеют плотность $\rho = 2800 \text{ кг/м}^3$, хорошие литейные качества и обрабатываемость резанием. Однако при механической обработке необходимо применять высококачественные смазывающие и охлаждающие жидкости. Эти сплавы льют различными способами. Обязательно подвергают старению (несколько циклов изменения температур) для стабилизации физических характеристик. Деформируемые алюминиевые сплавы (АК, АД, Д) льют, куют, штампуют, гнут. Титановые сплавы марки ВТ обладают малой плотностью ($\rho = 4400 \text{ кг/м}^3$), высокой прочностью ($\sigma_{\text{в}}$ до 1350 МПа), твердостью до НВ 340, термической стойкостью до 650 °С. Они хорошо свариваются, но тяжело обрабатываются резанием.

Табл. 4.4. Прочность цветных сплавов и их применяемость

Марка	$\sigma_{\text{в}}$, МПа	Применение
АЛ1	210	Поршни, крышки, шкивы
АЛ4	240	Блоки и головки цилиндров, картеры
АК4	380	Поршни дизелей
ВТ5	950	Шатуны, пальцы, поршни

4.2.4. Неметаллические материалы

Неметаллические материалы все шире используются в машиностроении вообще и в двигателестроении в частности. Они позволяют снизить массу и себестоимость ДВС, а также улучшить ряд других качеств. Так, изготовление направляющих втулок клапанов из металлокерамики предотвращает преждевременный их износ за счет повышенной твердости и пористой структуры. При изготовлении пластмасс возможно программирование их свойств. Есть такие, у которых предел прочности выше, чем у легированных сталей. Есть антикоррозионные в агрессивных средах и др. Пластмассы весьма технологичны. Их можно прессовать, лить, точить и т. д. Однако их недостатками являются, как правило, низкая термостойкость (для большинства не более 250 °С), низкая теплопроводность и склонность к старению, т. е. утрате своих качеств со временем.

В табл. 4.5 приведены прочностные характеристики и области применения некоторых неметаллических материалов.

Табл. 4.5. Прочность неметаллических материалов и их применяемость в ДВС

Марка	$\sigma_{\text{в}}$, МПа	Применение
Пресс-порошок К-17-2	60	Крышки, маховички и т. п.
Пресс-материал АГ-4С	200	Корпуса, фланцы, патрубki
Текстолит ПТК	100	Антифрикционные втулки, шестерни и др.
Стеклотекстолит СВAM	480	Нагруженные шестерни
Полиамид П-68	50	Уплотнители, вкладыши, трубки
Фторопласт-4	14	Антифрикционные, антикоррозионные, термостойкие уплотнители

4.2.5. Эффективность замены материала

Массы отдельных механизмов и систем, в том числе и двигателя, существенно влияют на массу самоходной машины, а значит, на эксплуатационные расходы топлива, инерционные нагрузки на несущую систему. Вместе с тем наибольшие напряжения, например в корпусных деталях механизмов многих моделей машин, часто невелики, т. е. налицо значительный запас прочности. Поэтому выбор рациональных форм деталей и их материалов является актуальной задачей. Однако уменьшение толщин элементов конструкции может привести к значительному снижению ее жесткости, а также существенному уменьшению местной прочности.

Одним из путей снижения массы механизма является использование для изготовления, например, корпусных деталей легких материалов и, в частности, алюминия и его сплавов. Проанализируем связь прочности, жесткости и массы конструкции при замене стали на алюминий. Рассмотрим отдельно режим изгиба и кручения при статическом нагружении, т. е. критерием оценки прочности будем считать предел текучести σ_{T} .

При изгибе для сохранения одинакового уровня напряжений при одной и той же нагрузке (изгибающего момента $M_{\text{из}}$), в случае замены материала, должны выполняться соотношения

$$M_{\text{из}} = \sigma_{\text{T}}^{\text{ст}} W_{\text{ст}} = \sigma_{\text{T}}^{\text{ал}} W_{\text{ал}} = \text{const}, \quad (4.10)$$

где $\sigma_{\text{T}}^{\text{ст}}$, $\sigma_{\text{T}}^{\text{ал}}$ – напряжения текучести стали и алюминия соответственно; $W_{\text{ст}}$, $W_{\text{ал}}$ – моменты сопротивлений поперечных сечений стальной и алюминиевой конструкции.

Если принять, что стальная и алюминиевая конструкции отличаются только толщинами элементов, то имеем следующие соотношения:

$$\frac{\sigma_{\Gamma}^{\text{ст}}}{\sigma_{\Gamma}^{\text{ал}}} = \frac{W_{\text{ал}}}{W_{\text{ст}}} = \frac{\delta_{\text{ал}}}{\delta_{\text{ст}}} = \text{const}, \quad (4.11)$$

где $\delta_{\text{ст}}$, $\delta_{\text{ал}}$ – толщины стальных и алюминиевых деталей.

Площади поперечных сечений пропорциональны их толщинам. Поэтому имеем следующее соотношение масс:

$$\frac{m_{\text{ст}}}{m_{\text{ал}}} = \frac{\rho_{\text{ст}} \sigma_{\Gamma}^{\text{ал}}}{\rho_{\text{ал}} \sigma_{\Gamma}^{\text{ст}}}, \quad (4.12)$$

где $\rho_{\text{ст}}$, $\rho_{\text{ал}}$ – плотность стали и алюминия соответственно.

При кручении тонкостенных конструкций определяющими напряжениями являются нормальные от деформации, которые вычисляются по зависимости

$$\sigma_{\omega} = \frac{B\omega}{J_{\omega}}, \quad (4.13)$$

где B – бимомент; ω – секториальная координата поперечного сечения конструкции; J_{ω} – секториальный момент инерции поперечного сечения конструкции.

Тогда при кручении условием сохранения прочности, в случае замены материала, являются следующие соотношения:

$$\frac{\sigma_{\Gamma}^{\text{ст}}}{\sigma_{\Gamma}^{\text{ал}}} = \frac{J_{\omega}^{\text{ал}}}{J_{\omega}^{\text{ст}}} = \frac{\delta_{\text{ал}}}{\delta_{\text{ст}}} = \text{const}. \quad (4.14)$$

Можно отметить, что и при изгибе, и при кручении для сохранения одного и того же уровня напряжений имеем одинаковые соотношения толщин элементов конструкции. В результате можно сделать вывод, что для сохранения уровня прочности при замене материала конструкции толщины элементов должны изменяться пропорционально отношению предела текучести старого материала к новому. При этом изменение массы конструкции будет пропорционально произведению отношений плотностей нового материала к старому и пределов текучести старого к новому.

Например, сталь 08 имеет параметры $\sigma_T^{ст} = 200$ МПа, $\rho_{ст} = 7800$ кг/м³. Для алюминиевого сплава АЛ8 $\sigma_T^{ал} = 150$ МПа, $\rho_{ал} = 2650$ кг/м³. В результате при замене данной стали и сохранении прежнего уровня общих напряжений

$$\frac{m_{ал}}{m_{ст}} = \frac{\sigma_T^{ст} \rho_{ал}}{\sigma_T^{ал} \rho_{ст}} = \frac{200}{150} \cdot \frac{2650}{7800} = 0,45.$$

Как видим, масса конструкции уменьшается более чем в 2 раза.

Общая жесткость детали при изгибе определяется произведением модуля Юнга на момент инерции поперечного сечения EJ . Тогда отношение жесткостей конструкций из прежнего и нового материалов при одинаковой их прочности

$$\frac{E_{ал} J_{ал}}{E_{ст} J_{ст}} = \frac{E_{ал} \delta_{ал}}{E_{ст} \delta_{ст}} = \frac{E_{ал} \sigma_T^{ст}}{E_{ст} \sigma_T^{ал}}. \quad (4.15)$$

Общая жесткость конструкции при замене материала и сохранении прежнего уровня напряжений изменится пропорционально отношению модулей Юнга нового материала к старому и обратно пропорционально отношению пределов текучести нового материала к старому.

При замене, например, стали 08 на алюминиевый сплав АЛ8 общая жесткость при изгибе изменится в соответствии с указанным соотношением:

$$\frac{E_{ал} J_{ал}}{E_{ст} J_{ст}} = \frac{0,69 \cdot 10^5}{2,1 \cdot 10^5} \cdot \frac{\sigma_T^{ст}}{\sigma_T^{ал}} = \frac{1}{3} \cdot \frac{200}{150} = 0,44, \text{ т. е. общая жесткость конструкции}$$

изменится пропорционально изменению массы.

При кручении общая жесткость изделия определяется произведением EJ_{ω} . Тогда имеем аналогичное соотношение $\frac{E_{ал} J_{\omega}^{ал}}{E_{ст} J_{\omega}^{ст}} = \frac{1}{3} \frac{\sigma_T^{ст}}{\sigma_T^{ал}}$. Значит,

и при изгибе, и при кручении происходит одинаковое изменение общей жесткости конструкции.

Местная жесткость определяется так называемой цилиндрической жесткостью

$$c_D = \frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)}, \quad (4.16)$$

где μ – коэффициент Пуассона.

Тогда отношение местных жесткостей при замене материала можно записать как

$$\frac{E_{ал} \delta_{ал}^3}{E_{ст} \delta_{ст}^3} = \frac{E_{ал}}{E_{ст}} \left(\frac{\sigma_T^{ст}}{\sigma_T^{ал}} \right)^3. \quad (4.17)$$

Местная жесткость конструкции при замене материала изменяется пропорционально отношению модулей Юнга нового материала к старому и обратно пропорционально отношению в третьей степени пределов текучести нового материала к старому. Так, при замене стали 08 на алюминиевый сплав АЛ8 получаем уменьшение местной жесткости только на 20 %.

В заключение отметим, что при сохранении уровня общих напряжений в конструкции выигрыш в массе при замене материала будет наблюдаться до тех пор, пока отношение плотности старого материала к плотности нового будет больше отношения их пределов текучести:

$$\frac{\rho_{ст}}{\rho_{ал}} > \frac{\sigma_T^{ст}}{\sigma_T^{ал}} \rightarrow \frac{m_{ал}}{m_{ст}} < 1. \quad (4.18)$$

4.3. Выбор основных параметров ДВС

Одним из эффективных путей улучшения качеств ДВС является совершенствование их рабочих процессов за счет выбора рациональных основных параметров и характеристик.

Как показано в подразд. 3.8, до настоящего времени анализ рабочего цикла поршневого двигателя осуществляется на основе средних термодинамических параметров, вычисляемых для отдельных точек индикаторной диаграммы с использованием многочисленных эмпирических коэффициентов. Это приводит к существенным погрешностям при принятии проектных решений, а также к необходимости проведения дорогостоящих и длительных натурных исследований. Поэтому описанный в подразд. 3.8 тепловой расчет ДВС следует рассматривать как этап предварительного выбора параметров двигателя. В связи с этим математическое моделирование рабочих процессов ДВС является актуальной задачей.

Представляемые далее модели ориентированы для реализации на ЭВМ и основаны на законах термодинамики, химической кинетики, гидравлики, электротехники и механики при широком использовании численных математических методов интегрирования, дифференцирования и др.

4.3.1. Моделирование рабочего цикла четырехтактного дизеля

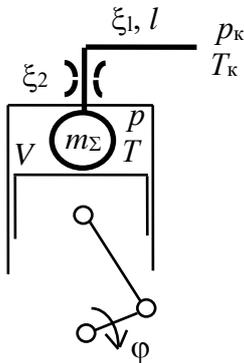


Рис. 4.6. Динамическая модель ДВС при впуске

Наиболее точно первую фазу рабочего цикла ДВС – процесс наполнения цилиндра свежим зарядом, можно исследовать с помощью модели с распределенными параметрами, получаемой, например, методом конечных элементов. Однако это является довольно сложной краевой задачей. Вместе с тем такой показатель, как массовое наполнение цилиндра, можно оценить с использованием относительно простой модели с сосредоточенными переменными параметрами. Динамическая модель в этом

случае будет, как на рис. 4.6.

Методика определения параметров рабочего тела при впуске следующая. Массу воздуха в цилиндре представляем в виде суммы:

$$m_B = m'_B + dm_B, \quad (4.19)$$

где m'_B – масса воздуха без учета инерционного наддува; dm_B – масса инерционного наддува.

Первое слагаемое в (4.19) определяем как произведение плотности воздуха ρ_B на объем цилиндра V над поршнем, т. е.

$$m'_B = \rho_B V. \quad (4.20)$$

Данный расчет начинаем от ВМТ и производим его с интервалом $d\phi$ по углу поворота коленчатого вала, соответствующего времени dt .

Средняя плотность воздуха в цилиндре является функцией текущих значений давления p и температуры T_i , а также газовой постоянной R_B :

$$\rho_B = \frac{p}{R_B T_i}. \quad (4.21)$$

Массу воздуха инерционного наддува вычисляем по выражению

$$dm_B = \rho_B A_{\text{п}} dx, \quad (4.22)$$

где $A_{\text{п}}$ – площадь поршня; $dx_{\text{в}}$ – приращение перемещения воздуха в цилиндре.

Последнюю переменную в (4.22) определяем после интегрирования обыкновенного дифференциального уравнения для ускорения входящего в цилиндр воздуха:

$$x_{\text{в}}'' = \frac{F_{\text{у}} + F_{\text{д1}} + F_{\text{д2}}}{m_{\Sigma}}, \quad (4.23)$$

где $F_{\text{у}}$ – упругая сила входящего в цилиндр воздуха; $F_{\text{д1}}$ – диссипативная сила воздуха, зависящая от $x'_{\text{в}}$ линейно; $F_{\text{д2}}$ – диссипативная сила воздуха, зависящая от квадрата $x'_{\text{в}}$; m_{Σ} – сумма масс воздуха $m_{\text{в}}$, остаточных газов от предыдущего цикла $m_{\text{г}}$ и топлива $m_{\text{т}}$ в цилиндре и во впускной трубе.

Указанные в (4.23) силы вычисляем по следующим зависимостям:

$$F_{\text{у}} = c_{\text{в}}(x_{\text{п}} - x_{\text{в}}); \quad (4.24)$$

$$F_{\text{д1}} = \xi_1(x'_{\text{п}} - x'_{\text{в}}); \quad (4.25)$$

$$F_{\text{д2}} = \text{sign}(x'_{\text{в}})\xi_2(x'_{\text{п}} - x'_{\text{в}})^2, \quad (4.26)$$

где $c_{\text{в}}$ – коэффициент жесткости воздуха; $x_{\text{п}}$ – перемещение поршня; ξ_1 – суммарный коэффициент сопротивления линейных потерь; ξ_2 – суммарный коэффициент сопротивления квадратичных потерь.

Первый указанный коэффициент сопротивления ξ_1 учитывает потери кинетической энергии воздуха на трение о стенки цилиндра и впускного трубопровода длиной l , а второй ξ_2 – при дросселировании в клапане.

При моделировании процесса сжатия текущие значения показателя политропы n_{1i} и температуры T_i вычисляем также с шагом ПКВ $d\varphi$, который соответствует интервалу времени dt , т. е. шагу интегрирования:

$$n_{1i} = k_1 + k_2 T_i; \quad (4.27)$$

$$T_i = T_{i-1} \left(\frac{V_{i-1}}{V_i} \right)^{n_{1i} - 1}, \quad (4.28)$$

где k_1, k_2 – коэффициенты регрессии; T_{i-1} – температура рабочего тела в начале интервала времени dt ; V_{i-1} – объем цилиндра в начале интервала времени dt .

Первый коэффициент регрессии представляет собой показатель адиабаты для смеси воздуха и остаточных газов в цилиндре при температуре в начале dt .

На рис. 4.7–4.9 представлены результаты моделирования процесса выпуска дизеля *Cummins KTTA 19-C* на режиме номинальной мощности.

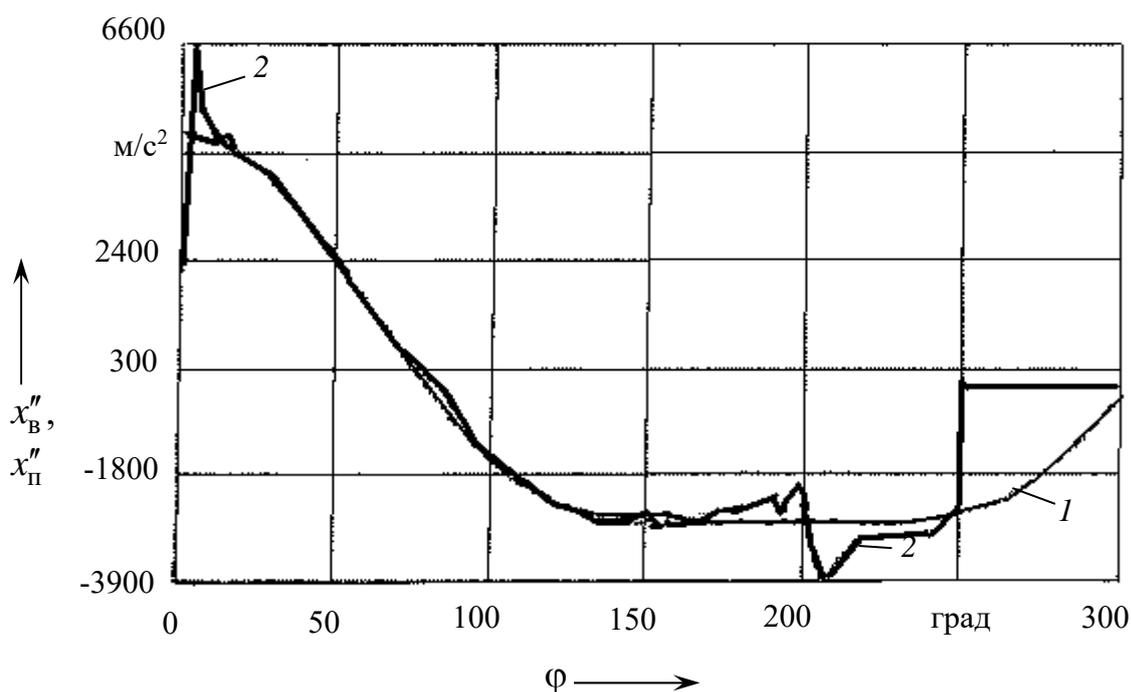


Рис. 4.7. Ускорения поршня x''_{Π} (линия 1) и рабочего тела x''_B (линия 2) при выпуске

При этом получены коэффициент наполнения $\eta_V = 0,98$, коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,6$, что свидетельствует о довольно хорошей организации рабочего процесса.

Анализ рис. 4.7 показывает, что разгон воздуха при выпуске начинается с некоторым запаздыванием после верхней мертвой точки, несмотря на то, что выпускной клапан начал открываться до ВМТ. Это означает, что в конце выпуска в предыдущем цикле (перед ВМТ) имеет место заброс отработавших газов во впускную трубу. Вблизи нижней мертвой точки движение воздуха в цилиндре и во впускной трубе носит ярко выраженный колебательный характер.

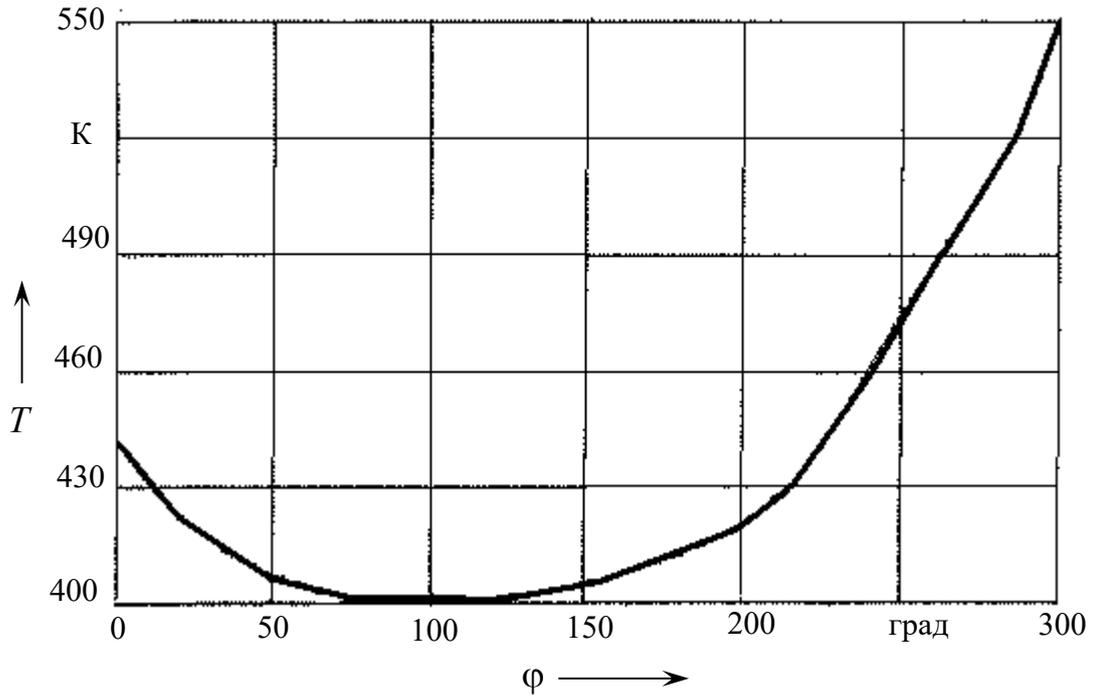


Рис. 4.8. Изменение температуры рабочего тела при впуске и начале сжатия

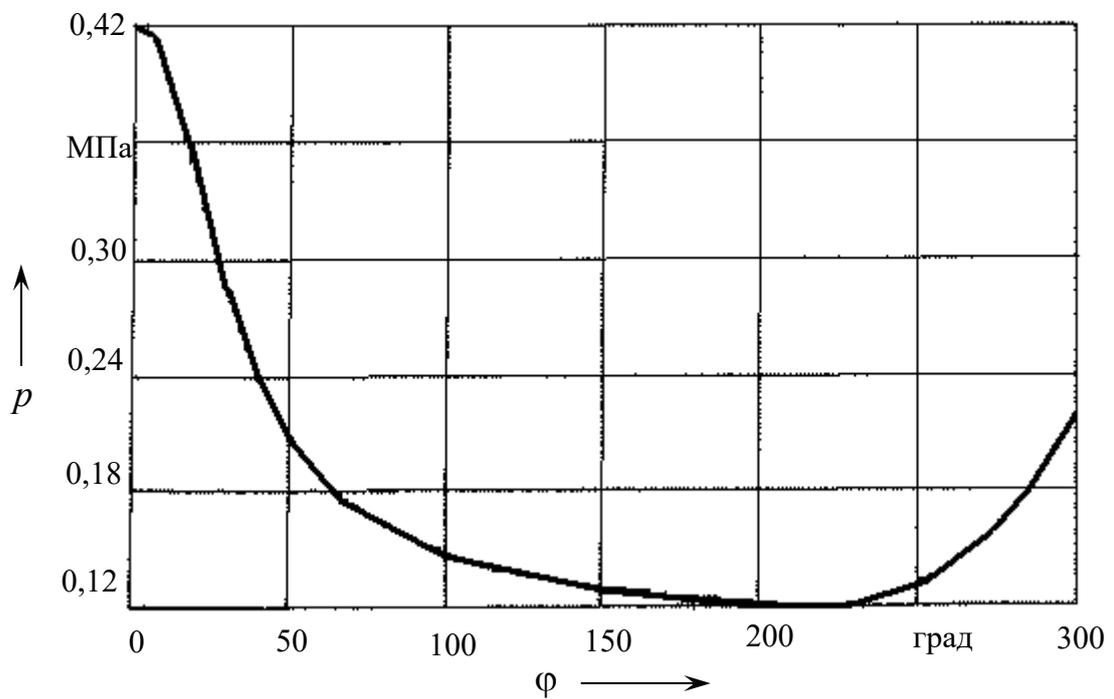


Рис. 4.9. Изменение давления в цилиндре при впуске

Изменение температуры рабочего тела при впуске и начале сжатия можно оценить с помощью рис. 4.8. До процесса сжатия происходит остывание остатков рабочего тела от предыдущего цикла (остаточных газов)

за счет их разбавления поступающим свежим зарядом и передачей тепла в стенки цилиндра.

На рис. 4.9 наблюдается увеличение давления при $\varphi > 250^\circ$. Это объясняется уменьшением x'_n и увеличением x'_b , т. е. инерционным наддувом. После закрытия впускного клапана ($\varphi > 230^\circ$) начинается процесс сжатия, хотя более интенсивно давление повышается при $\varphi > 210^\circ$, что также объясняется инерционным наддувом.

В конце такта сжатия массу топлива, соответствующую цикловой подаче за каждый интервал времени dt , моделируем линейной функцией, что соответствует нормально отрегулированной топливной аппаратуре:

$$dm_T = dtg_T, \quad (4.29)$$

где g_T – массовый расход топлива через форсунку.

Сразу после начала процесса подачи топлива определяем период задержки воспламенения:

$$\tau_i = k_2 \frac{e^{k_3/T_c}}{\sqrt{p}}, \quad (4.30)$$

где k_2, k_3 – коэффициенты регрессии, зависящие от типа смесеобразования (объемное, объемно-пленочное и т. д.) и применяемого топлива.

Проведенный расчет показал, что для двигателя *Cummins KTTA 19-C* на режиме номинальной мощности $\tau_i = 1,7$ мс.

По истечении интервала времени τ_i происходит воспламенение топлива. Среднюю скорость реакции на каждом шаге интегрирования dt определяем так же, как и (4.30), согласно основным положениям химической кинетики:

$$v_{ri} = k_4 \sqrt{p} e^{T_i/k_5}, \quad (4.31)$$

где k_4, k_5 – коэффициенты регрессии; T_i – текущая температура.

В (4.31) коэффициент k_4 зависит от концентрации топлива в цилиндре. Коэффициент k_5 так же, как в (4.30), зависит от типа смесеобразования и применяемого топлива. Для вышеуказанного двигателя на номинальном режиме наибольшая скорость реакции $v_r^{\max} = 0,24$ кг/с.

Следует отметить, что τ_i и v_r^{\max} значительно изменяются при весьма незначительном варьировании угла опережения подачи топлива θ_n .

Масса сгоревшего за период dt топлива определяется произведением:

$$dm_{Tr} = v_{ri} dt. \quad (4.32)$$

При этом существует два ограничения:

$$1) dm_{Tr} = m_T \quad \text{при } dm_{Tr} > m_T; \quad (4.33)$$

$$2) dm_{Tr} = m_B/k_r \quad \text{при } dm_{Tr} > m_B/k_r, \quad (4.34)$$

где k_r – стехиометрический коэффициент реакции горения топлива.

Выражение (4.33) является ограничением по наличию в цилиндре топлива, а (4.34) – по наличию воздуха.

Зная массу сгоревшего за dt топлива, определяем количество выделившейся теплоты:

$$dQ = H_u dm_{Tr}, \quad (4.35)$$

где H_u – низшая теплота сгорания топлива.

Далее определяем теплоемкость воздуха $c_{\mu B}$ около факела, количество израсходованных на реакцию молей воздуха μ_B и температуру факела T_Φ :

$$c_{\mu B} = k_6 + k_7 T_i; \quad (4.36)$$

$$\mu_B = \frac{k_r dm_{Tr}}{R_B}; \quad (4.37)$$

$$T_\Phi = \frac{dQ}{c_{\mu B} \mu_B}, \quad (4.38)$$

где k_6, k_7 – коэффициенты регрессии.

Среднюю температуру в цилиндре в данном процессе вычисляем как

$$T_i = \frac{(k_r + 1)m_{Tr}T_\Phi + (m_B + m_r + m_T)T_{i-1}}{(k_r + 1)m_{Tr} + m_B + m_r + m_T}. \quad (4.39)$$

Для определения температуры в процессе расширения используем зависимость (4.28), где вместо n_{li} подставляем показатель политропы

расширения n_{2i} , вычисляемый по выражению (4.27), которое в развернутом виде

$$n_{2i} = \frac{k_8 m_B + k_9 m_r}{m_B + m_r} + k_{10} T_i, \quad (4.40)$$

где k_8, k_9, k_{10} – коэффициенты регрессии.

В (4.40) коэффициент k_8 представляет собой показатель адиабаты для воздуха (двухатомных газов) при температуре в начале сжатия, k_9 – для трехатомных газов (продуктов сгорания).

При моделировании процесса выпуска вычисляем коэффициент молекулярного изменения k_μ , массу одного моля отработавших газов $m_{\mu r}$ и их среднюю плотность ρ_r :

$$k_\mu = k_{11} - k_{12}\alpha; \quad (4.41)$$

$$m_{\mu r} = \frac{R}{k_\mu}; \quad (4.42)$$

$$\rho_r = \frac{p m_{\mu r}}{R T_i}, \quad (4.43)$$

где k_{11}, k_{12} – коэффициенты регрессии; R – универсальная газовая постоянная.

Скорость истечения отработавших газов через выпускной клапан на каждом шаге dt данного процесса определяем как

$$v_\Gamma = \text{sign}(\delta p) \frac{\xi_3}{A_2} \sqrt{\frac{2\delta p}{\rho_r}}, \quad (4.44)$$

где δp – разность давлений в цилиндре и в выпускном коллекторе; ξ_3 – суммарный коэффициент сопротивления при выпуске; A_2 – площадь проходного сечения в выпускном клапане.

Тогда расход газов через клапан Q_Γ и объем отработавших газов dV_Γ , ушедших из цилиндра за dt , определяются элементарными зависимостями

$$Q_\Gamma = v_\Gamma A_2; \quad (4.45)$$

$$dV_{\Gamma} = Q_{\Gamma} dt. \quad (4.46)$$

Массу каждого компонента отработавших газов, оставшихся в цилиндре при выпуске, вычисляем по выражениям

$$m_{\text{B}} = m_{\text{B}} - \frac{dV_{\Gamma} \rho_r m_{\text{B}}}{m_{\text{B}} + m_{\text{T}} + m_r}; \quad (4.47)$$

$$m_r = m_r - \frac{dV_{\Gamma} \rho_r m_r}{m_{\text{B}} + m_{\text{T}} + m_r}; \quad (4.48)$$

$$m_{\text{T}} = m_{\text{T}} - \frac{dV_{\Gamma} \rho_r m_{\text{T}}}{m_{\text{B}} + m_{\text{T}} + m_r}. \quad (4.49)$$

Вне зависимости от протекающего процесса на каждом шаге расчета цикла оцениваем температуру T в цилиндре и вычисляем давление:

$$T = T_i + \alpha_T \Delta T A_{\text{ц}} dt; \quad (4.50)$$

$$p = \frac{(m_{\text{B}} R_{\text{B}} + m_r R_r + m_{\text{T}} R_{\text{T}}) T}{V_i}, \quad (4.51)$$

где α_T – коэффициент теплопередачи между рабочим телом и стенками; ΔT – разность температур между рабочим телом и стенками; $A_{\text{ц}}$ – площадь контрольной поверхности рабочего тела (теплоотдачи); V_i – текущий объем над поршнем.

Согласно (4.50) при впуске разность температур ΔT имеет отрицательное значение, т. е. теплота подводится к рабочему телу от стенок. В других процессах наоборот.

По результатам моделирования рабочего цикла дизеля *Cummins KTTA 19-C* на номинальном режиме получены зависимости давления и температуры, которые представлены на рис. 4.10 и 4.11.

Оценка адекватности модели производится сравнением результатов, полученных с помощью натурального эксперимента и модели. При этом, например, осциллограмма изменения какой-либо характеристики сравнивается с графиком этой же характеристики, полученной с помощью модели в таком же процессе. Сравнению подвергаются общий вид графиков, разность частот и амплитуд эмпирической и теоретической функций.

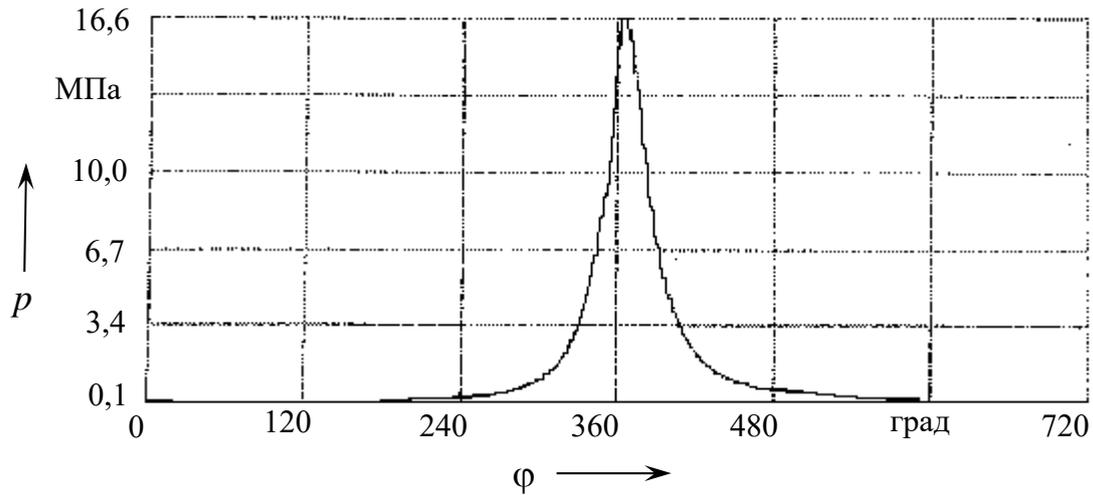


Рис. 4.10. Изменение давления рабочего тела в цилиндре двигателя *Cummins KTTA 19-C* на номинальном режиме (развернутая индикаторная диаграмма)

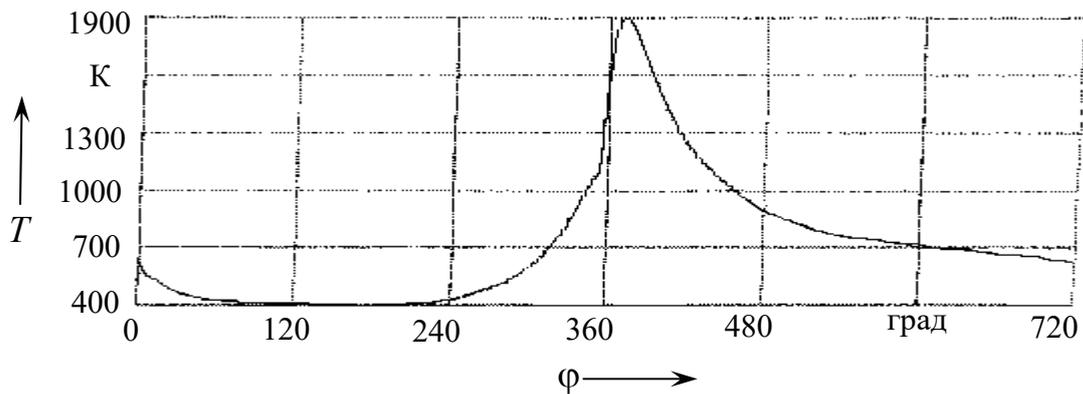


Рис. 4.11. Изменение температуры рабочего тела в цилиндре двигателя *Cummins KTTA 19-C* на номинальном режиме

Для использования статистических методов оценки количество опытов K_0 в натурном эксперименте должно быть не менее трех. При этом сначала определяют дисперсию воспроизводимости натурального эксперимента для данного оцениваемого параметра:

$$D_{\text{вос}} = \frac{\sum_{i=1}^{K_0} (x_i - x_{\text{ср}})^2}{K_0 - 1}, \quad (4.52)$$

где x_i – значение проверяемого параметра в i -м натурном опыте; $x_{\text{ср}}$ – среднее значение проверяемого параметра во всех натуральных опытах; K_0 – количество опытов.

Затем вычисляется дисперсия адекватности:

$$D_{ад} = (x_{ср} - x_T)^2, \quad (4.53)$$

где x_T – значение проверяемого параметра в теоретическом опыте, т. е. полученное с помощью математической модели.

Если $D_{вос} \geq D_{ад}$, то модель по данному проверяемому параметру адекватна. Если же $D_{вос} < D_{ад}$, то определяется расчетный критерий Фишера:

$$F_{рас} = \frac{D_{ад}}{D_{вос}}. \quad (4.54)$$

Затем $F_{рас}$ сравнивается с табличным значением F -критерия Фишера $F_{таб}$ для заданного уровня значимости P (обычно $P = 0,95$) и степеней свободы регрессионной модели $\nu_1 = 1$ и $\nu_2 = K_0$, где ν_1 – количество сравниваемых параметров. Если табличное значение $F_{таб}$ превышает расчетное $F_{рас}$, то модель также можно считать адекватной.

Как показывает многолетний опыт теоретических и экспериментальных исследований, если параметры модели (инерционные, жесткостные, диссипативные, кинематические и др.) соответствуют натурному образцу, то модель дизеля, описываемая вышеприведенными зависимостями, для решения поставленных задач однозначно адекватна.

Оценка адекватности модели рабочего цикла показала ее хорошую сходимость с экспериментальными данными на примере двигателей Д-243, Д-245, Д-245.3, ЯМЗ-236, ЯМЗ-238, ЯМЗ-240, ЯМЗ-845.1 и *Cummins KTTA 19-C*. Например, для последнего указанного мотора номинальная мощность $N_e = 519$ кВт, средний эффективный крутящий момент $M_N = 2370$ Н·м, удельный расход топлива $g_{eN} = 210$ г/(кВт·ч). Эти характеристики с точностью до 2 % соответствуют экспериментальным данным фирмы-изготовителя.

Данная модель может использоваться для оптимизации фаз газораспределения, параметров подачи топлива, кривошипно-шатунного механизма и др. Причем это можно делать как для вновь проектируемых ДВС, так и модернизации серийно выпускаемых.

4.3.2. Особенности моделирования двигателей с принудительным воспламенением

В отличие от дизеля, в цилиндр двигателя с принудительным воспламенением поступает не воздух, а топливовоздушная смесь. Поэтому в

уравнения (4.19)–(4.26) вместо параметров воздуха необходимо подставлять параметры смеси паров топлива с воздухом.

В зависимости от средней плотности воздуха на впуске ρ_v , полного объема цилиндра V_a и коэффициента избытка воздуха α для исследуемого режима работы двигателя можно оценить цикловую подачу топлива:

$$g_T = \frac{\rho_v V_a}{14,9\alpha}, \quad (4.55)$$

где 14,9 – теоретически необходимая масса воздуха для полного сгорания 1 кг бензина.

Газовая постоянная бензовоздушной смеси $R_{см}$ и ее плотность $\rho_{см}$ вычисляются по выражениям

$$R_{см} = \frac{R}{m_{\mu в} + m_{\mu б}} = \frac{8315}{29 + 115/(14,9 + \alpha)}; \quad (4.56)$$

$$\rho_{см} = \frac{P}{R_{см} T}, \quad (4.57)$$

где $m_{\mu в}$, $m_{\mu б}$ – мольные массы воздуха и бензина соответственно.

В конце процесса впуска, зная по (4.19) массу вошедшей в цилиндр смеси $m_{см}$, можно оценить массу топлива:

$$m_T = \frac{m_{см}}{15,9\alpha}. \quad (4.58)$$

Моделирование процессов сжатия, горения топлива, расширения и выпуска ДВС с принудительным воспламенением не отличается от ранее рассмотренных для дизеля. Однако коэффициенты регрессий зависят от вида применяемого топлива и специфики камеры сгорания.

Рабочий цикл двухтактного двигателя с принудительным воспламенением лучше моделировать от НМТ. В этом случае получаемая индикаторная диаграмма имеет такой же вид, как и у четырехтактного ДВС. Предварительно оцениваются параметры рабочего тела в НМТ. Далее вычисляются параметры цикла по вышеприведенным зависимостям.

На рис. 4.12 отражена развернутая индикаторная диаграмма, полученная с помощью моделирования рабочего цикла опытного двухтактного

ДВС, имеющего продувку кривошипно-камерную петлевую и впрыск топлива в цилиндр, $\varepsilon = 11$, $N_H = 3$ кВт, $\omega_N = 500$ рад/с, $g_{eN} = 240$ г/(кВт·ч). Оценка адекватности данной модели проверена на примере моторов Д-6, Ш-51 и В-150М.

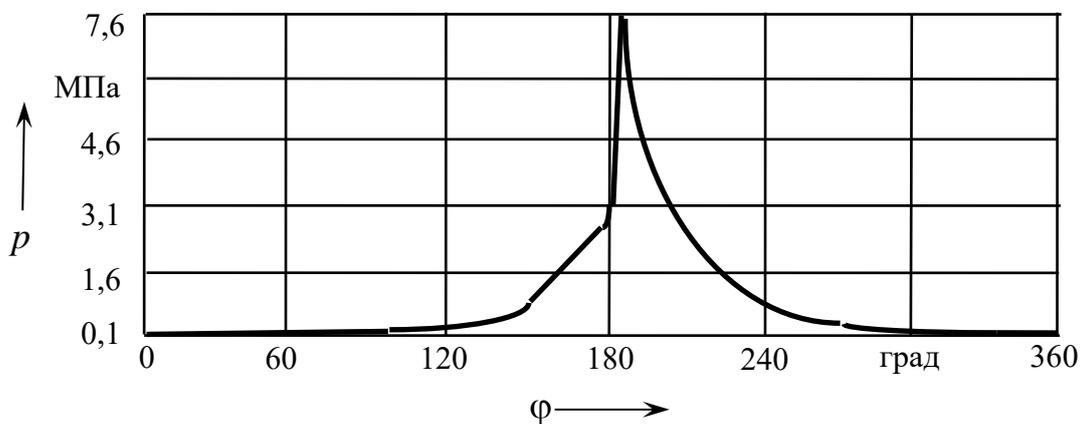


Рис. 4.12. Развернутая индикаторная диаграмма двухтактного ДВС

4.3.3. Моделирование аккумуляторной системы подачи топлива

Без преувеличения можно отметить, что самым ответственным процессом в любом тепловом двигателе является процесс горения. Качество именно этого процесса во многом определяет КПД, экологические и мощностные показатели мотора. На процесс горения, помимо отвода тепла в стенки, давления, температуры и степени турбулизации рабочего тела, существенное влияние оказывают характеристики и параметры системы подачи топлива. Именно система питания, частью которой является система топливоподачи, определяет параметры скоростных характеристик двигателя – коэффициент запаса крутящего момента k_M , максимальную угловую скорость коленчатого вала $\omega_{x,x}^{\max}$ и ряд других. От указанных параметров скоростных характеристик зависят структуры и характеристики трансмиссии и ходовой части, а в конечном счете производительность, экономичность и эргономичность любой самоходной машины.

На автотракторных дизелях, разработанных до XXI в., наибольшее распространение нашли системы подачи топлива так называемого разделенного типа, где распылитель форсунки и топливный насос высокого давления соединены довольно длинными трубопроводами (см. рис. 2.28). Применение таких систем приводит к значительным потерям энергии при

подаче топлива в цилиндры, а также к дополнительным подвпрыскам из-за колебательных процессов в трубопроводах высокого давления.

Наиболее перспективной системой подачи топлива для автотракторного дизеля считают аккумуляторную, например *Common Rail* с электроуправляемыми форсунками (см. рис. 2.38). Принципиальная схема такой системы изображена на рис. 4.13.

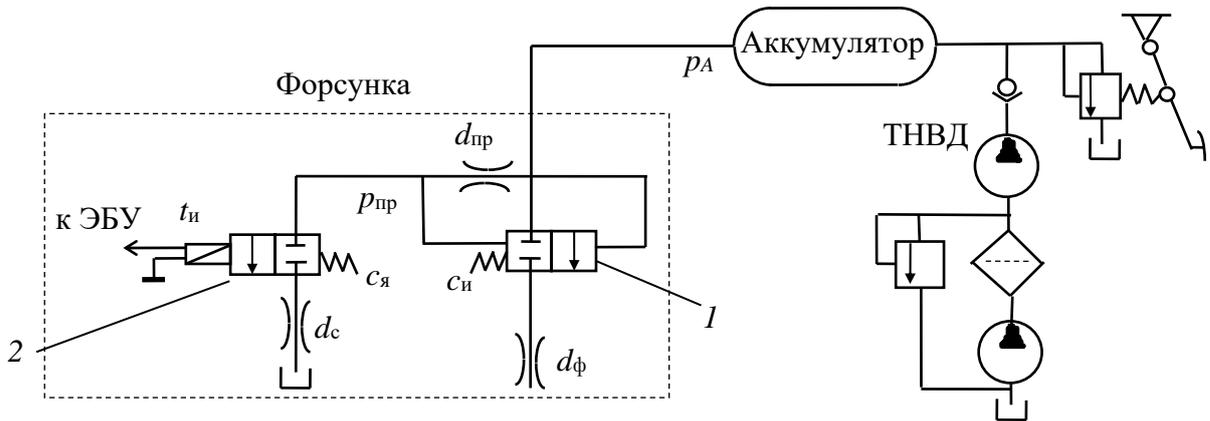


Рис. 4.13. Схема аккумуляторной системы подачи топлива *Common Rail*

Штриховыми линиями на рис. 4.13 выделена форсунка. Позиция 1 обозначает ее распылитель, а позиция 2 – электромагнитный или пьезоэлектрический клапан форсунки, соединенный с электронным блоком управления (ЭБУ).

При подаче электрического тока на клапан форсунки якорь, преодолевая усилие пружины с коэффициентом жесткости $c_{я}$, перемещается и открывает сливной дроссель d_c . В этом случае давление в пружинной полости $p_{пр}$ падает, т. к. топливо туда идет через дроссель $d_{пр}$. За счет давления в аккумуляторе p_A игла форсунки, преодолевая усилие пружины с коэффициентом жесткости $c_{и}$, перемещается и открывает сопловые отверстия распылителя с эквивалентным диаметром $d_{ф}$. В результате осуществляется подача топлива в цилиндр дизеля.

После прекращения электропитания форсунки сливной клапан закрывается, давление в пружинной полости становится равным давлению в аккумуляторе, и игла распылителя под действием пружины запирает сопловые отверстия распылителя, прекращая подачу топлива.

Как видим, управление подачей топлива в данной системе является электрогидравлическим. Можно непосредственно электромагнитом управлять иглой распылителя. Но в этом случае необходима весьма мощная электрическая катушка, у которой будет большая индуктивность, а значит,

большая инерционность. В результате дизель будет низкооборотным, а система весьма энергоемкой.

На рис. 4.14 изображена динамическая модель форсунки аккумуляторной системы подачи топлива дизеля, предназначенная для выбора ее основных параметров. Данная модель ориентирована, так же как и рассмотренные ранее, для реализации на ЭВМ и основана на фундаментальных законах электротехники, гидравлики, механики и математики.

На динамической модели форсунки изображены: 1 – катушка электроклапана с индуктивностью L_k ; 2 – пружина якоря электроклапана с коэффициентом жесткости $c_я$; 3 – якорь массой $m_я$; 4 – пружина иглы распылителя с коэффициентом жесткости $c_и$; 5 – игла массой $m_и$.

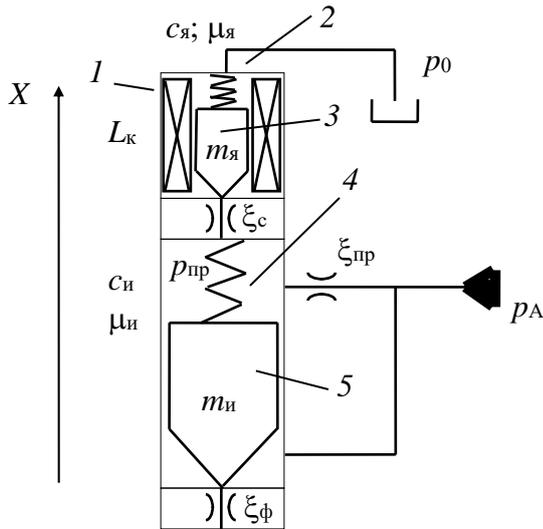


Рис. 4.14. Динамическая модель электромагнитной форсунки

В модели учитывается трение иглы с коэффициентом сопротивления $\mu_и$ и якоря с коэффициентом сопротивления $\mu_я$. Также учитываются потери энергии движущейся жидкости (обозначены коэффициенты местных сопротивлений $\xi_{пр}$, $\xi_с$, $\xi_ф$).

Движение якоря электроклапана и иглы распылителя форсунки описывается с помощью системы обыкновенных

дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} x''_я = \frac{F_{эл} - F_{уя} - F_{дя}}{m_я}; \\ x''_и = \frac{F_и - F_{пр} - F_{уи} - F_{ди}}{m_и}, \end{cases} \quad (4.59)$$

где $x''_я$, $x''_и$ – ускорения якоря электроклапана и иглы распылителя; $F_{эл}$ – электромагнитная сила, действующая на якорь электроклапана; $F_{уя}$, $F_{уи}$ – упругие силы пружин якоря и иглы; $F_{дя}$, $F_{ди}$ – диссипативные силы якоря и иглы; $F_и$ – сила давления топлива, действующая на иглу снизу, т. е. поднимающая ее; $F_{пр}$ – сила давления топлива, действующая на иглу со стороны пружинной полости форсунки, т. е. запирающая ее.

Электромагнитную силу электроклапана форсунки определяем по зависимости

$$F_{\text{эл}} = A_{\text{к}} B^2, \quad (4.60)$$

где $A_{\text{к}}$ – площадь поперечного сечения якоря электроклапана; B – магнитная индукция в воздушном зазоре электроклапана, оцениваемая как

$$B = k_1 e^{k_2 H}, \quad (4.61)$$

где k_1, k_2 – коэффициенты регрессии, учитывающие величину воздушного зазора и магнитное насыщение сердечника; H – напряженность магнитного поля катушки, вычисляемая по зависимости

$$H = \frac{z I}{L_{\text{к}}}, \quad (4.62)$$

где z – число витков провода катушки; I – сила тока, протекающего в катушке.

При подаче напряжения U на катушку электроклапана форсунки сила тока в ней возрастает от нуля до установившегося значения не мгновенно. Длительность этого переходного процесса зависит от индуктивности катушки $L_{\text{к}}$. Поэтому на каждом шаге интегрирования dt определяем значение тока I_i , протекающего в цепи:

$$I_i = I_{i-1} + dI, \quad (4.63)$$

где dI – приращение силы тока на каждом шаге dt , вычисляемое как

$$dI = \frac{U}{L_{\text{к}}} dt. \quad (4.64)$$

Индуктивность катушки оцениваем по зависимости

$$L_{\text{к}} = \frac{\mu_{\text{м}} z^2 A_{\text{к}}}{l}, \quad (4.65)$$

где $\mu_{\text{м}}$ – магнитная проницаемость магнитопровода; l – длина катушки.

Анализируя выражения (4.60)–(4.65), можно отметить, что при увеличении числа витков z растет электромагнитная сила $F_{\text{эл}}$, но также возрастает время переходных процессов.

Упругую и диссипативную силы в электроклапане определяем по выражениям

$$F_{уя} = c_{я} (x_{я} + x_{0я}); \quad (4.66)$$

$$F_{dя} = \mu_{я} x'_{я}, \quad (4.67)$$

где $x_{я}$ – перемещение якоря; $x_{0я}$ – преднатяг пружины якоря; $x'_{я}$ – скорость якоря.

Упругую $F_{уи}$ и диссипативную $F_{ди}$ силы, действующие на иглу, вычисляем аналогично (4.66) и (4.67), но со своими параметрами.

Скорости $x'_{я}$, $x'_{и}$ и перемещения $x_{я}$, $x_{и}$ получаем на каждом шаге dt методом численного интегрирования ускорений из (4.59).

Силу $F_{и}$ вычисляем как произведение площади поперечного сечения иглы $A_{и}$ на давление в аккумуляторе p_A . Для определения $F_{пр}$ используем ту же площадь $A_{и}$, но давление в пружинной полости форсунки $p_{пр}$.

Расход топлива через электроклапан форсунки оцениваем по выражению

$$Q_c = \mu_{ж} A_c \sqrt{\frac{2(p_A - p_0)}{\rho}}, \quad (4.68)$$

где $\mu_{ж}$ – коэффициент расхода топлива через дроссель электроклапана; A_c – площадь проходного сечения дросселя электроклапана; ρ – плотность топлива.

Массу топлива, ушедшую на слив через электроклапан форсунки за dt , вычисляем по зависимости

$$dm_c = Q_c \rho dt. \quad (4.69)$$

При работе форсунки одновременно со сливом топлива через электроклапан происходит заполнение ее пружинной полости через дроссель с коэффициентом сопротивления $\xi_{пр}$. Данный расход определяем по зависимости, аналогичной (4.68), но вместо давления среды p_0 подставляем давление в пружинной полости $p_{пр}$. Затем вычисляем массу топлива, вошедшую в пружинную полость форсунки $m_{пр}$. Зная эту массу, а также ушедшую m_c и коэффициент сжатия топлива α_t , можно определить давление в пружинной полости:

$$p_{\text{пр}} = \frac{\alpha_{\text{T}}(m_{\text{пр}0} - m_{\text{с}} + m_{\text{пр}})}{m_{\text{пр}0}}, \quad (4.70)$$

где $m_{\text{пр}0}$ – масса топлива в пружинной полости форсунки при давлении среды.

Далее на каждом шаге dt вычисляем расход топлива через сопловые отверстия распылителя $Q_{\text{ф}}$, а затем определяется цикловая подача топлива в цилиндр $g_{\text{т1}}$. При этом используем зависимость (4.68), но со своими параметрами (вместо $A_{\text{с}}$ подставляется площадь сопловых отверстий распылителя форсунки $A_{\text{ф}}$, вместо p_0 – давление в камере сгорания $p_{\text{с}}$).

На рис. 4.15–4.17 отражены результаты моделирования работы форсунки аккумуляторной системы подачи топлива.

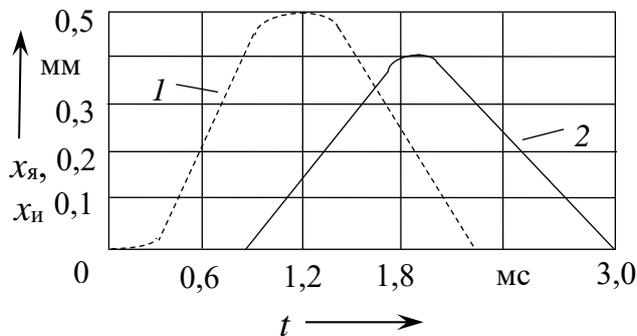


Рис. 4.15. Перемещения якоря $x_{\text{я}}$ (линия 1) и иглы $x_{\text{и}}$ (линия 2)

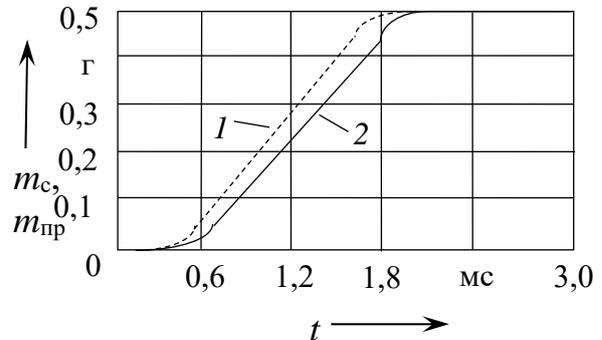


Рис. 4.16. Масса топлива, слитая через электроклапан форсунки $m_{\text{с}}$ (линия 1) и поступившая в ее пружинную полость $m_{\text{пр}}$ (линия 2)

При работе дизеля, например, на режиме $\omega = 220$ рад/с для обеспечения приемлемых характеристик подачи топлива длительность электрического импульса включения форсунки $t_{\text{и}}$ составляет 0,95 мс, что соответствует 12° угла поворота коленчатого вала.

Анализ полученных результатов показывает, что начало движения якоря электроклапана форсунки осуществляется довольно вяло. Это связано с относительно плавным нарастанием силы тока I и, как следствие, магнитной индукции якоря B и напряженности магнитного поля H . Для ускорения данного процесса необходимо уменьшать массы подвижных частей электроклапана, индуктивность катушки $L_{\text{к}}$, но увеличивать напряжение питания U форсунки. Так, в современных системах это напряжение составляет $U = 70 \dots 80$ В.

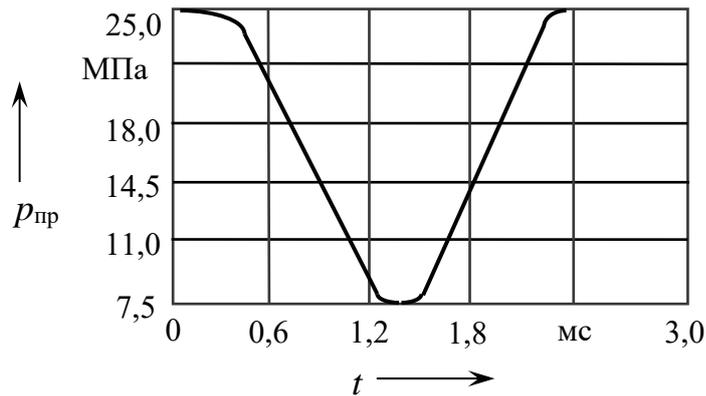


Рис. 4.17. Изменение давления в пружинной полости форсунки

Перемещение иглы распылителя начинается со значительным запаздыванием по отношению к движению якоря. В представленном примере движение иглы начинается, когда почти заканчивается подача напряжения на катушку, т. е. величина запаздывания составляет 0,9 мс. Это связано с тем, что игла начинает перемещаться только после падения давления в пружинной полости $p_{пр}$ до определенного уровня, зависящего от давления в аккумуляторе p_A и преднатяга пружины иглы $x_{0и}$, которые, в свою очередь, задаются в зависимости от необходимого давления начала подачи топлива в цилиндр и определяют цикловую подачу $g_{т1}$. Для интенсификации подъема и опускания иглы необходимо увеличивать p_A до 100 МПа и более.

Вызывает интерес тот факт, что как на высокоскоростных режимах работы двигателя, так и на низкоскоростных ($\omega = 50$ рад/с) давление в пружинной полости форсунки не падает до давления среды p_0 . В результате обеспечивается относительно плавное движение иглы, а значит, можно избежать подпрысков топлива и тем самым уменьшить токсичность и улучшить экономичность дизеля.

Отметим, что данную модель можно использовать в качестве подсистемы модели дизеля, описанной в п. 4.3.1, но ее можно применять отдельно для обоснованного выбора параметров аккумуляторной системы топливоподачи с электронным управлением.

4.3.4. Моделирование газовой динамики

На многие оценочные показатели ДВС (мощностные, топливно-экономические, экологические, эргономические и др.) существенное влияние оказывают параметры процесса впуска, которые, в свою очередь, оцениваются, прежде всего, коэффициентом наполнения цилиндра свежим зарядом η_V и степенью турбулизации рабочего тела в цилиндре при впуске и сжатии.

Анализ газовой динамики процесса наполнения цилиндра является сложной краевой задачей. Ее цель – определение скоростей движения рабочего тела в каждой точке цилиндра двигателя и выбор таких его параметров, которые обеспечивают наилучшие наполнение и турбулентность. Это весьма существенно влияет на качество процесса горения, степень охлаждения стенок цилиндра, клапанов и корпуса распылителя форсунки дизеля или свечи зажигания двигателя с принудительным воспламенением.

Движение газа в любой точке цилиндра описывается системой уравнений Навье – Стокса

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{du}{dt} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{F_x}{m} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right); \\ \frac{dv}{dt} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = \frac{F_y}{m} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right); \\ \frac{dw}{dt} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{F_z}{m} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right); \\ \frac{dp}{dt} + u \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial p}{\partial y} + w \frac{\partial p}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \end{array} \right. \quad (4.71)$$

где u, v, w – проекции вектора скорости потока на оси X, Y, Z в данной точке исследуемого объема; F_x, F_y, F_z – проекции вектора внешней силы в данной точке; m – масса элементарного объема рабочего тела; ρ – плотность газа в элементарном объеме; p – давление рабочего тела; μ – коэффициент динамической вязкости рабочего тела.

Решение краевой задачи в настоящее время осуществляют приближенными методами, т. к. не существует точного решения системы (4.71) для объема произвольной формы. Наиболее популярен метод конечных

элементов (МКЭ). Он реализован на ЭВМ многими программными комплексами, например *ANSYS*, *NASTRAN*, *PATRAN*, *Cosmos/M* и др.

Процесс решения краевой задачи с помощью МКЭ включает этапы:

– **препроцессорная стадия**, где задается область определения искомых функций u , v , w или, что то же самое, создается (вырисовывается на ЭВМ) геометрия исследуемого объекта в виде набора поверхностей и (или) объемов, производится их разбивка на конечные элементы и задаются граничные условия, т. е. величины и направления скоростей на границах конечно-элементной модели. Для этого в любом программном комплексе есть:

а) встроенный графический редактор;
 б) команды для задания свойств конечных элементов, т. е. их тип, материал, толщина (для оболочковых элементов) и т. п.;
 в) команды автоматической или ручной разбивки геометрических примитивов на конечные элементы;

г) команды для проверки качества конечно-элементной модели;

д) команды задания граничных условий;

– **процессорная стадия**, на которой производится автоматическое:

а) формирование матрицы жесткости модели;

б) решение систем уравнений, т. е. определение скоростей потока или т. п. функций;

в) запись результатов расчета;

– **постпроцессорная стадия**, где производится просмотр на экране ЭВМ полученных результатов – полей скоростей или иных искомых функций.

В качестве примера решения задачи газовой динамики рассмотрим двигатель без наддува с параметрами $D = 200$ мм, $S = 200$ мм, двумя впускными клапанами с диаметром каждого $d_1 = 85$ мм и максимальными ходами $h_{\max} = 12$ мм на скоростном режиме $\omega = 200$ рад/с.

С помощью модели рабочего цикла дизеля, изложенной в п. 4.3.1, получена зависимость средней скорости потока воздуха v_T между тарелкой впускного клапана и его седлом, отраженная на рис. 4.18.

Получим поле скоростей потока, например, в положении поршня, соответствующем углу ПКВ $\varphi = 60^\circ$. При этом рассмотрим два поперечных сечения цилиндра, образованных: плоскостью, проходящей через оси стержней клапанов (на рис. 4.19 разрез А–А); плоскостью, перпендикулярной указанной (на рис. 4.19 разрез Б–Б).

На рис. 4.20 показана конечно-элементная модель сечения рабочего тела в цилиндре при $\varphi = 60^\circ$ (разрез А–А), которая построена в *Cosmos/M*

с помощью восьми поверхностей и включает 1568 конечных элементов типа *Flow2D* со средним размером 2,5 мм, 1741 узел и имеет 3349 уравнений, полученных из (4.71)

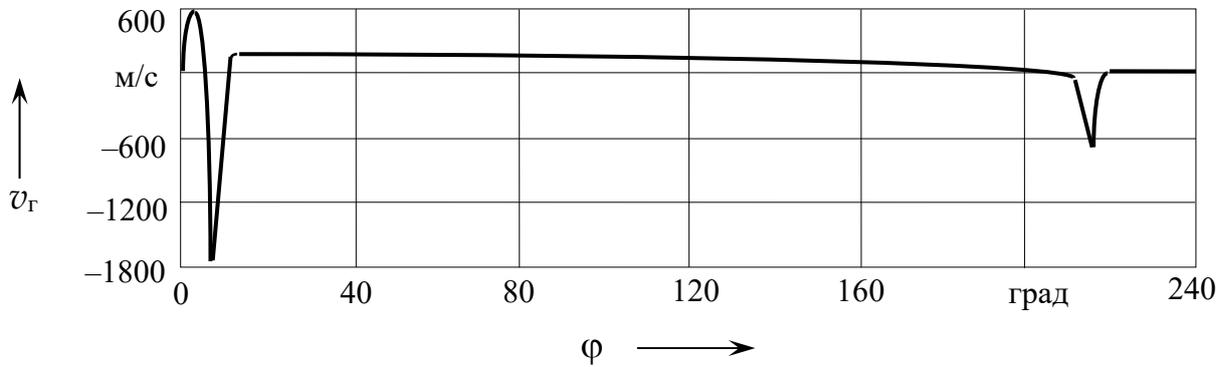


Рис. 4.18. Средняя скорость потока газа во впускном клапане дизеля

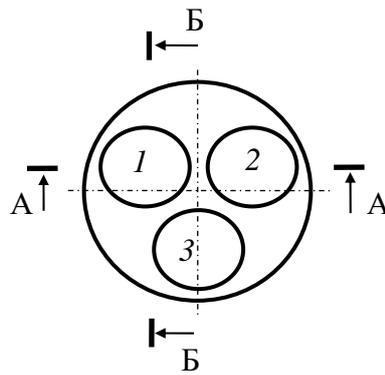


Рис. 4.19. Схема размещения клапанов исследуемого дизеля: 1 и 2 — впускные клапаны; 3 — выпускной клапан

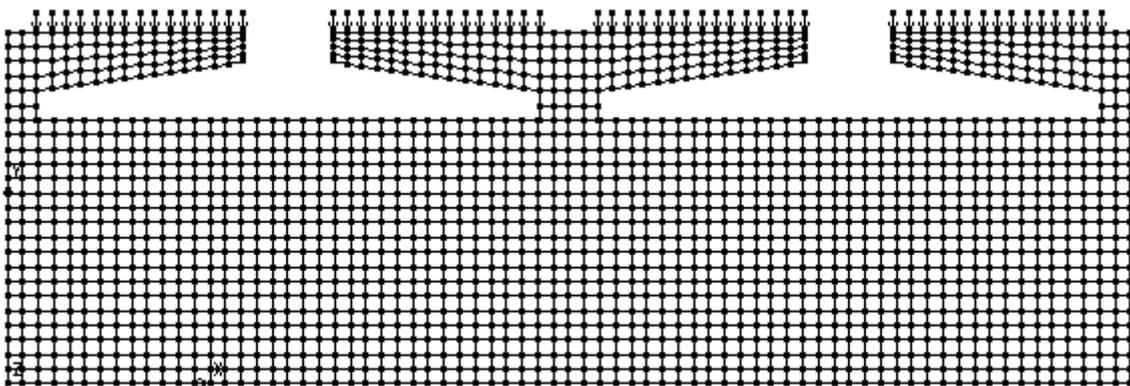


Рис. 4.20. Конечно-элементная модель сечения А-А рабочего тела в цилиндре дизеля

Граничные условия, т. е. скорости потока, задавались в узлах, расположенных между стержнями клапанов и их седлами (на рис. 4.20 обозначены стрелками). Для $\varphi = 60^\circ$ средняя скорость воздуха в клапане составляет $v_r \approx 100$ м/с, высота подъема клапана – 10 мм, а площадь сечения потока между стержнем клапана и его седлом в 2 раза больше. Поэтому граничные условия $v_y = -50$ м/с.

На рис. 4.21 представлено полученное поле результирующих (суммарных) скоростей потока в рассматриваемом сечении.

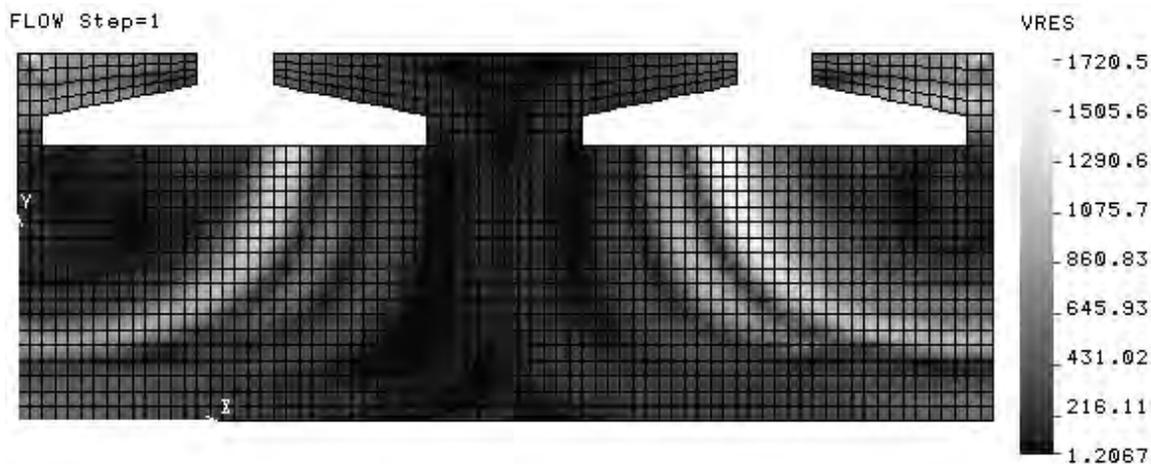


Рис. 4.21. Поле скоростей потока в сечении А–А и $\varphi = 60^\circ$

Можно отметить, что наибольшие скорости потока (светлые зоны на рис. 4.21) наблюдаются под тарелками впускных клапанов и между цилиндром и клапанами. Причем максимальные скорости турбулентных вихрей ($v_{\max} \approx 1720$ м/с) превышают скорость звука, что можно объяснить малой плотностью рабочего тела ($\rho = 0,5 \dots 1,1$ кг/м³) и его малой вязкостью ($\nu \approx 0,00002$ кг/(м·с)). Именно в этих местах можно ожидать наибольшего охлаждения стенок. В обширной зоне между клапанами скорость потока незначительна ($v_{\min} \approx 1,2$ м/с), поэтому можно предположить, что режим движения там ламинарный.

Конечно-элементная модель рабочего тела в сечении Б–Б на рис. 4.19 с заданными граничными условиями при $\varphi = 60^\circ$ построена с помощью пяти поверхностей и включает 1732 конечных элемента, 1867 узлов и имеет 3704 уравнения. Эта модель показана на рис. 4.22. На рис. 4.23 представлено полученное поле скоростей потока рабочего тела.

Анализ рис. 4.23 позволяет сделать вывод, что наибольшие скорости вихрей воздуха имеют место около стержня клапана. Также значительные скорости потока наблюдаются у поверхности поршня.

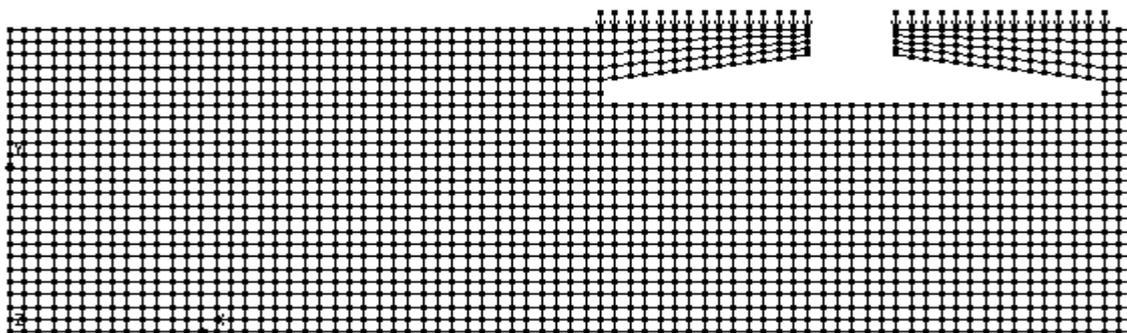
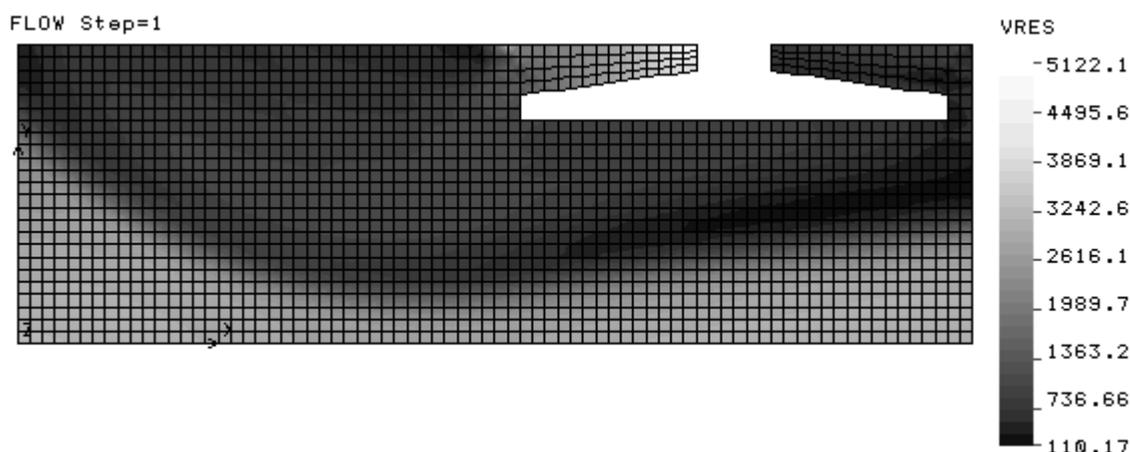


Рис. 4.22. Конечно-элементная модель сечения Б–Б

Рис. 4.23. Поле скоростей потока в сечении Б–Б цилиндра и $\varphi = 60^\circ$

Получив поля скоростей в цилиндре с шагом поворота коленчатого вала $d\varphi$ и своими граничными условиями, можно оценить степень турбулизации рабочего тела на впуске. Так, например, для рассматриваемого мотора максимальные скорости потока существенно не уменьшаются при движении поршня до НМТ. В зонах, наиболее удаленных от впускного клапана, на протяжении всего процесса впуска имеют место значительные турбулентные вихри. В объемах, прилегающих к цилиндру и наименее удаленных от клапана, скорости потока незначительны. Можно предположить, что там будут иметь место застойные зоны с наибольшими температурами и концентрациями остаточных газов.

4.3.5. Выбор основных параметров дизеля

Выбор параметров механизма (системы) осуществляется с помощью какого-либо метода оптимизации. При этом значимую роль играют начальные значения оптимизируемых параметров, которые являются

базовыми для последующего уточнения посредством математического моделирования на ЭВМ. Обычно предварительный выбор оптимизируемых параметров производится на основе анализа существующих конструкций. Однако лучше использовать аналитические методики, например на основе теплового расчета ДВС, описанного в подразд. 3.8, с учетом нормативных требований.

С помощью моделей, отраженных в пп. 4.3.1–4.3.4, производится оптимизация выбранных факторов варьирования. Для этого используются методы «Теории планирования эксперимента». Например, в качестве одного из факторов варьирования двигателя можно принять диаметр цилиндра D , а в качестве функций отклика (оценочных характеристик) – эффективную мощность N_e и КПД η . Определившись с факторами и функциями, с целью отыскания математической связи между ними, проводят серию вычислительных экспериментов, т. е. имитируют на модели рабочий цикл двигателя с различными значениями (согласно плану эксперимента) факторов варьирования.

По результатам проведенных опытов получают регрессионные модели, которые наиболее часто представляют в виде полиномов, хотя применяют показательные, экспоненциальные, гармонические и другие выражения. Для получения линейных полиномиальных моделей обычно рекомендуют интервалы варьирования факторов принимать примерно $\pm 25\%$ от начальных (предварительно выбранных) значений, а при получении квадратичных регрессионных моделей – около $\pm 50\%$ от номинальных начальных значений.

Чтобы идентифицировать явный экстремум функции от аргумента, достаточно использовать квадратичный полином вида

$$y = b_0 + b_1 x_j + b_2 x_j^2, \quad (4.72)$$

где y – оцениваемая функция; b_0 , b_1 , b_2 – коэффициенты регрессии; x_j – фактор варьирования (j -й аргумент).

Для получения одного квадратичного полинома (4.72) и его статистических оценок необходимо и достаточно провести четыре опыта с различными значениями фактора в реперных (фиксированных) точках интервала его варьирования. Тогда общее необходимое количество опытов K_0 определится зависимостью

$$K_0 = 4 + 3(k - 1), \quad (4.73)$$

где k – число варьируемых факторов.

Например, при $k = 8$ необходимо провести всего 25 опытов.

С целью упрощения анализа значимости аргумента для оцениваемой функции производят нормирование факторов (нормированные переменные обозначают символом $*$). Например, для диаметра цилиндра

$$D_i^* = \frac{D_i - 0,5(D^{\max} + D^{\min})}{0,5(D^{\max} - D^{\min})}, \quad (4.74)$$

где D_i – значение диаметра цилиндра в натуральных единицах в i -м опыте; D^{\max} , D^{\min} – минимальный и максимальный диаметры цилиндра в натуральных единицах в данной серии опытов.

Аналогичная нормировка производится для остальных аргументов. В связи с этим каждый фактор изменяется в интервале от -1 до $+1$.

Для обратного перевода значения аргумента, т. е. из нормированного вида в натуральный, используют зависимость

$$D_i = \frac{D_i^*(D^{\max} - D^{\min})}{2} + \frac{(D^{\max} + D^{\min})}{2}. \quad (4.75)$$

После проведения серии опытов определяют экстремальные величины функций отклика (минимальные N_{\min} , η_{\min} и максимальные N_{\max} , η_{\max}). Затем производится выбор целевой функции оптимизации и вычисляется ее значение в каждом опыте. При этом можно использовать аддитивную или мультипликативную целевую функцию, а также минимаксный (максиминный) подход в оптимизации.

При аддитивном подходе значение целевой функции в каждом k -м опыте определяется суммой:

$$\Psi_k = a_1 N_k + a_2 \eta_k, \quad (4.76)$$

где a_1 , a_2 – коэффициенты важности и совместимости единиц измерений оценочных показателей (в данном случае мощности N и КПД η).

Мультипликативная целевая функция будет иметь вид

$$\Psi_k = N_k \eta_k. \quad (4.77)$$

В качестве оптимальных принимаются значения варьируемых факторов того опыта, в котором целевая функция максимальна, т. е. для данного

примера, где имеет место требуемая мощность двигателя при наибольшем КПД.

При использовании минимаксного подхода не производится формирование комплексной целевой функции, а используются так называемые степени удалений каждой оценочной функции от своего оптимума (в данном случае – максимума, т. к. и N , и η необходимо максимизировать).

Для мощности степень удаления от своего (частного) оптимума в каждом k -м опыте определяется по зависимости

$$C_{Nk} = \frac{N_{\max} - N_k}{N_{\max} - N_{\min}}, \quad (4.78)$$

где N_k – значение мощности в k -м опыте; N_{\min} , N_{\max} – минимальная и максимальная мощность в данной серии опытов.

Для КПД степень удаления от своего оптимума в каждом опыте вычисляется аналогично:

$$C_{\eta k} = \frac{\eta_{\max} - \eta_k}{\eta_{\max} - \eta_{\min}}, \quad (4.79)$$

где η_k – значение КПД в k -м опыте; η_{\min} , η_{\max} – минимальный и максимальный КПД из всех проведенных опытов.

После этого определяется значение варьируемого фактора, при котором имеет место равенство степеней удалений оцениваемых показателей

$$C_{Nk} = C_{\eta k}. \quad (4.80)$$

Если на одном рисунке построить графики указанных степеней удалений от диаметра $C_N = f(D)$ и $C_\eta = f(D)$, то в точке пересечения данных графиков будет оптимальное значение варьируемого параметра D , потому что каждая учитываемая функция отклика в данной точке будет иметь одинаково минимальное удаление от своего оптимума. Такая же процедура проводится для остальных варьируемых (оптимизируемых) параметров мотора.

Рассмотрим подробно методику выбора основных параметров на примере четырехтактного четырехцилиндрового рядного дизеля с непосредственным впрыском топлива (неразделенная камера сгорания), с двумя впускными и одним выпускным клапанами на цилиндр, без турбонадува.

В качестве факторов варьирования приняты: x_1 – диаметр цилиндра D , мм; x_2 – ход поршня S , мм; x_3 – длина шатуна $l_{ш}$, мм; x_4 – максимальный ход впускного клапана h_1 , мм; x_5 – максимальный ход выпускного клапана h_2 , мм; x_6 – длина впускной трубы l_1 , мм; x_7 – угол ПКВ начала подачи топлива $\theta_{тн}$, град; x_8 – угол ПКВ подачи топлива (продолжительность) $\Delta\theta_t$, град; x_9 – угол ПКВ конца закрытия впускного клапана $\phi_{1к}$, град; x_{10} – угловая скорость вала мотора ω_d , рад/с.

Оценочными показателями дизеля являются: y_1 – коэффициент наполнения η_v ; y_2 – максимальное давление цикла p_z , МПа; y_3 – среднее индикаторное давление в цилиндре p_i , МПа; y_4 – интенсивность роста давления в цилиндре $dp/d\phi$, МПа/рад; y_5 – максимальная температура цикла T_{max} , К; y_6 – средний эффективный крутящий момент M_e , Н·м; y_7 – коэффициент динамичности крутящего момента на коленчатом валу $k_d = M_{max}/M_e$, где M_{max} – максимальный крутящий момент за цикл; y_8 – удельный расход топлива g_e , г/(кВт·ч); y_9 – максимальная боковая сила поршня F_N , кН; y_{10} – КПД двигателя; y_{11} – время задержки воспламенения (период индукции) τ_i , мс; y_{12} – максимальная скорость реакции v_r , г/с.

Первый принятый оценочный показатель (η_v) позволяет в комплексе оценить совершенство процесса впуска. Максимальное давление цикла p_z и интенсивность роста давления при горении $dp/d\phi$ напрямую влияют на прочность, жесткость, долговечность деталей КШМ и шум двигателя. Максимальная температура T_{max} определяет тепловую напряженность деталей камеры сгорания и позволяет оценить токсичность отработавших газов по таким компонентам, как сажа и окислы азота. M_e является интегральным показателем для оценки области использования двигателя. Показатель k_d оценивает динамическую нагруженность коленчатого вала, трансмиссии и ходовой системы самоходной машины, т. е. совместно с p_z и $dp/d\phi$ позволяет прогнозировать материалоемкость и долговечность дизеля и всей машины. Боковая сила поршня F_N дает возможность оценить потери на трение в двигателе и его долговечность. Среднее индикаторное давление p_i и КПД η являются интегральными для оценки экономичности двигателя целиком, т. е. показывают совершенство всех его процессов. Период индукции τ_i и максимальная скорость реакции v_r позволяют оценить качество процесса горения.

Значения факторов в реперных точках интервалов варьирования представлены в табл. 4.6, а результаты – в табл. 4.7. При этом для обеспечения сопоставимости результатов натуральные значения всех факторов в любой реперной точке отличаются от значений в другой точке в

одинаковое количество раз. Например, минимум каждого фактора (-1) отличается от номинала (0) в 2 раза.

Табл. 4.6. Варьируемые факторы дизеля в реперных точках интервалов

Номер фактора	Обозначение и единица измерения фактора	Значение фактора			
		-1	-0,6	0	+1
x_1	D , мм	100	140	200	300
x_2	S , мм	100	140	200	300
x_3	$l_{ш}$, мм	150	210	300	450
x_4	h_1 , мм	6	8,4	12	18
x_5	h_2 , мм	6	8,4	12	18
x_6	l_1 , мм	100	140	200	300
x_7	$\theta_{тн}$, град	10	14	20	30
x_8	$\Delta\theta_t$, град	10	14	20	30
x_9	$\varphi_{1к}$, град	20	28	40	60
x_{10}	ω_d , рад/с	100	140	200	300

Табл. 4.7. План эксперимента и результаты исследований дизеля

Но- мер опы- та	Фактор			Оценочная функция											
	x_1	...	x_{10}	η_v	p_z	p_i	$dp/d\varphi$	T_{max}	M_e	k_d	g_e	F_N	η	τ_i	v_r
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	0	0	0	1,05	9,2	0,77	30,2	1760	1604	4,2	258	29,3	0,33	1,53	181
2	+1	0	0	1,55	11,6	1,25	27,3	1482	1232	17,9	999	95,7	0,08	1,28	322
3	-0,6	0	0	0,82	8,4	0,59	42,9	1944	816	4,0	196	8,7	0,43	1,70	127
4	-1	0	0	0,70	7,9	0,50	65,3	2044	396	7,3	175	6,7	0,48	1,82	99
5	0	...	0	0,98	7,0	0,66	19,2	1488	1349	6,2	432	26,2	0,20	1,65	161
6	0		0	1,12	11,6	0,89	45,0	1933	1479	4,1	210	33,4	0,40	1,44	197
7	0		0	1,21	14,0	1,01	64,9	2040	1258	4,0	190	35,6	0,45	1,36	195
8	0	0	0	0,98	8,7	0,75	27,4	1767	1570	4,0	248	22,9	0,34	1,52	165
9	0	0	0	1,13	9,8	0,80	33,8	1755	1610	4,5	276	37,7	0,31	1,54	202
10	0	0	0	1,20	10,2	0,80	37,4	1736	1491	5,1	317	46,1	0,27	1,58	220
11	0	0	0	1,28	12,0	0,98	39,4	1827	2030	4,5	248	39,7	0,34	1,40	241
12	0	0	0	0,92	7,7	0,66	25,0	1716	1361	4,0	266	23,6	0,32	1,62	148
13	0	0	0	0,83	6,6	0,58	21,7	1677	1195	3,8	275	19,6	0,31	1,70	126

Окончание табл. 4.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
14	0	0	0	1,05	9,2	0,76	30,2	1760	1679	4,0	247	29,3	0,34	1,53	181
15	0	0	0	1,05	9,2	0,79	30,2	1760	1439	4,7	288	29,3	0,29	1,53	181
16	0	0	0	1,05	9,2	0,80	30,2	1760	1335	5,1	310	29,3	0,27	1,53	181
17	0	0	0	1,03	9,0	0,76	29,6	1757	1576	4,2	259	28,7	0,33	1,54	177
18	0	0	0	1,06	9,4	0,79	30,8	1767	1635	4,2	257	30,1	0,33	1,52	185
19	0	0	0	1,08	9,5	0,80	31,3	1770	1658	4,2	256	30,6	0,33	1,51	188
20	0	0	0	1,05	9,5	0,79	34,2	1782	1621	4,2	256	30,1	0,33	2,31	181
21	0	0	0	1,05	8,1	0,74	21,4	1703	1530	4,2	271	27,0	0,31	1,22	167
22	0	0	0	1,05	7,2	0,71	15,1	1649	1443	4,1	287	24,4	0,30	1,08	154
23	0	0	0	1,05	8,3	0,75	21,0	1708	1538	4,2	269	27,3	0,32	1,53	149
24	0	0	0	1,05	9,2	0,77	33,1	1760	1602	4,2	259	29,4	0,33	1,53	181
25	0	0	0	1,05	9,2	0,77	33,2	1761	1601	4,2	259	29,4	0,33	1,53	181
26	0	0	0	1,32	12,5	1,02	41,5	1833	2122	4,5	247	41,7	0,34	1,38	255
27	0	0	0	0,91	7,5	0,65	24,8	1710	1341	4,0	268	23,1	0,32	1,63	145
28	0	0	0	0,83	6,5	0,57	21,5	1610	1179	3,8	277	19,3	0,31	1,70	124
29	0	0	+1	0,95	5,2	0,61	13,4	1360	710	10,3	530	19,3	0,16	1,59	137
30	0	0	-0,6	1,10	12,0	0,87	39,5	1963	2002	4,5	216	40,5	0,39	1,51	183
31	0	0	-1	1,07	13,1	0,89	43,0	2065	2061	4,6	206	43,4	0,41	1,53	138

При исследованиях принимались постоянными для всех опытов следующие параметры: коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,6$; степень сжатия $\varepsilon = 17,5$; масса поступательно движущихся деталей цилиндра $m_n = 5$ кг; диаметры клапанов $d_1 = d_2 = D/2,36$; фазы газораспределения $\varphi_{2н} = 40^\circ$, $\varphi_{1н} = \varphi_{2к} = 10^\circ$.

После проведения серии опытов следующим этапом рассматриваемой методики выбора основных параметров двигателя является определение коэффициентов регрессионных моделей b_0 , b_1 и b_2 для каждой регрессии (4.72). Для этого используют метод наименьших квадратов, который приводит к системе

$$\left. \begin{aligned} b_0 K_o + b_1 \sum_{i=1}^{K_o} x_{1i} + b_2 \sum_{i=1}^{K_o} x_{1i}^2 &= \sum_{i=1}^{K_o} y_i; \\ b_0 \sum_{i=1}^{K_o} x_{1i} + b_1 \sum_{i=1}^{K_o} x_{1i} x_{1i} + b_2 \sum_{i=1}^{K_o} x_{1i} x_{1i}^2 &= \sum_{i=1}^{K_o} y_i x_{1i}; \\ b_0 \sum_{i=1}^{K_o} x_{1i}^2 + b_1 \sum_{i=1}^{K_o} x_{1i} x_{1i}^2 + b_2 \sum_{i=1}^{K_o} x_{1i}^2 x_{1i}^2 &= \sum_{i=1}^{K_o} y_i x_{1i}^2, \end{aligned} \right\} \quad (4.81)$$

где b_0, b_1, b_2 – искомые коэффициенты регрессионного уравнения; x_{1i} – значение первого фактора в i -м опыте; y_i – значение оцениваемой функции в i -м опыте.

Решая систему (4.81) методом Гаусса или Крамера, определяют коэффициенты b_j для каждой функции отклика от каждого варьируемого фактора. В случае подтверждения адекватности регрессий их можно использовать для прогнозирования зависимости оценочных показателей мотора от факторов варьирования (назначение допусков), а также для оптимизации этих факторов (назначение номиналов).

При 10 аргументах и 12 функциях имеем 120 регрессионных уравнений. Анализ такого количества зависимостей весьма затруднителен. Поэтому с целью упрощения производят оценку значимости коэффициентов каждой регрессионной модели. Для этого определяют доверительный интервал каждой функции Δ_j :

$$\Delta_j = \sigma_{j\text{вос}} t, \quad (4.82)$$

где $\sigma_{j\text{вос}}$ – среднее квадратическое отклонение j -й функции, равное квадратному корню из дисперсии воспроизводимости $D_{j\text{вос}}$; t – коэффициент Стьюдента при числе степеней свободы $\nu = K_0$ и доверительной вероятности $P = 0,95$.

Далее определяют минимально значимую величину коэффициентов:

$$b_{\min} = \frac{\Delta_j}{\sqrt{K_0}}. \quad (4.83)$$

Если $b_j < b_{\min}$, то данный коэффициент незначим и его можно отбросить без ущерба точности регрессионной модели. Вообще, оценка значимости коэффициентов во многом является субъективной процедурой, т. к. здесь может влиять априорная информация. Геометрические интерпретации полученных регрессий изображены на рис. 4.24 и 4.25.

Для оценки статистической связи между собой как аргументов, так и функций производят их корреляционный анализ. С одной стороны, эта процедура позволяет дополнительно упростить последующий анализ за счет возможного сокращения оригинальных функций, а с другой – сделать важные выводы.

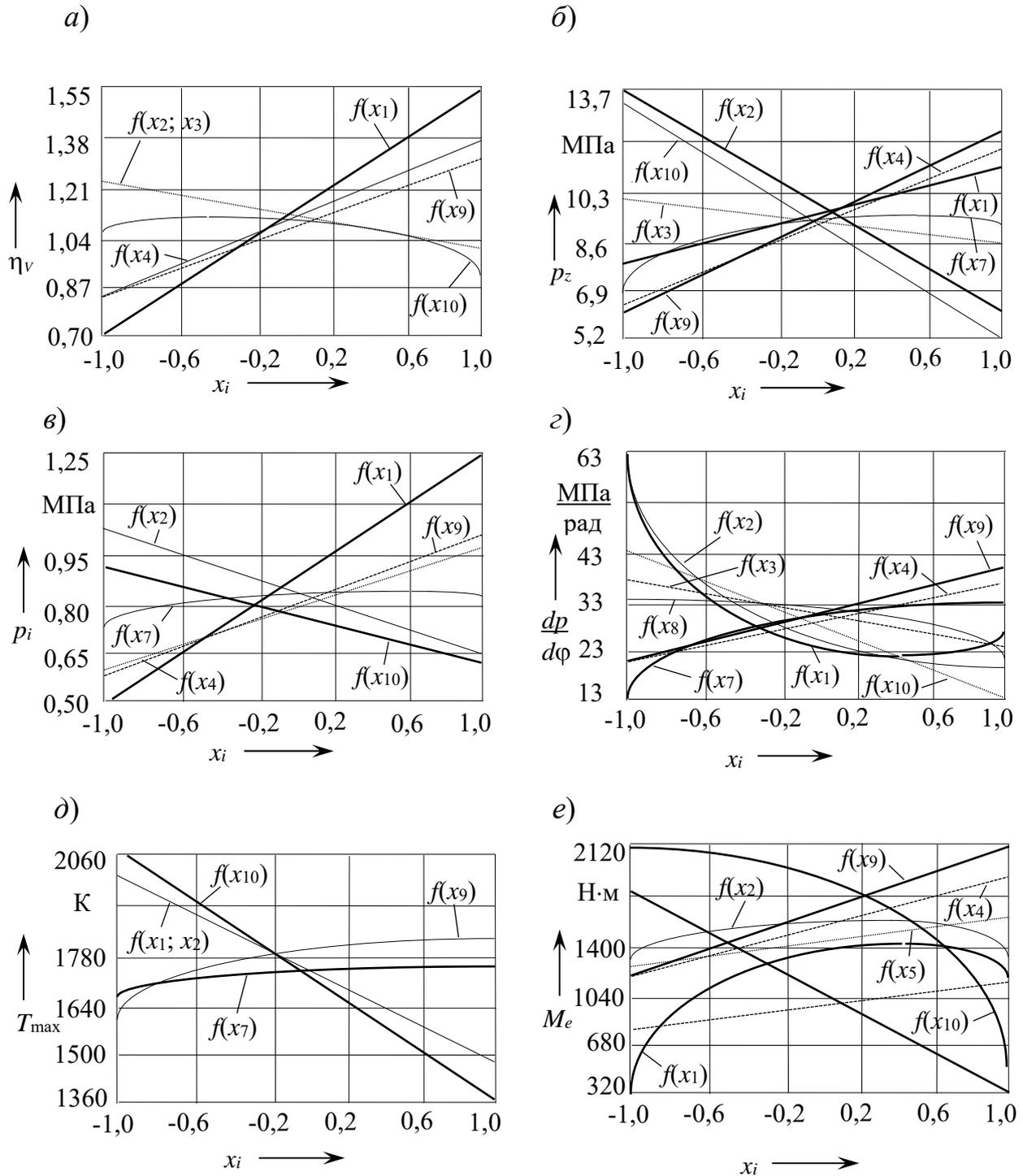


Рис. 4.24. Зависимость оценочных показателей дизеля (η_v , p_z , p_i , $dp/d\phi$, T_{\max} , M_e) от наиболее значимых факторов варьирования

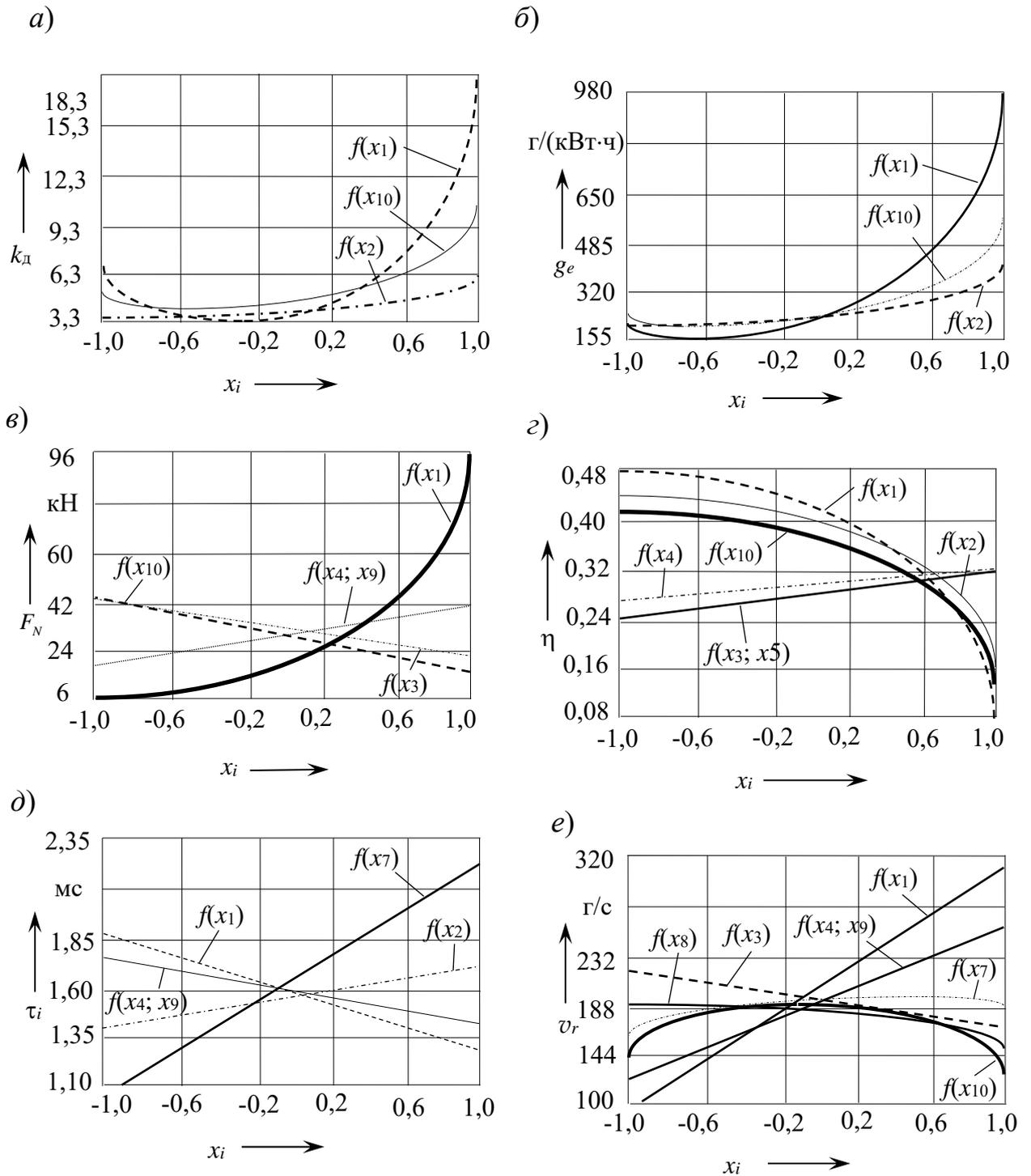


Рис. 4.25. Зависимость оценочных показателей дизеля (k_d , g_e , F_N , η , τ_i , v_r) от наиболее значимых факторов варьирования

Данный анализ осуществляется с помощью вычисления коэффициентов парных корреляций между двумя переменными:

$$r_{jk} = \frac{C_{jk}}{\sqrt{D_j D_k}}, \quad (4.84)$$

где C_{jk} – корреляционный момент (ковариация) исследуемых переменных; D_j, D_k – дисперсии j -й и k -й переменных.

Указанные в (4.84) параметры каждого коэффициента корреляции можно определить по следующим выражениям:

$$C_{jk} = \frac{\sum_{i=1}^{K_o} (x_{ji} x_{ki} - \bar{x}_{jk})^2}{K_o - 1}; \quad (4.85)$$

$$D_j = \frac{\sum_{i=1}^{K_o} (x_{ji} - \bar{x}_j)^2}{K_o - 1}; \quad (4.86)$$

$$D_k = \frac{\sum_{i=1}^{K_o} (x_{ki} - \bar{x}_k)^2}{K_o - 1}, \quad (4.87)$$

где $\bar{x}_{jk}, \bar{x}_j, \bar{x}_k$ – математические ожидания произведений и каждой в отдельности исследуемой переменной.

Коэффициенты парных корреляций между аргументами и функциями часто записывают в виде треугольной матрицы (табл. 4.8).

Минимальный коэффициент корреляции, по которому можно судить, что проверяемые переменные зависят друг от друга, определяется по выражению

$$r_{\min} = \frac{3}{\sqrt{K_o - 1}}. \quad (4.88)$$

В рассматриваемом случае при $K_o = 31$ имеем $r_{\min} = 0,55$. Если для любого полученного коэффициента корреляции будет выполняться условие $r_{jk} > r_{\min}$, то можно констатировать, что между исследуемыми переменными есть существенная статистическая связь и одна из переменных

выражается через другую с помощью линейной зависимости. Имея план эксперимента, согласно табл. 4.6, можно выявить статистическую связь только между оценочными показателями.

Табл. 4.8. Коэффициенты корреляции оценочных показателей исследуемого дизеля

	y ₁	y ₂	y ₃	y ₄	y ₅	y ₆	y ₇	y ₈	y ₉	y ₁₀	y ₁₁	y ₁₂
y ₁	1	0,70	0,96	0,09	0,07	0,55	0,43	0,50	0,90	0,38	0,49	0,95
y ₂		1	0,83	0,66	0,63	0,58	0,03	0,07	0,60	0,33	0,26	0,62
y ₃			1	0,26	0,13	0,55	0,39	0,41	0,88	0,20	0,44	0,90
y ₄				1	0,85	0,04	0,09	0,37	0,03	0,71	0,12	0,09
y ₅					1	0,22	0,46	0,67	0,14	0,91	0,08	0,12
y ₆						1	0,34	0,21	0,39	0,08	0,26	0,46
y ₇							1	0,93	0,64	0,66	0,15	0,46
y ₈								1	0,70	0,86	0,20	0,53
y ₉									1	0,49	0,36	0,87
y ₁₀										1	0,16	0,42
y ₁₁											1	0,38
y ₁₂												1

Корреляционный анализ показал, что линейная статистическая связь имеет место (в табл. 4.8 отмечено жирным шрифтом) между коэффициентом наполнения η_V и максимальным давлением в цилиндре p_z , а также средним индикаторным давлением p_i , боковой силой поршня F_N и максимальной скоростью реакции горения v_r . Причем с ростом коэффициента наполнения данные показатели увеличиваются. Указанные связи выражаются зависимостями

$$p_z = -0,17 + 9,02 \eta_V ; \quad (4.89)$$

$$p_i = -0,175 + 0,906 \eta_V ; \quad (4.90)$$

$$F_N = -57,4 + 84,1 \eta_V ; \quad (4.91)$$

$$v_r = -92,77 + 256,31 \eta_V . \quad (4.92)$$

Линейно коррелируют с максимальным давлением цикла p_z среднее индикаторное давление p_e , интенсивность роста давления $dp/d\varphi$, максимальная температура T_{\max} , средний эффективный крутящий момент M_e , максимальная боковая сила поршня и максимальная скорость реакции. Эти связи отражаются зависимостями

$$p_e = 0,205 + 0,061p_z; \quad (4.93)$$

$$\frac{dp}{d\varphi} = -3,445 + 3,849p_z; \quad (4.94)$$

$$T_{\max} = 1318 + 47,8p_z; \quad (4.95)$$

$$M_e = 496,2 + 104,3p_z; \quad (4.96)$$

$$F_N = -10,0 + 4,4p_z; \quad (4.97)$$

$$v_r = 55,0 + 13,0p_z. \quad (4.98)$$

Со средним индикаторным давлением линейно коррелируют боковая сила поршня и максимальная скорость реакции:

$$F_N = -36,8 + 87,2p_i; \quad (4.99)$$

$$v_r = -22,3 + 256,0p_i. \quad (4.100)$$

С интенсивностью давления существенную статистическую связь имеют максимальная температура рабочего тела и КПД:

$$T_{\max} = 1403 + 11,0 \frac{dp}{d\varphi}; \quad (4.101)$$

$$\eta = 0,173 + 0,005 \frac{dp}{d\varphi}. \quad (4.102)$$

С температурой рабочего тела коррелируют удельный эффективный расход топлива g_e и КПД:

$$g_e = 1411,8 - 0,635T_{\max}; \quad (4.103)$$

$$\eta = -0,474 + 0,0005T_{\max}. \quad (4.104)$$

Можно отметить, что при увеличении максимальной температуры рабочего тела g_e снижается, а КПД растет.

С коэффициентом динамичности крутящего момента k_d статистически связаны удельный расход топлива, боковая сила поршня и КПД:

$$g_e = 35,4 + 50,7k_d; \quad (4.105)$$

$$F_N = 12,9 + 3,56k_d; \quad (4.106)$$

$$\eta = 0,419 - 0,019k_d. \quad (4.107)$$

Как видим, при увеличении динамической нагруженности КШМ (k_d) растет g_e и F_N , а η падает, что можно объяснить увеличением сил трения.

С удельным расходом статистически связаны боковая сила и КПД:

$$F_N = 10,2 + 0,07g_e; \quad (4.108)$$

$$\eta = 0,455 - 0,0005g_e. \quad (4.109)$$

Максимальное значение боковой силы поршня линейно коррелирует с максимальной скоростью реакции горения топлива, причем чем больше F_N , тем больше v_r , и наоборот:

$$v_r = 99,0 + 2,51 F_N. \quad (4.110)$$

Анализ полученных результатов позволяет утверждать, что наибольшее влияние на коэффициент наполнения (см. рис. 4.24, *a*) оказывает диаметр цилиндра (фактор x_1). При увеличении D растет η_v . Следующими по значимости факторами, существенно влияющими на коэффициент наполнения, являются угол закрытия впускного клапана (фактор x_9) и максимальный ход впускного клапана (фактор x_4). Это связано с увеличением инерционного наддува и уменьшением аэродинамических потерь на впуске. При увеличении длины шатуна (фактор x_3) и хода поршня (фактор x_2) η_v несколько снижается. При изменении угловой скорости коленчатого вала (фактор x_{10}) имеет место оптимум, при котором коэффициент наполнения максимален для данных фаз газораспределения, что соответствует нормированному значению $x_{10}^{\text{экс}^*} \approx -0,6$ (или в абсо-

лютных единицах измерения $x_{10}^{\text{экс}} \approx 140$ рад/с). Остальные рассматриваемые факторы, в том числе и длина впускной трубы (фактор x_3), не оказывают существенного влияния на коэффициент наполнения.

Анализ рис. 4.24, б позволяет утверждать, что наибольшее влияние на максимальное давление в цилиндре оказывают ω_d и S . Причем как при увеличении угловой скорости коленчатого вала, так и хода поршня p_z уменьшается. Это можно объяснить ограниченностью максимальной скорости горения топлива и периода индукции. Прямо пропорционально на p_z влияют $\varphi_{1к}$, h_1 , $\theta_{тн}$ и D . Однако это влияние существенно меньше первых двух указанных факторов.

Среднее индикаторное давление наиболее существенно зависит от D , $\varphi_{1к}$, h_1 (см. рис. 4.24, в). При увеличении этих факторов p_i растет. На данный показатель также влияют S и ω_d , но обратно пропорционально.

На интенсивность роста давления (см. рис. 4.24, г) наибольшее влияние оказывают диаметр цилиндра и ход поршня. Причем имеют место оптимальные значения D и S на рассматриваемых интервалах варьирования, при которых $dp/d\varphi$ минимальна. При увеличении угла закрытия впускного клапана, его хода и угла начала подачи топлива интенсивность давления растет. При увеличении угловой скорости коленчатого вала и длины шатуна $dp/d\varphi$ несколько уменьшается.

Температура рабочего тела (см. рис. 4.24, д) возрастает при увеличении $\theta_{тн}$ и $\varphi_{1к}$. Но при увеличении D , S и ω_d она уменьшается. Наибольшее влияние на T_{max} оказывают угловая скорость коленчатого вала, диаметр цилиндра и ход поршня.

Средний эффективный крутящий момент двигателя (см. рис. 4.24, е) возрастает при увеличении угла закрытия впускного клапана, ходов впускных и выпускных клапанов и уменьшении угловой скорости. В наибольшей степени M_e зависит от ω_d . Диаметр цилиндра и ход поршня имеют оптимумы на своих интервалах варьирования, при которых M_e максимален. Это связано со значительными цикловыми подачами топлива при увеличении D и S , а также с ограниченными значениями максимальных скоростей горения. В результате для номинальной угловой скорости $\omega_d = 200$ рад/с, при которой производилось варьирование диаметра цилиндра и хода поршня, при увеличении D и S имело место снижение эффективных показателей и, в частности, M_e . Отсюда можно сделать вывод, что форсирование крупноразмерных дизелей по угловой скорости невозможно, т. е. с ростом рабочего объема цилиндра дизеля номинальная угловая скорость коленчатого вала уменьшается.

Существенное влияние на коэффициент динамичности крутящего момента коленчатого вала оказывают три фактора (см. рис. 4.25, *a*). В порядке убывания значимости для k_d – это D , ω_d , S . Минимальное значение k_d имеет место при следующих параметрах: $D^* \approx -0,3$, $S^* \approx -0,8$ и $\omega_d^* \approx -0,6$. Поэтому для снижения динамической нагруженности двигателя можно рекомендовать короткоходный КШМ.

На удельный расход топлива (см. рис. 4.25, *б*) влияют те же факторы, что и на коэффициент динамичности. Их влияние примерно такое же.

Анализ рис. 4.25, *в* показывает, что для уменьшения боковой силы поршня F_N необходимо уменьшать диаметр цилиндра, ход и угол закрытия впускного клапана, что, однако, снижает η_V и мощность мотора. F_N уменьшается также при увеличении длины шатуна, угловой скорости коленчатого вала и хода поршня. Причем влияние трех последних факторов значительно меньше по сравнению с указанными ранее.

Наибольшее отрицательное влияние на КПД оказывает увеличение диаметра цилиндра, хода поршня и угловой скорости коленчатого вала (см. рис. 4.25, *з*). Это связано, как уже отмечалось, с ограниченностью максимальных скоростей горения и периода индукции при больших цикловых подачах и значительными скоростными режимами, на которых производились исследования. В меньшей степени, но прямо пропорционально, η зависит от h_2 , h_1 и $l_{ш}$.

Период задержки воспламенения уменьшается (см. рис. 4.25, *д*) при росте D , $\varphi_{1к}$ и h_1 , но уменьшении $\theta_{тн}$ (наибольшее влияние) и S , что связано с абсолютными значениями давления и температуры рабочего тела в цилиндре в момент начала подачи топлива.

Максимальная скорость реакции горения (см. рис. 4.25, *е*) в наибольшей степени зависит от диаметра цилиндра, угла закрытия и хода впускного клапана, т. е. от степени наполнения цилиндра. Угол начала подачи топлива и угловая скорость имеют оптимумы, при которых v_r максимальна. Для рассматриваемого двигателя это $\theta_{тн}^{опт*} \approx +0,4$ от номинального значения ($\theta_{тн.0} = 20^\circ$) и $\omega_d^{опт*} \approx 0$ (или в натуральных единицах $\omega_d^{опт} = \omega_{д.0} = 200$ рад/с). При увеличении продолжительности подачи топлива $\Delta\theta_t$ (фактор x_8) v_r уменьшается, что снижает эффективные показатели дизеля. Поэтому для их улучшения необходимо интенсифицировать подачу топлива и в пределах стремиться подавать все топливо в цилиндр за период индукции τ_i . Это будет способствовать не только увеличению КПД, но и снижению токсичности.

Часто бывает, что при проведении оптимизации та или иная функция не имеет экстремумов внутри интервала варьирования аргумента, т. е. она монотонно возрастает или убывает (см. рис. 4.24 и 4.25). Ввиду этого в качестве экстремума такой функции (минимума или максимума в зависимости от желательности) принимается ее значение на границе интервала варьирования. Поэтому имеем так называемый *краевой экстремум*. В результате очевидна существенная неопределенность оптимизационного прогноза. Однако точность технического решения, касающегося основных параметров объекта исследования, весьма важна, особенно при проектировании перспективных технических объектов, не имеющих прототипов. Рассмотрим один из методов разрешения этой проблемы.

Применяя в качестве регрессионных моделей полиномы (4.72), для нахождения значения фактора варьирования при экстремуме функции (экстремали) необходимо, согласно принципу Лежен Дирихле, первую производную этой зависимости по данному аргументу приравнять к нулю ($dy/dx_i = 0$), т. е. провести процедуру варьирования. Например, для квадратичного полинома (4.72) имеем

$$x_{\text{эк}} = -\frac{b_1}{2b_2}. \quad (4.111)$$

Если полученное $x_{\text{эк}}$ находится внутри интервала варьирования, то точность прогноза (оптимизации) будет соответствовать точности регрессионной модели, точнее, величине доверительной вероятности P , которую использовали для оценки адекватности модели. Обычно для технических задач $P = 0,95$. Если же $x_{\text{эк}}$ находится за интервалом варьирования, то интерполяционная задача превращается в экстраполяционную. В этом случае точность прогноза можно оценить при помощи доверительной вероятности $P(x_{\text{эк}})$ в точке экстраполяции, используя функцию ошибок Лапласа $\Phi(x)$, определяемую по таблицам $\text{erf}(x)$. При нормальном законе распределения дисперсий исследуемой функции, что характерно для технических систем (это можно доказать с помощью критерия Пирсона χ^2 или Колмогорова), доверительную вероятность прогноза определяют по выражению

$$P(x_{\text{эк}}) = P \left[\Phi \left(\frac{\Delta_x - x_{-p}}{\Delta_y^* \sqrt{2}} \right) - \Phi \left(\frac{\Delta_y^* (x_{\text{ср}} - d_x)}{\Delta_x \sqrt{2}} \right) \right], \quad (4.112)$$

где Δ_x – интервал варьирования нормированного аргумента (например, при крайних значениях аргумента $\Gamma_x = \pm 1$ имеем $\Delta_x = 2$); $x_{\text{ср}}$ – математическое

ожидание нормированного аргумента на интервале варьирования (при симметричном плане эксперимента $x_{\text{ср}} = 0$); Δ_y^* – нормированное стандартное отклонение функции, получаемой с помощью регрессии, от экспериментальных значений этой функции на интервале варьирования аргумента; $x_{\text{ЭК}}$ – плечо экстраполяции нормированного аргумента; Γ_x – значение нормированного аргумента на ближайшей к $x_{\text{ЭК}}$ границе интервала варьирования (например, $\Gamma_x = +1$ или $\Gamma_x = -1$).

Первое слагаемое выражения (4.112) для вероятности прогноза дает вероятность функции на границе интервала варьирования, т. е. уточнение P , а второе слагаемое показывает уменьшение вероятности прогноза при экстраполяции на плече $x_{\text{ЭК}}$. Можно отметить, что при уменьшении интервала варьирования аргумента Δ_x , увеличении стандартного отклонения функции Δ_y или среднего его квадратического отклонения, а также увеличении плеча экстраполяции $x_{\text{ЭК}}$ вероятность прогноза уменьшается и наоборот.

Применим данную методику для оптимизации, например, максимальных ходов впускных h_1 и выпускных h_2 клапанов рассмотренного дизеля.

В качестве оценочных функций, на которые существенно влияют хода клапанов, принимаем средний эффективный крутящий момент на коленчатом валу M_e (функция y_6) и КПД двигателя η (функция y_{10}).

Полученные регрессионные зависимости имеют вид

$$M_e = 1605,7 + 416,7 h_1^* + 7,3 h_1^{*2}; \quad (4.113)$$

$$M_e = 1593,6 + 176,9 h_2 - 89,5 h_2^{*2}; \quad (4.114)$$

$$\eta = 0,330 + 0,015 h_1^* - 0,005 h_1^{*2}; \quad (4.115)$$

$$\eta = 0,326 + 0,037 h_1^* - 0,022 h_1^{*2}. \quad (4.116)$$

Согласно зависимости (4.112) имеем следующие экстремальные значения аргументов h_1 и h_2 :

$$h_{1\text{ЭК}.M_e}^* = \frac{-416,7}{2 \cdot 7,3} = -28,5; \quad (4.117)$$

$$h_{2\text{ЭК}.M_e}^* = \frac{-176,9}{2 \cdot 89,5} = 0,99; \quad (4.118)$$

$$h_{1\text{эк.}\eta}^* = \frac{-0,015}{-2 \cdot 0,005} = 1,5; \quad (4.119)$$

$$h_{2\text{эк.}\eta}^* = \frac{-0,037}{-2 \cdot 0,022} = 0,84. \quad (4.120)$$

Функция M_e для экстремали h_1 имеет минимум, что неприемлемо по смыслу задачи оптимизации для данной функции. Поэтому принимаем для этого аргумента краевой экстремум $h_{1\text{эк.}M_e}^* = +1$, т. е. когда M_e максимален. Остальные полученные экстремали соответствуют максимумам рассматриваемых функций (M_e и η). Причем оптимумы для h_2 находятся внутри его интервала варьирования, о чем можно судить по (4.118) и (4.120) с вероятностями $P = 0,95$. Для $h_{1\text{эк.}\eta}^*$, согласно (4.119), имеем явный оптимум за интервалом варьирования. Оценим точность данного экстремума:

$$P(h_{1\text{эк.}}) = 0,95 \left[\Phi \left(\frac{2-0}{0,067\sqrt{2}} \right) - \Phi \left(\frac{0,067(1,5-1)}{2\sqrt{2}} \right) \right] = 0,95[1 - 0,01] = 0,94, \quad (4.121)$$

где Δ_y^* получаем с помощью (4.82). Сначала находим абсолютное значение стандартного отклонения функции, которое для x_4 и y_{10} $\Delta_y(x_4) = 0,002$. Далее определяем минимальное и максимальное значения функции КПД (y_{10}) при варьировании h_1 (аргумент x_4), подставляя в (4.82) сначала -1 , затем $+1$. В результате имеем $\eta_{h_1}^{\max} = 0,34$ и $\eta_{h_1}^{\min} = 0,31$. Тогда размах функции КПД при варьировании хода впускного клапана составляет

$$\Delta\eta_{h_1} = \eta_{h_1}^{\max} - \eta_{h_1}^{\min} = 0,03. \quad (4.122)$$

В заключение определяем нормированное значение стандартного отклонения функции КПД при варьировании h_1 :

$$\Delta_y^* = \frac{\Delta_y}{\Delta\eta_{h_1}} = \frac{0,002}{0,03} = 0,067. \quad (4.123)$$

Имея по (4.121) достаточно высокую вероятность прогноза, можно использовать регрессионные зависимости (4.117)–(4.120) для оптимиза-

ции h_1 и h_2 . Для этого применим минимаксный подход. Запишем степени удалений от своих частных оптимумов для функций M_e и η :

$$C_{M_e(h_1)} = \frac{M_e^{\max} - M_{ei}}{M_e^{\max} - M_e^{\min}}; \quad (4.124)$$

$$C_{\eta(h_1)} = \frac{\eta_{\max} - \eta_i}{\eta_{\max} - \eta_{\min}}. \quad (4.125)$$

Аналогичные зависимости имеют место для $C_{M_e(h_2)}$ и $C_{\eta(h_2)}$. Решая совместно (4.124) и (4.125), определяем оптимально компромиссное значение $h_{1\text{опт}}$. Аналогично для $h_{2\text{опт}}$. Графически данную процедуру иллюстрирует рис. 4.26, где нижняя горизонтальная линия координатной сетки каждого рисунка соответствует уровням частных оптимумов рассматриваемых функций. Пересечения кривых, максимально приближенные к линиям частных оптимумов, показывают компромиссные решения данной оптимизационной задачи.

После проведения процедуры оптимизации для рассматриваемого мотора имеем $h_{1\text{опт}}^* = +1$, т. е. $h_{1\text{опт}} = 18$ мм, $h_{2\text{опт}}^* = +0,9$ ($h_{2\text{опт}} = 17,4$ мм).

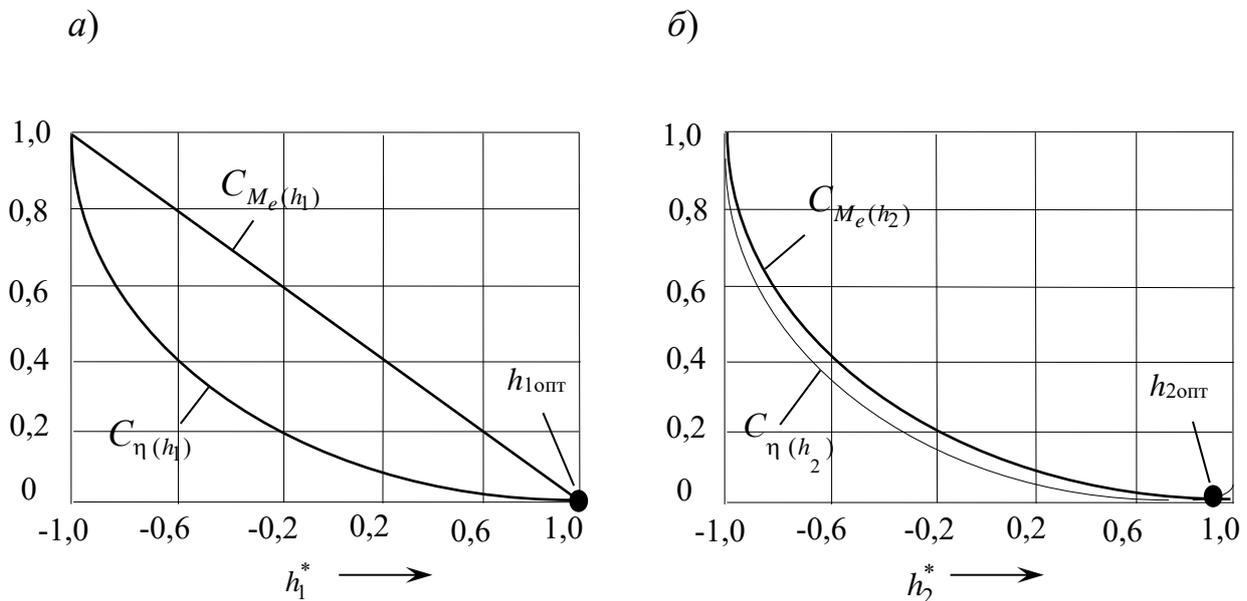


Рис. 4.26. Зависимость степеней удалений M_e и η от своих частных оптимумов при варьировании h_1 и h_2

Аналогично выбирают все остальные параметры двигателя. При этом оценочные функции могут быть различны. Например, момент инерции

маховика J_M принимают из условий обеспечения приемлемых степеней неравномерности (см. подразд. 3.9): угловой скорости коленчатого вала δ_ω на режиме минимальной устойчивой угловой скорости $\omega_{x.x}^{\min}$; крутящего момента δ_M на режиме M_{\max} . Но в любом случае необходимо минимизировать материалоемкость мотора.

4.3.6. Исследование аккумуляторной системы подачи топлива

Наиболее перспективной, как отмечалось, признается аккумуляторная система подачи топлива с электромагнитными форсунками и электронным управлением. Далее приведены результаты исследований такой системы, которые получены методом математического моделирования на ЭВМ процессов, протекающих в форсунке (см. п. 4.3.3).

В качестве факторов варьирования приняты:

x_1 – давление в гидроаккумуляторе p_A , МПа;

x_2 – усилие преднатяга пружины иглы распылителя $F_{\text{пр}0}$, Н;

x_3 – длительность электрического импульса питания электроклапана слива Φ_U , градусы ПКВ;

x_4 – напряжение питания электроклапана U , В;

x_5 – масса иглы и подвижных деталей, связанных с ней (штанги и пружины), $m_{\text{и}}$, г;

x_6 – масса якоря электроклапана $m_{\text{я}}$, г;

x_7 – диаметр дросселя слива электроклапана d_c , мм;

x_8 – диаметр дросселя пружинной полости $d_{\text{пр}}$, мм;

x_9 – объем пружинной полости $V_{\text{пр}}$, мм³;

x_{10} – угловая скорость коленчатого вала ω_d , рад/с.

Оценочными показателями являлись:

y_1 – цикловая подача топлива g_T , мг;

y_2 – масса топлива, ушедшая на слив через электроклапан, m_c , мг;

y_3 – угол ПКВ подачи топлива $\Delta\theta_T$, град;

y_4 – угол ПКВ между началом подачи электрического импульса на электроклапан форсунки и окончанием подачи топлива $\sum\theta_T$, град;

y_5 – максимальный ход иглы $x_{\text{и}}^{\max}$, мм;

y_6 – максимальный ход якоря электроклапана $x_{\text{я}}^{\max}$, мм;

y_7 – минимальное давление в пружинной полости форсунки $p_{\text{пр}}^{\min}$, МПа.

Первый оценочный показатель (g_T) является основным функциональным параметром системы подачи топлива. Скоростная характеристика $g_T = f(\omega_d)$ определяет внешние скоростные и регуляторные характеристики дизеля: $M_e = f(\omega_d)$; $N_e = f(\omega_d)$ и т. д. Это, как уже отмечалось, существенно влияет на структуру и нагруженность трансмиссии и ходовой части самоходной машины. Второй оценочный показатель (m_c) позволяет оценить экономичность системы топливоподачи и дает возможность сформулировать требования к производительности ТНВД и объему аккумулятора рассматриваемой системы. Угол ПКВ подачи топлива ($\Delta\theta_T$) позволяет оценить качество (продолжительность) процесса сгорания топлива. Величина угла ПКВ между началом подачи электроимпульса на форсунку и окончанием подачи топлива ($\sum\theta_T$) дает возможность правильно выбрать угол опережения зажигания. С помощью трех последних оценочных показателей (x_n^{\max} , x_a^{\max} , $p_{пр}^{\min}$) появляется возможность оценить динамическую нагруженность форсунок, гидроаккумулятора и трубопроводов высокого давления, т. е. прогнозировать их долговечность.

Значения факторов в реперных точках интервалов варьирования представлены в табл. 4.9, а полученные результаты – в табл. 4.10.

Табл. 4.9. Варьируемые факторы системы топливоподачи дизеля

Номер фактора	Обозначение и единица измерения фактора	Значение фактора			
		-1	-0,6	0	+1
x_1	p_A , МПа	13	18,2	26	39
x_2	$F_{пр0}$, Н	100	140	200	300
x_3	φ_U , град	6	8,4	12	18
x_4	U , В	14	19,6	28	42
x_5	$m_{и}$, Г	6	8,4	12	18
x_6	$m_{я}$, Г	3	4,2	6	9
x_7	d_c , мм	2	2,8	4	6
x_8	$d_{пр}$, мм	1	1,4	2	3
x_9	$V_{пр}$, см ³	3	4,2	6	9
x_{10}	ω_d , рад/с	100	140	200	300

Во всех опытах принимались следующие постоянные параметры:

- диаметр иглы распылителя форсунки – 6 мм;
- суммарная площадь сопловых отверстий распылителя – 0,44 мм²;

- коэффициент жесткости пружины иглы распылителя – 50 кН/м;
- жесткость пружины электроклапана – 2 кН/м;
- диаметр провода катушки электроклапана форсунки – 1 мм;
- число витков катушки электроклапана – 40.

В зависимости от напряжения питания U электроклапана форсунки определялась величина добавочного резистора для того, чтобы сила тока не превышала допустимой величины по условиям теплонапряженности провода.

В табл. 4.11 отражены коэффициенты парных корреляций между оценочными показателями системы, а в табл. 4.12 приведены коэффициенты регрессионных моделей оценочных показателей от рассматриваемых факторов варьирования и их статистические оценки.

Табл. 4.10. План эксперимента и результаты исследований системы подачи топлива

Но- мер опы- та	Фактор варьирования						Оценочная функция						
	x_1	x_2	x_3	...	x_9	x_{10}	y_1	y_2	y_3	y_4	y_5	y_6	y_7
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	0	0	0		0	0	190	670	40	49	0,87	0,61	3,8
2	+1	0	0	...	0	0	351	827	57	66	1,61	0,61	5,8
3	-0,6	0	0		0	0	100	558	28	38	0,44	0,61	2,7
4	-1	0	0		0	0	34	470	17	30	0,16	0,61	1,9
5	0	+1	0		0	0	120	670	26	37	0,58	0,61	3,8
6	0	-0,6	0	...	0	0	266	670	55	63	1,05	0,61	3,8
7	0	-1	0		0	0	351	670	72	80	1,18	0,61	3,8
8	0	0	+1		0	0	335	1058	67	76	1,63	0,94	1,7
9	0	0	-0,6	...	0	0	90	428	22	31	0,39	0,40	7,6
10	0	0	-1		0	0	26	298	11	20	0,14	0,29	11,7
11	0	0	0		0	0	185	658	39	48	0,85	0,60	3,9
12	0	0	0	...	0	0	196	685	41	50	0,90	0,62	3,7
13	0	0	0		0	0	204	706	43	52	0,94	0,64	3,5
14	0	0	0		0	0	190	670	40	49	0,87	0,61	3,8
15	0	0	0	...	0	0	190	670	40	49	0,87	0,61	3,8
16	0	0	0		0	0	190	675	40	49	0,87	0,61	3,8
17	0	0	0		0	0	173	645	37	47	0,77	0,52	5,0
18	0	0	0	...	0	0	208	705	43	51	0,97	0,69	3,1
19	0	0	0		0	0	231	758	48	55	1,09	0,76	2,5
20	0	0	0		0	0	242	758	49	56	1,18	0,61	1,8
21	0	0	0	...	0	0	134	577	30	41	0,56	0,61	6,9
22	0	0	0		0	0	71	481	19	32	0,26	0,61	10,9

Окончание табл. 4.10

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
23	0	0	0		0	0	43	996	14	29	0,17	0,61	12,1
24	0	0	0	...	0	0	274	418	55	62	1,35	0,61	1,0
25	0	0	0		0	0	341	265	68	74	1,66	0,61	0,3
26	0	0	0		+1	0	189	693	40	50	0,85	0,61	4,0
27	0	0	0	...	-0,6	0	191	661	40	48	0,88	0,61	3,8
28	0	0	0		-1	0	192	658	40	48	0,88	0,61	3,8
29	0	0	0		0	+1	79	401	29	43	0,34	0,38	8,3
30	0	0	0	...	0	-0,6	316	1003	44	50	1,52	0,90	1,9
31	0	0	0		0	-1	456	1422	45	49	2,30	1,25	1,0

Табл. 4.11. Коэффициенты корреляции оценочных показателей аккумуляторной системы подачи топлива дизеля

	y ₁	y ₂	y ₃	y ₄	y ₅	y ₆	y ₇
y ₁	1	0,54	0,88	0,84	0,98	0,69	0,65
y ₂		1	0,24	0,22	0,57	0,84	0,24
y ₃			1	0,99	0,82	0,41	0,67
y ₄				1	0,77	0,36	0,62
y ₅					1	0,74	0,68
y ₆						1	0,54
y ₇							1

Анализ табл. 4.11 показывает, что с цикловой подачей топлива g_T рассматриваемой аккумуляторной системы линейно коррелирует угол ПКВ подачи топлива $\Delta\theta_T$, а также угол ПКВ между включением форсунки и окончанием подачи топлива $\sum\theta_T$, ход иглы распылителя $x_{и}^{\max}$, ход якоря электроклапана форсунки $x_{я}^{\max}$, минимальное давление в пружинной полости форсунки p_{\min} . Данные зависимости описываются выражениями

$$\Delta\theta_T = 14,47 + 0,128g_{ц}; \quad (4.126)$$

$$\sum\theta_T = 27,1 + 0,111g_{ц}; \quad (4.127)$$

$$x_{и}^{\max} = -0,028 + 0,005g_{ц}; \quad (4.128)$$

$$x_{\text{я}}^{\text{max}} = 0,412 + 0,001g_{\text{ц}}; \quad (4.129)$$

$$p_{\text{min}} = 8,115 - 0,019g_{\text{ц}}. \quad (4.130)$$

Масса топлива, ушедшая через электроклапан форсунки на слив, $m_{\text{с}}$ линейно коррелирует с максимальным ходом иглы $x_{\text{и}}^{\text{max}}$ и якоря $x_{\text{я}}^{\text{max}}$. Данные зависимости имеют вид

$$x_{\text{и}}^{\text{max}} = 0,073 + 0,001m_{\text{с}}; \quad (4.131)$$

$$x_{\text{я}}^{\text{max}} = 0,223 + 0,001m_{\text{с}}. \quad (4.132)$$

С углом подачи топлива $\Delta\theta_{\text{т}}$ статистически связаны три функции:

$$\sum \theta_{\text{т}} = 13,118 + 0,9\Delta\theta_{\text{т}}; \quad (4.133)$$

$$x_{\text{и}}^{\text{max}} = -0,173 + 0,028\Delta\theta_{\text{т}}; \quad (4.134)$$

$$p_{\text{min}} = 9,641 - 0,132\Delta\theta_{\text{т}}. \quad (4.135)$$

С углом ПКВ от начала электропитания форсунки до окончания подачи топлива коррелируют $x_{\text{и}}^{\text{max}}$ и p_{min} :

$$x_{\text{и}}^{\text{max}} = -0,459 + 0,028 \sum \theta_{\text{т}}; \quad (4.136)$$

$$p_{\text{min}} = 11,006 - 0,135 \sum \theta_{\text{т}}. \quad (4.137)$$

С максимальным ходом иглы распылителя связаны

$$x_{\text{я}}^{\text{max}} = 0,409 + 0,246 x_{\text{и}}^{\text{max}}; \quad (4.138)$$

$$p_{\text{min}} = 8,073 - 4,079 x_{\text{я}}^{\text{max}}. \quad (4.139)$$

Графические интерпретации полученных регрессионных моделей оценочных показателей аккумуляторной системы подачи топлива отражает рис. 4.27.

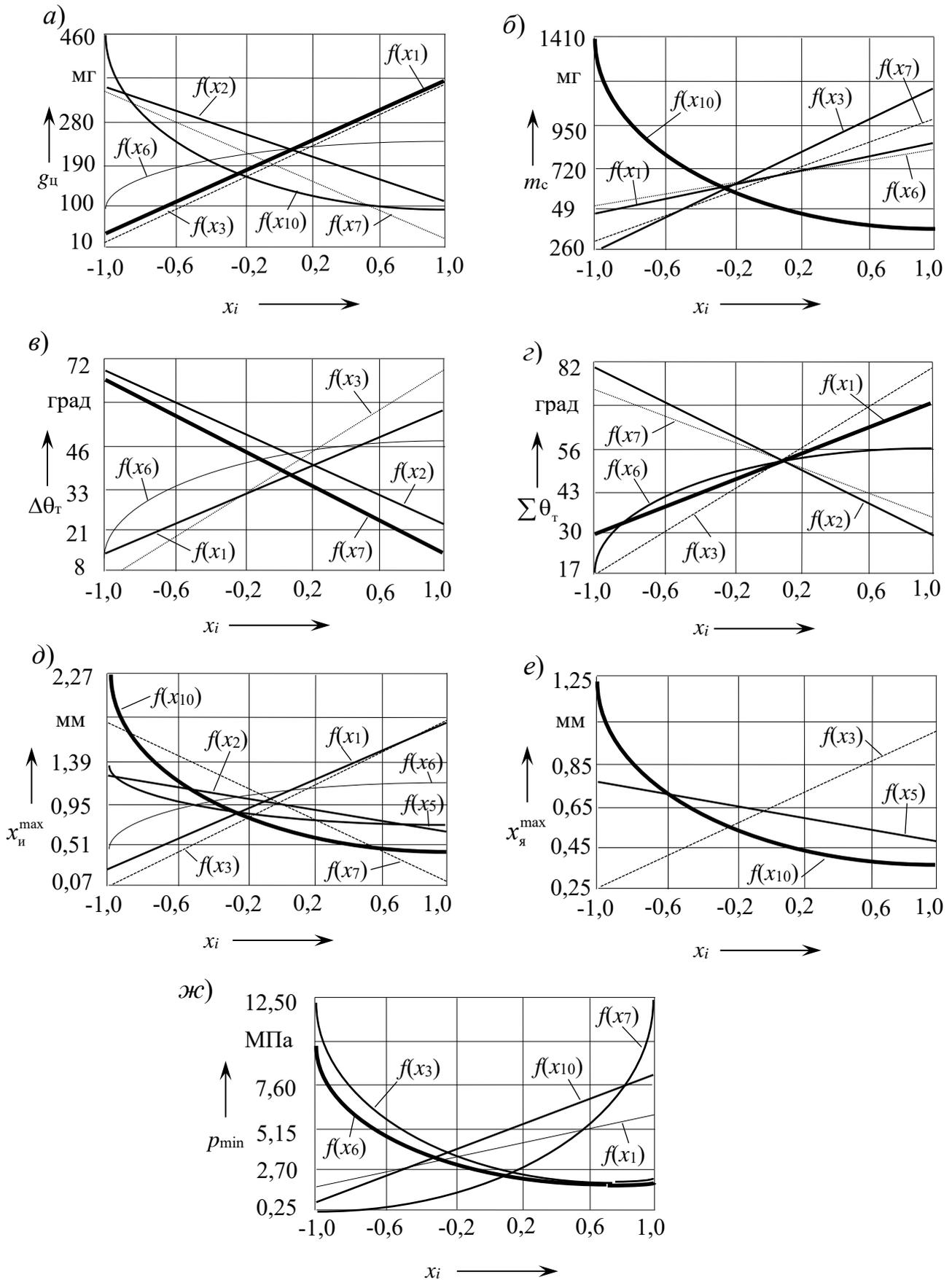


Рис. 4.27. Зависимость оценочных показателей аккумуляторной системы подачи топлива от значимых факторов варьирования

Анализ полученных результатов позволяет утверждать, что на принятые оценочные показатели не оказывает существенного влияния масса иглы распылителя форсунки $m_{и}$ (фактор x_5). Это можно объяснить сравнительно малыми скоростными режимами ω_d (фактор x_{10}) и большими перестановочными силами, а именно: значительным преднатягом пружины $F_{пр.0}$ (фактор x_2) и давлением в аккумуляторе p_A (фактор x_1).

На все рассматриваемые показатели существенно влияет угол поворота коленчатого вала, при котором осуществляется электропитание форсунки φ_U (фактор x_3), т. е. продолжительность электрического импульса.

На величину цикловой подачи топлива наибольшее влияние оказывают (в порядке значимости): давление в аккумуляторе p_A ; угол ПКВ электропитания форсунки φ_U ; диаметр дросселя пружинной полости $d_{пр}$ (фактор x_7); угловая скорость коленчатого вала ω_d (фактор x_{10}); усилие преднатяга пружины иглы $F_{пр.0}$; диаметр дросселя слива d_c (фактор x_6). Цикловая подача растет при увеличении p_A , φ_U и d_c , но при уменьшении ω_d , $F_{пр.0}$ и $d_{пр}$. Вызывает интерес тот факт, что зависимость цикловой подачи от угловой скорости коленчатого вала близка к гиперболе. Это значит, что с помощью аккумуляторной системы подачи топлива не очень сложно получить постоянную мощность дизеля в широком диапазоне его угловых скоростей, т. е. иметь двигатель постоянной мощности (ДПМ) с характеристиками, близкими к «идеальной» машине.

На массу топлива, сливаемую через электроклапан форсунки, наибольшее влияние оказывают следующие факторы: угловая скорость коленчатого вала; угол ПКВ электропитания форсунки; диаметр дросселя пружинной полости; диаметр дросселя слива; давление в аккумуляторе. При увеличении φ_U , $d_{пр}$, d_c и p_A масса топлива, идущая на слив, увеличивается, т. е. производительность ТНВД и объем аккумулятора должны возрастать.

На величины углов $\Delta\theta_T$ и $\sum\theta_T$ наибольшее влияние оказывают пять из рассматриваемых факторов: φ_U , d_c , $F_{пр.0}$, p_A , $d_{пр}$. Для уменьшения углов подачи топлива необходимо уменьшать длительность электроимпульса, диаметр сливного дросселя, давление в аккумуляторе, но увеличивать преднатяг пружины иглы и диаметр дросселя пружинной полости.

На амплитуду перемещения иглы распылителя влияют: угловая скорость коленчатого вала; давление в аккумуляторе; длительность электрического импульса; диаметр дросселя пружинной полости; диаметр

сливного дросселя; преднатяг пружины иглы распылителя; масса якоря электроклапана форсунки.

На величину падения давления в пружинной полости форсунки при подаче топлива наибольшее влияние оказывают факторы: диаметр дросселя пружинной полости; длительность электрического импульса; диаметр дросселя слива; угловая скорость коленчатого вала; давление в аккумуляторе. Причем чем больше ω_d , p_A и $d_{пр}$, но меньше φ_U и d_c , тем выше минимальный уровень давления в пружинной полости форсунки, а значит, меньше динамическая нагруженность системы.

4.4. Конструкторское проектирование механизмов

Целью конструкторского проектирования является разработка компоновки проектируемого механизма (взаимоувязка всех его деталей), назначение рациональных геометрических параметров каждой детали, выбор их материалов, методов упрочнения и принятие других конструкторских решений, отражаемых на сборочных и рабочих чертежах. При этом необходимо обеспечить каждой детали требуемые прочность, жесткость и долговечность при минимальной себестоимости (приложение В).

На современном этапе развития науки и техники конструкторское проектирование осуществляют с помощью методов «Теории упругости», т. к. это позволяет оценить напряженно-деформированное состояние конструкций с гораздо большей достоверностью по сравнению с зависимостями «Сопротивления материалов».

Основными уравнениями теории упругости, описывающими напряженно-деформированное состояние тела в матричном виде, являются:

1) статические

$$\vec{\nabla} \vec{\sigma} + \vec{g} = 0; \quad (4.140)$$

2) граничные

$$L \vec{\sigma} = \vec{F}; \quad (4.141)$$

3) геометрические

$$\vec{\varepsilon} = \vec{\nabla} \vec{u}^T; \quad (4.142)$$

4) совместности деформаций

$$\nabla^2 \vec{\varepsilon} = 0; \quad (4.143)$$

5) физические в прямой и обратной формах

$$\vec{\varepsilon} = C \vec{\sigma}; \quad (4.144)$$

$$\vec{\sigma} = D \vec{\varepsilon}, \quad (4.145)$$

где $\nabla \vec{\sigma}$ – матрица первых производных напряжений по перемещениям (матрица операторов дифференцирования Гамильтона); $\vec{\sigma}$ – вектор компонент (проекций) напряжений (внутренних силовых факторов), $\vec{\sigma} = [\sigma_x; \sigma_y; \sigma_z; \tau_{xy}; \tau_{yz}; \tau_{zx}]^T$; \vec{g} – вектор компонент внешней объемной нагрузки, например силы тяжести или инерции, $\vec{g} = [X; Y; Z]^T$; L – вектор направляющих косинусов внешней нагрузки на поверхности тела, $L = [l; m; n]$, где $l = \cos(\text{ort}, X)$; $m = \cos(\text{ort}, Y)$; $n = \cos(\text{ort}, Z)$; ort – нормаль к поверхности тела в данной точке; \vec{F} – вектор компонент внешней поверхностной нагрузки, $\vec{F} = [F_x; F_y; F_z]^T$; $\vec{\varepsilon}$ – вектор компонент деформаций тела, $\vec{\varepsilon} = [\varepsilon_x; \varepsilon_y; \varepsilon_z; \gamma_{xy}; \gamma_{yz}; \gamma_{zx}]^T$; \vec{u} – вектор перемещений точки тела, $\vec{u} = [u; v; w]^T$; $\nabla^2 \vec{\varepsilon}$ – матрица вторых производных деформаций по перемещениям (матрица операторов дифференцирования Лапласа); C – матрица податливости материала исследуемой конструкции; D – матрица жесткости материала.

В развернутом виде приведенные зависимости записывают следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + X &= 0 \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + Y &= 0 \\ \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + Z &= 0 \end{aligned} \right\} \text{уравнения Навье;} \quad (4.146)$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x l + \tau_{yx} m + \tau_{zx} n + F_x &= 0 \\ \tau_{xy} l + \sigma_y m + \tau_{zy} n + F_y &= 0 \\ \tau_{xz} l + \tau_{yz} m + \sigma_z n + F_z &= 0 \end{aligned} \right\} \text{граничные уравнения Навье; (4.147)}$$

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x}; \quad \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}; \quad \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}; \\ \gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}; \quad \gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}; \quad \gamma_{zx} = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \end{aligned} \right\} \text{уравнения Коши; (4.148)}$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial x \partial y} &= 0 \\ \frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_z}{\partial y^2} - \frac{\partial^2 \gamma_{yz}}{\partial y \partial z} &= 0 \\ \frac{\partial^2 \varepsilon_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial z^2} - \frac{\partial^2 \gamma_{zx}}{\partial z \partial x} &= 0 \\ 2 \frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y \partial z} - \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} - \frac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x} + \frac{\partial \gamma_{zx}}{\partial y} \right) &= 0 \\ 2 \frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial z \partial x} - \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x} - \frac{\partial \gamma_{zx}}{\partial y} + \frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} \right) &= 0 \\ 2 \frac{\partial^2 \varepsilon_z}{\partial x \partial y} - \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial \gamma_{zx}}{\partial y} - \frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} + \frac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x} \right) &= 0 \end{aligned} \right\} \text{уравнения Сен-Венана; (149)}$$

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= (\sigma_x - \mu \sigma_y - \mu \sigma_z) / E \\ \varepsilon_y &= (-\mu \sigma_x + \sigma_y - \mu \sigma_z) / E \\ \varepsilon_z &= (-\mu \sigma_x - \mu \sigma_y + \sigma_z) / E \\ \gamma_{xy} &= \tau_{xy} / G; \quad \gamma_{yz} = \tau_{yz} / G; \\ \gamma_{zx} &= \tau_{zx} / G \end{aligned} \right\} \text{закон Гука в прямой форме; (4.150)}$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= 2G\varepsilon_x + \lambda\theta \\ \sigma_y &= 2G\varepsilon_y + \lambda\theta \\ \sigma_z &= 2G\varepsilon_z + \lambda\theta \\ \tau_{xy} &= G\gamma_{xy}; \quad \tau_{yz} = G\gamma_{yz}; \\ \tau_{zx} &= G\gamma_{zx} \end{aligned} \right\} \text{закон Гука в обратной форме,} \quad (4.151)$$

где θ – объемная деформация элемента тела, $\theta = \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z$;

$$\lambda = \frac{2\mu G}{1 - 2\mu} \text{ – параметр Ламе;} \quad (4.152)$$

μ – коэффициент Пуассона; E – модуль упругости материала при растяжении (модуль Юнга); G – модуль упругости материала при сдвиге (модуль Гука).

При решении прямой задачи теории упругости (определение полей перемещений u , деформаций ε и напряжений σ при заданных параметрах тела и внешних нагрузках) необходимо интегрировать указанные дифференциальные уравнения. Вычислить аналитически данные интегралы для тела произвольной формы при точном удовлетворении граничным условиям практически невозможно. В этом заключается основная проблема точного решения прямой задачи теории упругости. Поэтому для отыскания u , ε и σ используют приближенные методы, например МКЭ, который приводит к системе алгебраических уравнений

$$R\vec{\alpha} + \vec{F} = 0, \quad (4.153)$$

где R – матрица жесткости объекта исследования; $\vec{\alpha}$ – вектор узловых перемещений.

В развернутом виде выражение (4.153) записывают в виде системы однородных алгебраических уравнений

$$\begin{cases} r_{11}\alpha_1 + r_{12}\alpha_2 + \dots + r_{1n}\alpha_n + F_1 = 0 \\ r_{21}\alpha_1 + r_{22}\alpha_2 + \dots + r_{2n}\alpha_n + F_2 = 0 \\ \dots \\ r_{n1}\alpha_1 + r_{n2}\alpha_2 + \dots + r_{nn}\alpha_n + F_n = 0, \end{cases} \quad (4.154)$$

где r_{ji} – элемент единой (глобальной) матрицы жесткости исследуемой конструкции, зависящий от параметров материала и размеров конечных элементов, а также принятых базисных функций для описания деформаций элементов; α_i – искомое i -е перемещение узловой точки; F_i – внешняя сила, действующая в узле в данном направлении.

Применение современных программных комплексов, реализующих на ЭВМ метод конечных элементов, на этапе конструкторского проектирования дает возможность автоматизированным способом выяснить напряжения, деформации и перемещения конструкции, а также оценить ее резонансные частоты ν . При этом общая процедура решения краевой задачи соответствует той, которая описана в п. 4.3.4, а именно: препроцессорная, процессорная и постпроцессорная стадии.

При решении любой краевой задачи весьма существенную роль играет **корректное задание граничных условий**. В МКЭ для задач теории упругости под этим понимается определение узлов конечно-элементной модели, в которых осуществляется закрепление, т. е. у этих узлов отнимаются те или иные степени свободы, а также узлов и(или) элементов, где прикладываются внешние силовые факторы. В принципе, закрепление можно не производить, но тогда в узлах, где исследуемая конструкция соприкасается с элементами другой системы (внешней средой), необходимо приложить силы, эквивалентные реакциям опор, что в случае закрепления программный комплекс делает автоматически. Так или иначе задача должна быть статически определимой. Из сказанного вытекает необходимость полного закрепления (запрещение всех шести степеней свободы) хотя бы одного узла модели. Однако для недопущения фиктивной концентрации напряжений, а значит, неверных выводов, следует производить закрепление нескольких рядом расположенных узлов, например, по линиям или поверхностям, где исследуемая деталь контактирует с опорами. Нагрузочные факторы, например силы, полученные на этапе выбора основных параметров механизмов и систем, прикладывают там, где деталь контактирует со смежными элементами данного механизма (системы) или средой.

Рассмотрим конструкторское проектирование на конкретных деталях. Например, предварительный выбор конструктивных параметров поршня производят по следующим соотношениям:

- высота поршня $H \approx (0,8...1,7) D$;
- расстояние от днища до оси бобышек $h \approx (0,45...1,0) D$;
- наружный диаметр бобышек $d \approx (0,3...0,5) D$;
- расстояние между внутренними торцами бобышек $b_6 \approx (0,3...0,5) D$;
- диаметр отверстия под поршневой палец $d_{\text{п}} \approx (0,22...0,38) D$;

- толщина днища $\delta \approx (0,05...0,2) D$;
- толщина стенки головки поршня $\delta_r \approx (0,05...0,1) D$;
- толщина нижней кромки юбки $\delta_{ю} \approx 1...5$ мм;
- высота канавки под поршневое кольцо $h_k \approx 2...5$ мм;
- глубина канавки под поршневое кольцо $b_k \approx (0,04...0,045) D$.

В качестве примера оценим напряженно-деформированное состояние поршня дизеля, рассмотренного в п. 4.3.1. По результатам функционального проектирования установлено, что на поршень при работе двигателя на номинальном режиме ($\omega_d = 200$ рад/с) действуют следующие факторы: максимальная боковая сила, прижимающая поршень к цилиндру, $F_N = 29,1$ кН; максимальное ускорение поступательно движущихся масс $j_{п} = 5334$ м/с²; максимальное давление рабочего тела $p_z = 9,1$ МПа; средняя температура рабочего тела в цилиндре $T_{ср} = 850$ К. На режиме максимального крутящего момента, т. е. при угловой скорости $\omega_d = 140$ рад/с, имеем $F_N = 40,5$ кН, $j_{п} = 2354$ м/с², $p_z = 12,0$ МПа, $T_{ср} = 883$ К.

Учитывая, что основным конструктивным параметром поршня (по результатам теплового расчета) выбран $D = 200$ мм, а также по результатам общей компоновки двигателя ориентировочно определены остальные его геометрические параметры, изображаем эскиз поршня (рис. 4.28). Данный эскиз будет являться основой для моделирования на ЭВМ его напряженно-деформированного состояния методом конечных элементов.

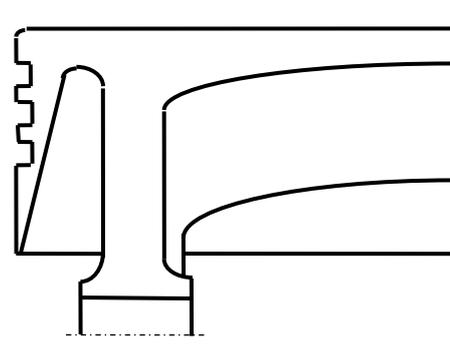


Рис. 4.28. Эскиз поршня дизеля

Посредством, например, программного комплекса *Cosmos/M* получаем конечно-элементную модель поршня (рис. 4.29), которая в данном случае построена с помощью 19 объемов и имеет 420 конечных элементов типа *Solid*, 918 узлов и описывается 2406 уравнениями вида (4.154).

Граничные условия задаем следующим образом: на элементы днища воздействует максимальное давление при $M_{\max} p_z = 12$ МПа; во всех элементах поршня действуют максимальные ускорения $j = 5400$ м/с²; на элементы поверхности днища воздействует температура, определяемая как $T_{п} = 883 - 273 - 100 = 500$ К; полностью закрепляем узлы, находящиеся на внутренних поверхностях бобышек.

На рис. 4.30 изображено поле интенсивности нормальных напряжений $\sigma_{и}$ в поршне, а на рис. 4.31 – поле результирующих перемещений u ,

где поршень показан утрированно деформированным в перевернутом положении.

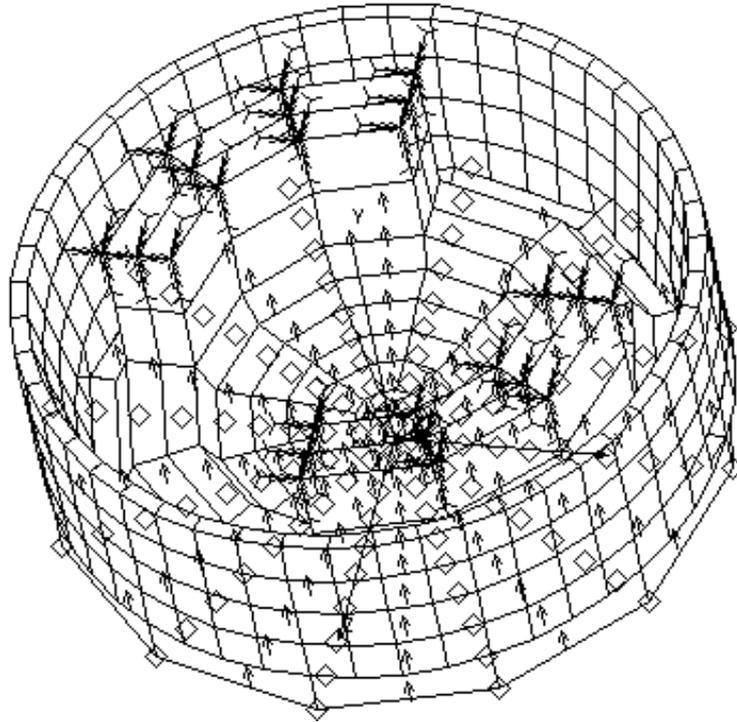


Рис. 4.29. Конечно-элементная модель поршня с заданными граничными условиями

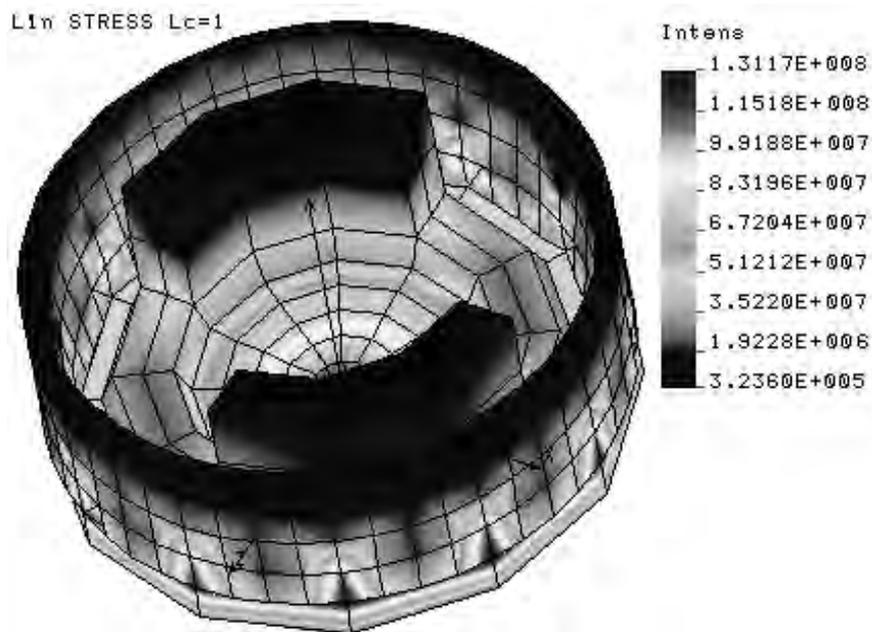


Рис. 4.30. Интенсивность напряжений в поршне σ_{ii}

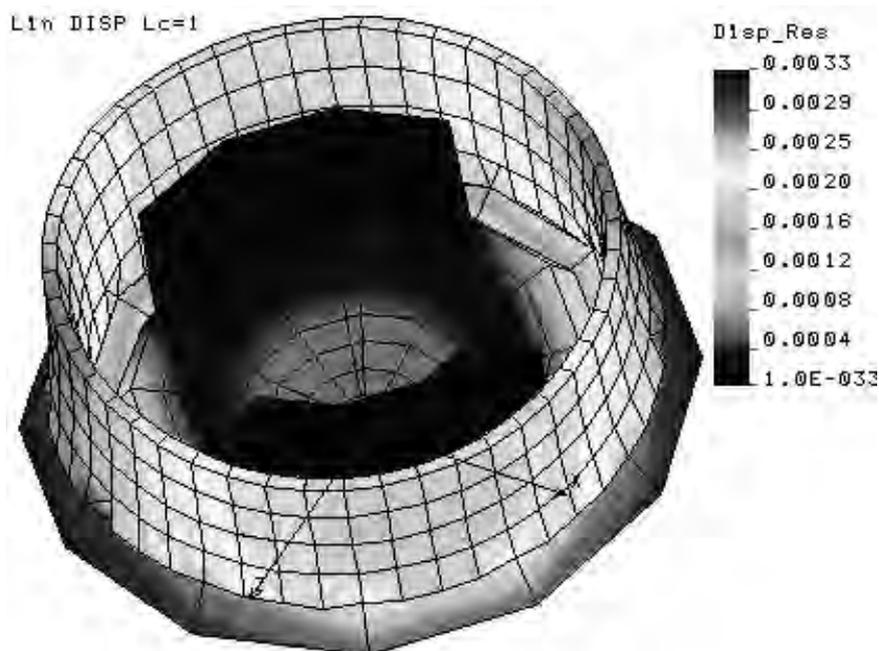


Рис. 4.31. Результирующие перемещения в поршне u

Анализ результатов показывает, что наибольшая интенсивность нормальных напряжений в поршне имеет величину $\sigma_{\text{н}} \approx 130$ МПа и наблюдается в центральной части днища и в области первого поршневого кольца. При этом максимальные перемещения составляют $u_{\text{max}} = 3,3$ мм. В наибольшей степени деформируются кромки днища. Поэтому для предотвращения заклинивания поршня в цилиндре необходимо предусмотреть фаску на днище поршня и его эллипсообразную форму.

Исследования показали, что наибольшее влияние на величины внутренних напряжений в поршне и его деформации оказывает температурная нагрузка (примерно 70 %). Поэтому геометрические параметры поршня необходимо выбирать не только по условиям обеспечения его прочности от действия p_z , j_{max} и F_N , но и по условию отвода теплоты.

Зазор между юбкой неразрезного поршня и цилиндром в холодном состоянии обычно назначают $0,001D$, а между головкой поршня и цилиндром – $0,006D$. Наличие зазора необходимо проверять на горячем моторе, т. е. при температуре стенок цилиндра $T_{\text{ст}} = 120$ °С...140 °С. По результатам теплового расчета назначаются допуски на диаметр поршня и цилиндра. При этом принимают коэффициенты линейного расширения для алюминиевого сплава $\alpha_{\text{а}} = 2,2 \cdot 10^{-5}$ К⁻¹, для чугуна $\alpha_{\text{ч}} = 1,1 \cdot 10^{-5}$ К⁻¹, для углеродистой стали $\alpha_{\text{а}} = 1,7 \cdot 10^{-5}$ К⁻¹.

Методом последовательных приближений, изменяя от модели к модели конструктивные параметры (толщины, ребра жесткости и т. п.) исследуемой

детали, можно добиться полного удовлетворения условий прочности, жесткости, материалоемкости и технологичности.

На рис. 4.32 показаны результаты конечно-элементного моделирования поршневого пальца двухтактного двигателя с принудительным воспламенением $N_H = 3$ кВт для малогабаритной коммунальной техники. Номинальный наружный диаметр пальца $d_{\text{п}} = 15$ мм.

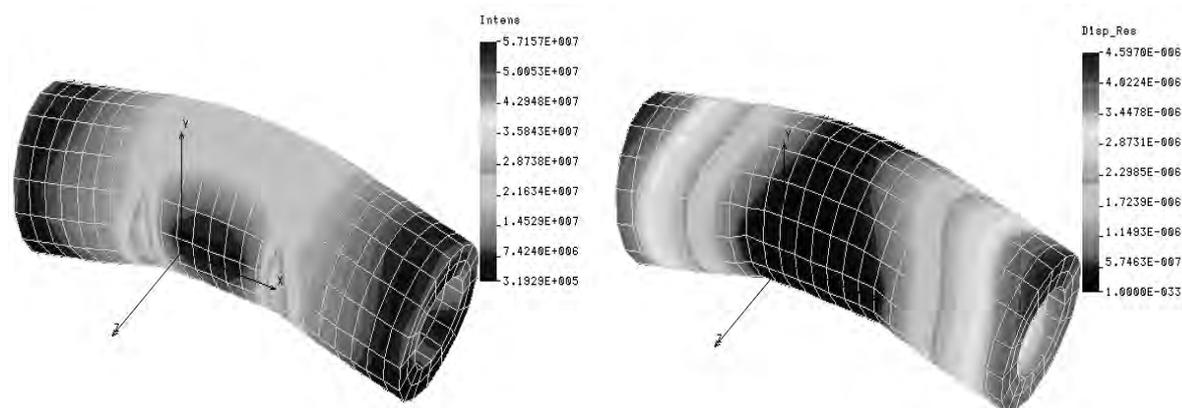


Рис. 4.32. Результаты моделирования напряженно-деформированного состояния поршневого пальца

Модель поршневого пальца построена с помощью 12 объемов и разбита на 768 твердотельных элементов типа *Solid*. Закреплялись узлы, лежащие на наружных поверхностях объемов, контактирующих с шатуном, а силы F_{Σ} прикладывались к поверхностям, которые соприкасаются с бобышками поршня.

В существующих конструкциях твердость поверхности поршневого пальца составляет HRC 50...60, а чистота обработки – до Ra 0,06. Наибольшее давление пальца на бобышки алюминиевого поршня не должно превышать 60 МПа, а деформации пальца $u_{\text{max}} \leq 0,05$ мм.

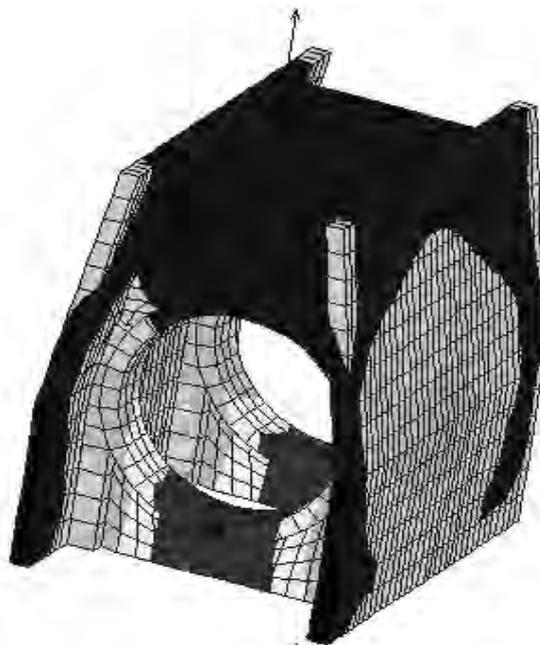
На рис. 4.33 и 4.34 показаны результаты конечно-элементного моделирования картера тоннельного типа (см. рис. 2.1) мощного дизеля.

Поле напряжений на рис. 4.33 отражено на утрированно деформированном картере. Как видно, наиболее нагружены нижние ребра картера под коренными подшипниками коленчатого вала ($\sigma_{\text{н}} \approx 100$ МПа). Наименее нагружена верхняя часть картера. Интенсивность напряжений там не превышает 30 МПа. Наибольшие результирующие перемещения составили $u_{\text{max}} \approx 0,4$ мм.

В рассматриваемой задаче задавался материал Сч 21-40. Суммарная нагрузка прикладывалась к нижним половинам поверхностей отверстий под

подшипники коленчатого вала. Данная нагрузка составила по результатам моделирования рабочего цикла дизеля $F_y = 600$ кН. Закреплялся картер по передним и задним вертикальным торцам боковых стенок. В конечном варианте исследований данной конструкции толщины боковых стенок приняты 20 мм, опор коленчатого вала – 50 мм. В результате масса показанного фрагмента картера составила 106 кг.

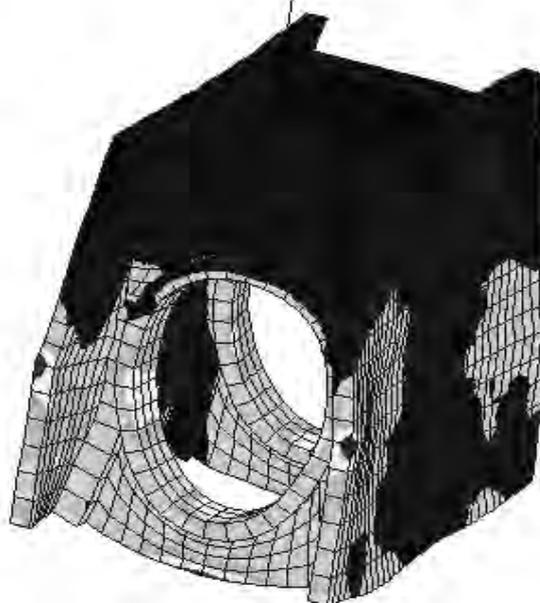
Lin DISP Lc=1



Disp_Res



Lin STRESS Lc=1



Intens



Рис. 4.33. Поля перемещений и интенсивностей напряжений в картере дизеля

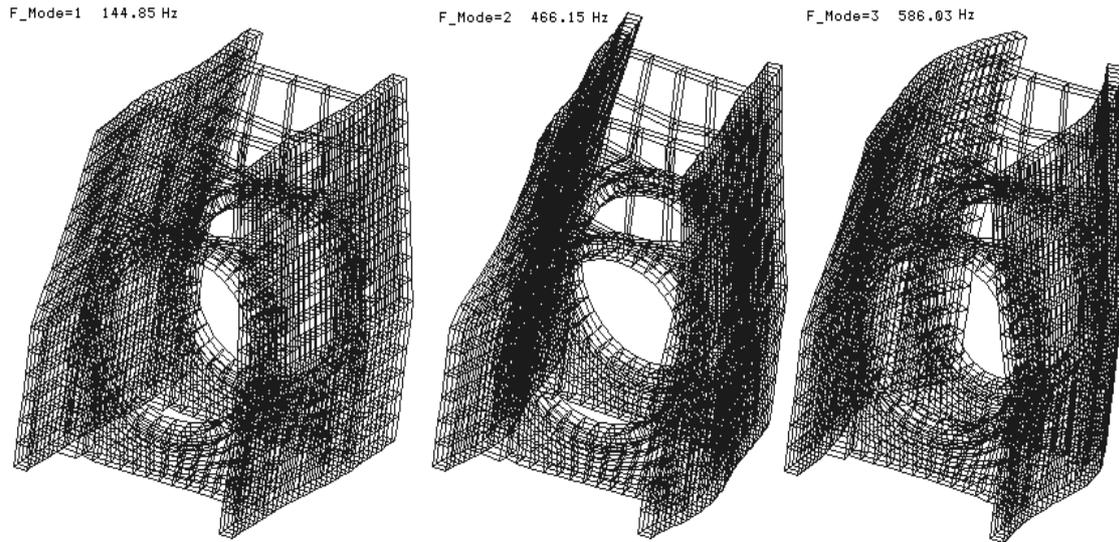


Рис. 4.34. Деформации картера при первых трех резонансных режимах

Анализ результатов частотного расчета данной конструкции (см. рис. 4.34) позволяет утверждать, что резонанса можно не опасаться, т. к. минимальная частота свободных колебаний составляет $\nu_1 \approx 145$ Гц, что примерно в 4 раза больше возмущающих воздействий на режиме номинальной угловой скорости коленчатого вала ($\omega_N = 210$ рад/с). Тем не менее для повышения жесткости необходимо предусмотреть продольные ребра на боковых стенках картера в районе отверстий под коренные подшипники.

На ранних стадиях конструкторского проектирования лучше строить конечно-элементные модели не на основе так называемого твердотельного геометрического моделирования (с помощью объемов), а модели оболочкового типа, т. е. с помощью набора поверхностей. Это существенно экономит время исследователя и ресурсы ЭВМ.

В качестве примера оценки напряженно-деформированного состояния конструкции с помощью оболочковых конечных элементов на рис. 4.35 представлены поля интенсивности нормальных напряжений и результирующих перемещений шатуна двухтактного мотора с принудительным воспламенением.

Данная модель построена с помощью 18 поверхностей, имеет 2531 оболочковый конечный элемент типа *Shell3t*, 1352 узла и описывается 7941 уравнением вида (4.154). В конечном варианте шатуна (рис. 4.35) задавались толщины полок стержня равными 4 мм, а верхней и нижней головок и стойки стержня – 3 мм.

Граничные условия в модели шатуна задавались следующим образом: полностью закреплялись узлы, находящиеся на верхней половине

поверхности нижней головки шатуна; силы, соответствующие наибольшему $F_{\Sigma} = 12$ кН, действующим от поршневого пальца на шатун, прикладывались к нижней половине поверхности верхней головки шатуна. При этом угол β между осью стержня и направлением сил составлял 20° , т. е. имитировалась работа шатуна как на сжатие, так и на изгиб. В качестве материала задавалась сталь 40ХН, поковка, объемная закалка до HRC 40 и поверхностная закалка ТВЧ нижней головки до HRC 50.

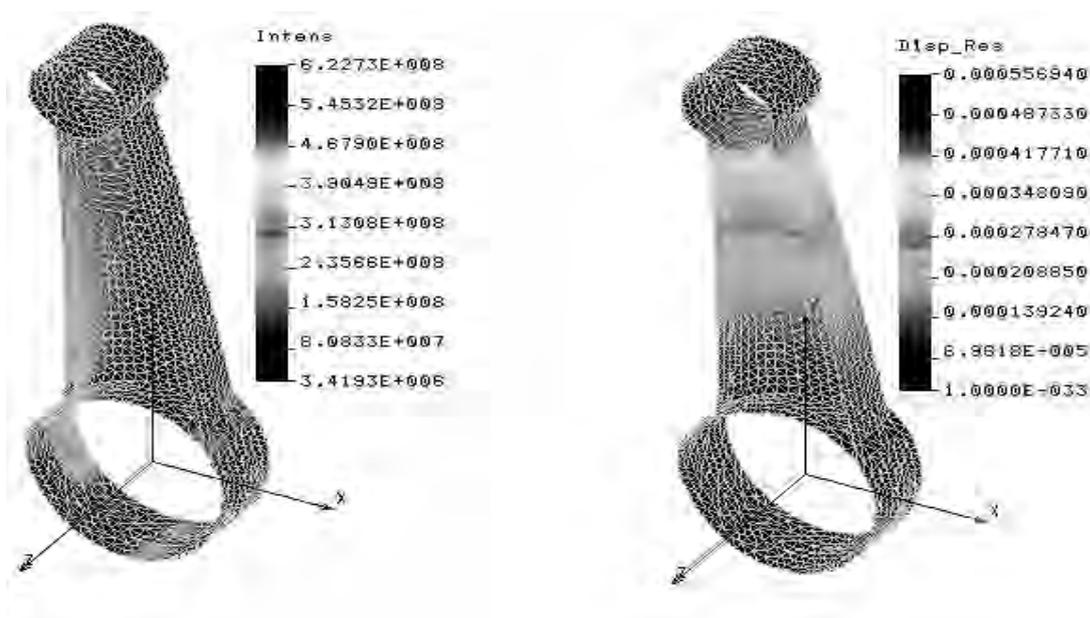


Рис. 4.35. Поля интенсивностей напряжений и перемещений шатуна

Анализ результатов показывает, что наибольшая интенсивность нормальных напряжений имеет место там, где стержень шатуна стыкуется с нижней головкой ($\sigma_{\text{н}} \approx 620$ МПа). Наибольшие перемещения верхней головки относительно нижней составляют $u_{\text{max}} \approx 0,56$ мм. Низшая резонансная частота составляет величину $\nu_1 \approx 520$ Гц (рис. 4.36), что примерно в 6 раз больше возмущений на режиме номинальной угловой скорости коленчатого вала $\omega_N = 500$ рад/с. Причем на данной частоте имеют место поперечные колебания всего шатуна. Поэтому можно сделать вывод, что резонанса не будет.

В случае разъемной нижней головки шатуна его болты выбирают из условия прочности

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{4(F_S + F_{\text{пр}})}{\pi d_{\text{б}}^2} < [\sigma_r], \quad (4.155)$$

где F_S – сила, действующая на стержень шатуна по (3.154); $F_{пр}$ – сила предварительной затяжки шатунных болтов, $F_{пр} = (2...3) F_S$; d_B – внутренний диаметр резьбы болта, определяемый по зависимости

$$d_B = d - 1,4t, \quad (4.156)$$

где d – наружный (номинальный) диаметр резьбы; t – шаг резьбы.

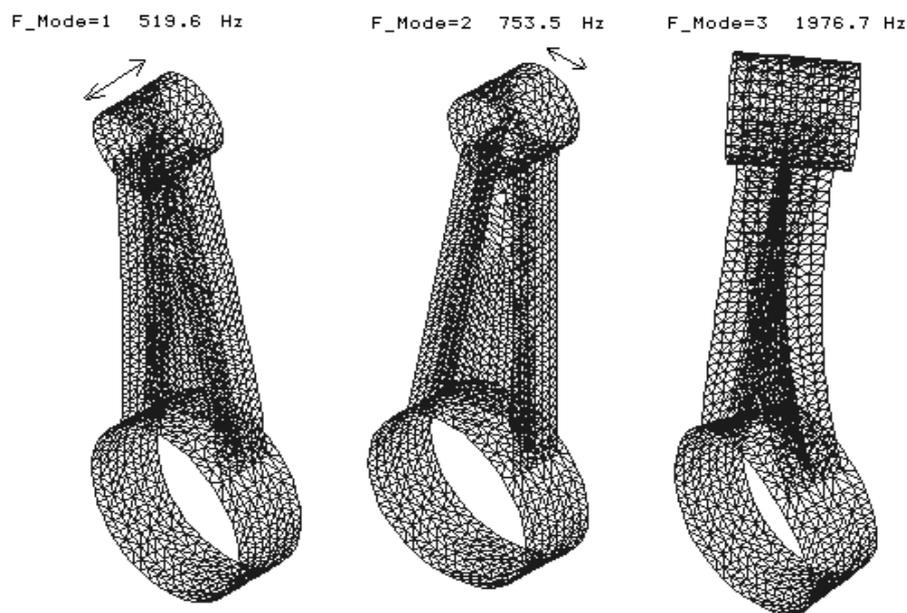


Рис. 4.36. Деформации шатуна на первых трех резонансных режимах

Учитывая, что для изготовления шатунных болтов применяют высококачественные закаленные стали 40Х, 35ХМА, 37ХНЗА, 40ХН, 40ХНМА и т. п., в качестве допускаемых напряжений следует принимать предел выносливости σ_0 указанных материалов.

Коленчатый вал является одной из наиболее сильнонагруженных деталей КШМ. Он подвергается кручению, изгибу и сжатию. Все нагрузки имеют динамический характер. Ввиду этого материал коленчатого вала должен обладать комплексом свойств: высокой прочностью (часто предел прочности $\sigma_B > 1000$ МПа, предел усталости $\sigma_r > 400$ МПа); высокой ударной вязкостью ($a_k \approx 800$ кДж/м²); высокой износостойкостью, для чего твердость трущихся поверхностей HRC > 50 . Поэтому изготавливают коленчатые валы форсированных моторов из легированных сталей 18ХНВА, 40ХНМА и т. п., а нефорсированных – из сталей 40, 45, 50, 45Г2, а также из высокопрочных чугунов ВЧ50.

Для уменьшения концентрации напряжений радиус перехода от шейки коленчатого вала к щеке, так называемую галтель, выполняют радиусом не менее 3 мм. Чтобы обеспечить достаточную долговечность подшипников скольжения вала, среднее давление на шейках должно быть не более 20 МПа, максимальное давление – не более 40 МПа, а качество поверхностей шеек аналогично поршневому пальцу.

На рис. 4.37 показаны результаты конечно-элементного моделирования шатунной шейки составного коленчатого вала двухтактного двигателя. Материал – сталь 40.

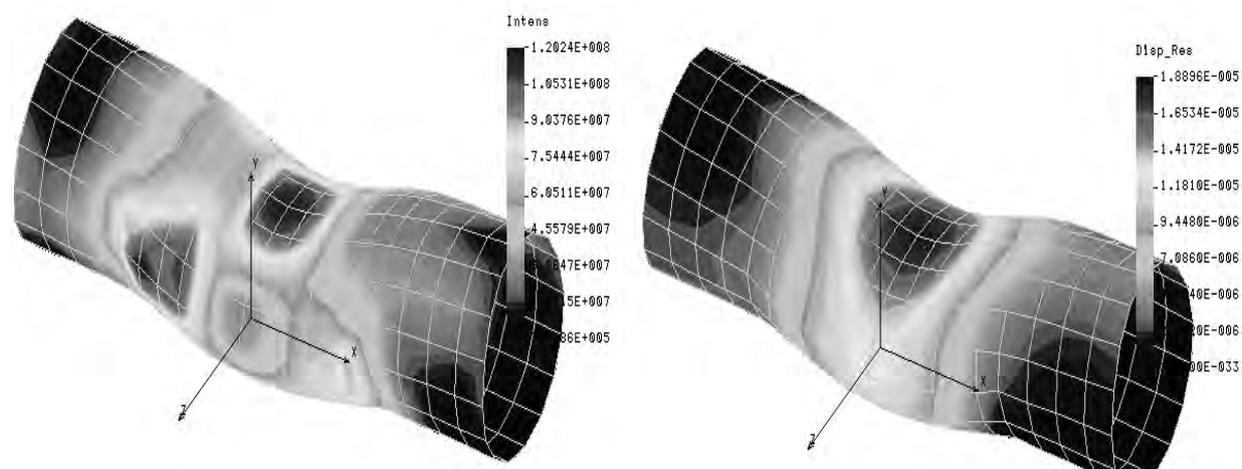


Рис. 4.37. Поля напряжений и перемещений шатунной шейки

Модель шатунной шейки построена с помощью 12 поверхностей и разбита на 280 оболочковых элементов типа *Shell4t*. Закреплялись узлы, лежащие на поверхностях, контактирующих со щеками коленчатого вала, а силы прикладывались к поверхностям, взаимодействующим с шатуном. Последний вариант данной детали имел наружный диаметр 21 мм и толщину 4 мм.

На рис. 4.38 показаны результаты исследования напряженно-деформированного состояния гильзы цилиндра вместе с головкой.

Для гильзы задавались параметры материала Ст 21-40, а для головки – АЛ2.

В нижней части гильза закреплялась, а к элементам головки и верхней четверти гильзы (до 6 мм от головки) прикладывались: максимальное давление цикла $p_z = 7,5$ МПа; разность температур между средней рабочей тела за цикл $T_{cp} = 920$ К и наружных стенок $T_{ст} = 380$ К (по аналогии с поршнем), определенные по результатам моделирования рабочего цикла.

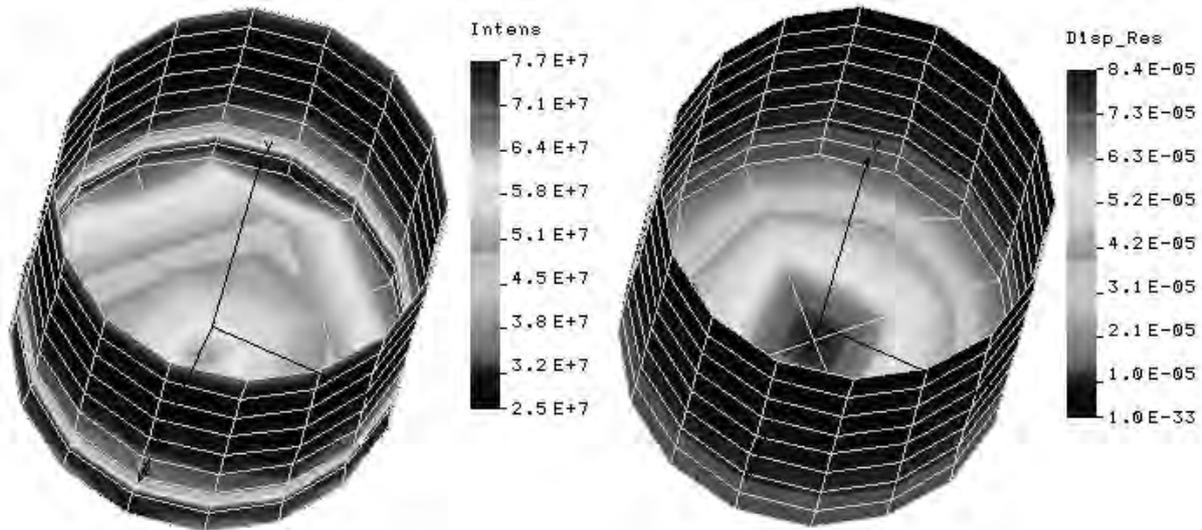


Рис. 4.38. Поля напряжений и перемещений в цилиндре и головке

Заключительный вариант данной конструкции при $D = S = 46$ мм имеет параметры: толщина стенки гильзы $\delta_{\text{гил}} = 3$ мм; головки $\delta_{\text{гол}} = 5$ мм.

Анализ полученных результатов показывает, что $\sigma_{\text{н}}$ в цилиндре и головке находятся в диапазоне 25...78 МПа, что существенно ниже предела усталости серого чугуна СЧ 21-40 ($\sigma_r = \sigma_{\text{в}}/(1,5...2) \approx 120$ МПа) и алюминиевого сплава АЛ2 ($\sigma_r \approx 90$ МПа). Наибольшие перемещения $u_{\text{max}} = 0,084$ мм расположены в середине головки. Учитывая, что в этом месте находится свеча зажигания, необходимо утолщение головки примерно до 15 мм, можно утверждать, что реальные деформации будут существенно ниже полученных с помощью данной модели.

Частотный анализ с помощью МКЭ указанной конструкции показал, что наименьшая частота ее свободных колебаний составляет $\nu_1 = 5800$ Гц, что существенно больше (примерно в 60 раз) возмущающего воздействия при номинальной частоте вращения коленчатого вала. Поэтому нет оснований опасаться резонанса. Этот вывод тем более может быть усилен с учетом того, что данный ДВС воздушного охлаждения, а значит, цилиндр и головка для эффективного охлаждения должны иметь оребрение, что еще сильнее повысит жесткость и низшие частоты свободных колебаний.

Для изготовления головок блоков двигателей самоходных машин применяют чугуны Сч 15-32, Сч 28-48, но чаще алюминиевые сплавы А05, АС9, АЛ5, АК4 и др.

Предварительно толщину стенки головки принимают $\delta_{\text{гол}} = (0,09...0,15) D$. При использовании конечно-элементной модели закрепление головки следует осуществлять по шпилечным отверстиям, а к элементам

поверхностей, контактирующих с рабочим телом, прикладывать максимальные давления цикла и разность температур между средней рабочей тела в цилиндре и наружных стенок (по аналогии с поршнем).

Шпильки (болты) крепления головки являются сильнонагруженными деталями. Поэтому для их изготовления применяют стали, аналогичные шатунным болтам. Расчет их прочности такой же, как указанных болтов.

С использованием описанных методик проводят анализ напряженно-деформированного состояния и частотный остальных деталей проектируемого мотора, по результатам которого осуществляется выбор их конструктивных параметров.

Для некоторых деталей, кроме исследования методом конечных элементов, необходима оценка ряда дополнительных характеристик. Например, для поршневого кольца определяют среднее давление $p_{к.ср}$ на стенку цилиндра и эпюру давлений кольца на цилиндр.

Первую указанную характеристику вычисляют по зависимости

$$p_{к.ср} = \frac{0,15Ea_0}{D (D/h_k - 1)^3}, \quad (4.157)$$

где E – модуль Юнга материала кольца ($2,2 \cdot 10^5$ МПа для стали и 10^5 МПа для чугуна); a_0 – разность зазоров в замке кольца в свободном $a_{св}$ и в рабочем a_p (сжатом) состояниях, $a_0 = (a_{св} - a_p)$; D – номинальный диаметр цилиндра; h_k – высота кольца.

Среднее давление кольца на цилиндр должно находиться в диапазоне

$$0,1 < p_{к.ср} < 0,4 \text{ МПа}. \quad (4.158)$$

При слишком малом давлении кольца на цилиндр нельзя обеспечить удовлетворительную герметизацию камеры сгорания, а при чрезмерном давлении будет повышенное трение и, как следствие, быстрый износ цилиндра и самого кольца.

Согласно действующему стандарту эпюра давления p кольца на стенку цилиндра должна соответствовать рис. 4.39 и табл. 4.12.

Табл. 4.12. Эпюра давлений кольца на цилиндр, где $k_p = p/p_{к.ср}$

Угол, град	0	30	60	90	120	150	170
k_p	1,0	1,0	1,1	0,9	0,45	0,67	2,85

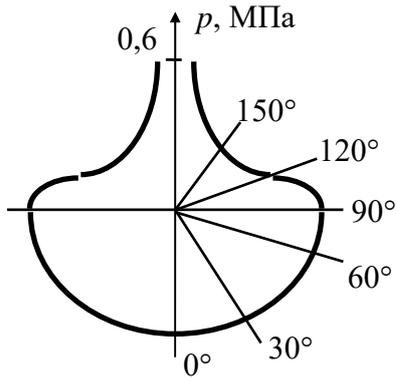


Рис. 4.39. Нормативная эпюра давлений поршневого кольца на цилиндр

Как показали исследования, повышение давления у замка кольца (несимметричность эпюры) обеспечивает равномерный износ последнего.

Для лучшей приработки применяют конические кольца с углом между образующей конуса и цилиндра $1,5^\circ \dots 2^\circ$. При этом нижняя цилиндрическая часть кольца должна быть не менее 0,3 мм. Трапецевидные кольца, т. е. с высотой на внутреннем диаметре, меньшей, чем на наружном, менее склонны к пригоранию, поэтому часто применяются на форсированных моторах.

Замок поршневого кольца, как правило, выполняют в виде прямого разреза. Редко используют наклонный или ступенчатый. Эффект от последних имеет место при значительных износах.

Следует иметь в виду, что поршневые кольца подвержены воздействию высоких температур (так же, как днище поршня) и значительных нагрузок. Их изготавливают из чугунов марок Сч 21-40, Вч 50-2 или из легированных сталей (для форсированных моторов).

Поверхность, соприкасающуюся с цилиндром, облуживают, у верхнего компрессионного кольца хромируют. Наибольшие напряжения в кольце возникают при его надевании на поршень, поэтому при выборе параметров методом конечных элементов следует моделировать не только рабочий режим кольца, но и сборочный.

Выбор параметров кулачков распределительного вала и деталей привода клапанов осуществляют на основе анализа кинематики и динамики ГРМ (см. подразд. 3.10).

Изготавливают распределительные валы из углеродистых сталей 40, 45 или легированных 12ХНЗА и т. п. с азотированием или фосфотированием. В настоящее время чаще используют высокопрочный чугун Вч 50-2 с отбелом кулачков перед шлифовкой.

Пружины клапанов должны обеспечивать: достаточные усилия прижатия тарелок к их седлам для исключения утечек в закрытом положении; постоянную кинематическую связь всех деталей привода; отсутствие инерционных соударений витков пружин.

Плотная посадка выпускного клапана обеспечивается при усилии преднатяга пружины

$$F_{\text{пр}2}^{\text{min}} > A_{\text{к}2} (p_{r'} - p_a), \quad (4.159)$$

где $A_{\text{к}2}$ – площадь тарелки выпускного клапана; $p_{r'}$, p_a – давление газов в выпускной трубе и в цилиндре в середине впуска.

Обычно $p_{r'} - p_a = 0,02 \dots 0,07$ МПа.

Для впускного клапана плотная посадка обеспечивается при условии

$$F_{\text{пр}1}^{\text{min}} > A_{\text{к}1} (p_{\text{к}} - p_r), \quad (4.160)$$

где $p_{\text{к}}$, p_r – давление газов во впускной трубе и в цилиндре при выпуске.

Кинематическая связь между деталями привода клапана будет обеспечена, если соблюдается соотношение

$$F_{\text{пр}}^{\text{max}} > m_{\text{кл}} j_{\text{кл}}^{\text{min}}, \quad (4.161)$$

где $m_{\text{кл}}$ – масса клапана с приведенной массой всех деталей привода (толкателя, штанги, рычага, третьей части пружины) с учетом передаточного числа привода $u_{\text{кл}}$; $j_{\text{кл}}^{\text{min}}$ – минимальное ускорение клапана (амплитуда отрицательной составляющей).

Для серийно выпускаемых моторов самоходных машин относительная масса привода клапана $m_{\text{кл}}/A_{\text{к}} = 180 \dots 250$ кг/м².

Отсутствие инерционных соударений витков пружины двигателя будет обеспечено при соблюдении условия

$$\omega_{\text{пр}} > \frac{2\omega_{\text{х.х}}^{\text{max}}}{\tau}, \quad (4.162)$$

где $\omega_{\text{пр}}$ – круговая частота свободных колебаний одного витка пружины; $\omega_{\text{х.х}}^{\text{max}}$ – максимальная угловая скорость коленчатого вала; τ – коэффициент тактности двигателя.

Для стальной пружины круговую частоту свободных колебаний определяют по зависимости

$$\omega_{\text{пр}} = \frac{2270 d}{z_{\text{р}} D_{\text{с}}^2}, \quad (4.163)$$

где d – диаметр проволоки пружины; $z_{\text{р}}$ – число рабочих витков пружины; $D_{\text{с}}$ – средний диаметр пружины.

Зная усилие преднатяга $F_{\text{пр}}^{\text{min}}$, максимальный ход клапана $h_{\text{кл}}^{\text{max}}$ и максимальную силу пружины $F_{\text{пр}}^{\text{max}}$, можно определить требуемый коэффициент ее жесткости:

$$c_{\text{пр}} = \frac{F_{\text{пр}}^{\text{max}} - F_{\text{пр}}^{\text{min}}}{h_{\text{кл}}^{\text{max}}}. \quad (4.164)$$

Тогда деформация преднатяга пружины

$$f_{\text{пр}}^{\text{min}} = \frac{F_{\text{пр}}^{\text{min}}}{c_{\text{пр}}}. \quad (4.165)$$

Полная деформация пружины определится из соотношений

$$f_{\text{пр}}^{\text{max}} = \frac{F_{\text{пр}}^{\text{max}}}{c_{\text{пр}}} = f_{\text{пр}}^{\text{min}} + h_{\text{кл}}^{\text{max}}. \quad (4.166)$$

Обычно принимают диаметр проволоки пружины $d = 2...6$ мм, средний диаметр пружины $D_c = (0,7...0,9) D_{\text{кл}}$, где $D_{\text{кл}}$ – диаметр тарелки клапана. Тогда число рабочих витков пружины

$$z_p = \frac{Gd^4 f_{\text{пр}}^{\text{max}}}{8F_{\text{пр}}^{\text{max}} D_c^3}, \quad (4.167)$$

где G – модуль Гука материала пружины (для стали $G = 0,83 \cdot 10^5$ МПа).

Шаг одного витка свободной пружины оценивают по зависимости

$$t_{\text{пр1}} = d + \frac{f_{\text{пр}}^{\text{max}}}{z_p} + \Delta_{\text{min}}, \quad (4.168)$$

где Δ_{min} – минимально допустимый зазор между витками при максимальном ходе клапана, $\Delta_{\text{min}} > 0,3$ мм.

Ориентировочно наибольшие напряжения в пружине вычисляют по выражению

$$\tau_{\max} = \frac{8k'F_{\text{пр}}^{\max} D_c}{\pi d^3} < [\tau], \quad (4.169)$$

где k' – коэффициент, учитывающий увеличение напряжений на внутренних поверхностях пружины, который определяется по формуле

$$k' = \frac{4D_c^2 + 1,4D_c d - 2,4d^2}{4D_c(D_c - d)}. \quad (4.170)$$

Для обеспечения достаточной долговечности пружин рекомендуется придерживаться соотношения

$$\frac{D_c}{d} = 5 \dots 13. \quad (4.171)$$

Допускаемые напряжения для пружинных сталей 55Г2, 60С2, 65 и т. п. пропорциональны пределу усталости при пульсирующем цикле τ_0 и обычно принимаются $[\tau] = 400$ МПа.

В случае применения двух пружин на клапан усилия между ними распределяются примерно поровну.

При выборе конструктивных параметров клапана стремятся максимально увеличивать диаметр тарелки $D_{\text{кл}}$ при возможно меньшем ходе, обеспечивая площадь проходного сечения, удовлетворяющую требуемому время-сечению A_t по (3.175). Обычно $h_{\text{кл}}^{\max} = 5 \dots 15$ мм. Выбор максимального хода клапана следует увязывать с фазами газораспределения, что необходимо для предупреждения касания поршнем тарелки клапана в фазе перекрытия клапанов. В некоторых конструкциях этого добиться весьма сложно. Поэтому в днище поршня делают специальные фрезеровки под тарелки клапанов. Наиболее часто угол уплотнительной фаски клапана составляет 45° , а ширина ее притертой части для обеспечения герметизации должна быть не менее 2 мм.

В золотниковом ГРМ двухтактного мотора суммарную площадь продувочных окон A_1 выбирают с учетом площади выпускного окна A_2 по примерному соотношению

$$\frac{A_1}{A_2} = 1,5 \dots 2. \quad (4.172)$$

4.5. Выбор параметров систем

Выбор необходимой цикловой подачи топлива $g_{т1}$, мг/цикл, секцией *ТНВД дизеля* осуществляют по зависимости

$$g_{т1} = \frac{1000\tau\pi G_{т}}{3,6i\omega}, \quad (4.173)$$

где τ – коэффициент тактности; $G_{т}$ – часовой расход топлива, кг/ч; i – принятое число цилиндров двигателя; ω – угловая скорость коленчатого вала.

Объемная подача топливного насоса высокого давления на один цилиндр за цикл $q_{ц}$, мм³/цикл, определится элементарной зависимостью

$$q_{ц} = \frac{g_{т1}}{\rho_{т}}, \quad (4.174)$$

где $\rho_{т}$ – плотность дизельного топлива, $\rho_{т} = 0,82...0,86$ кг/дм³.

С учетом утечек топлива и его сжатия расчетную (теоретическую) подачу насоса принимают

$$q_{т} = \frac{q_{ц}}{\eta_{н}}, \quad (4.175)$$

где $\eta_{н}$ – объемный КПД насоса, $\eta_{н} = 0,7...0,9$.

С другой стороны, из геометрических соотношений имеем зависимость

$$q_{т} = A_{пл}S_{ак}, \quad (4.176)$$

где $A_{пл}$ – площадь плунжера ТНВД; $S_{ак}$ – активный ход плунжера, т. е. ход, соответствующий закрытым впускному и перепускному отверстиям ТНВД.

Для обеспечения быстрого запуска мотора цикловая подача насоса на этом режиме должна быть в 1,5–3 раза больше в сравнении с максимальной, т. е. на режиме максимального крутящего момента. Поэтому наибольшая подача ТНВД

$$q_{н} = (1,5...3)q_{т} = A_{пл}S_{ак}^{max}, \quad (4.177)$$

где $S_{\text{ак}}^{\text{max}}$ – максимальный активный ход плунжера.

Основные размеры секции ТНВД определяются из аналогичного соотношения для объема цилиндра

$$q_{\text{н}} = \frac{\pi d_{\text{пл}}}{4} S_{\text{ак}}^{\text{max}}, \quad (4.178)$$

где $d_{\text{пл}}$ – диаметр плунжера, который выбирают по аналогии с КШМ, задаваясь соотношением $S_{\text{ак}}^{\text{max}}/d_{\text{пл}} = 1...1,7$.

Из технологических соображений диаметр плунжера меньше 5 мм не делают. Для минимизации утечек длину плунжера принимают не меньше пяти диаметров, а зазор между втулкой и плунжером за счет достаточно точной обработки и селективной сборки обеспечивают в диапазоне 0,5...0,7 мкм.

Давление подачи топлива в цилиндр через форсунку определяется, во-первых, производительностью ТНВД, во-вторых, диаметром отверстий распылителя, в-третьих, затяжкой пружины иглы распылителя. Среднее давление впрыска у дизелей с разделенной системой топливоподачи $p_{\text{ф.ср}} = 15...40$ МПа, а средняя скорость истечения топлива из распылительных отверстий $v_{\text{т.ср}} = 150...300$ м/с. Текущую скорость топлива можно оценить по зависимости

$$v_{\text{т}} = \mu \sqrt{\frac{2(p_{\text{ф}} - p)}{\rho_{\text{т}}}}, \quad (4.179)$$

где μ – коэффициент расхода топлива, $\mu = 0,65...0,85$; $p_{\text{ф}}$ – давление топлива в распылителе форсунки; p – текущее давление рабочего тела в цилиндре двигателя; $\rho_{\text{т}}$ – плотность топлива.

Время, за которое происходит впрыск топлива в цилиндр, вычисляется по выражению

$$t_{\text{впр}} = \frac{\Delta\varphi_{\text{впр}}}{\omega}, \quad (4.180)$$

где $\Delta\varphi_{\text{впр}}$ – угол поворота коленчатого вала, за который осуществляется впрыск топлива (данный угол определяется профилем кулачка вала ТНВД и положением отсечной кромки плунжера относительно перепускного отверстия); ω – угловая скорость коленчатого вала.

Зная необходимую цикловую подачу топлива и время впрыска, определяется суммарная площадь сопловых отверстий распылителя форсунки:

$$A_c = \frac{q_{ц}}{v_T t_{впр}}. \quad (4.181)$$

С учетом конфигурации камеры сгорания и степени турбулизации рабочего тела, задаваясь числом сопловых отверстий i_c , определяют диаметр одного этого отверстия:

$$d_c = \sqrt{\frac{4A_c}{\pi i_c}}. \quad (4.182)$$

Из технологических соображений диаметр соплового отверстия менее 0,2 мм не делают.

При выборе параметров *системы топливоподачи двигателя с принудительным воспламенением* вначале определяется ее характеристика, т. е. зависимость коэффициента избытка воздуха смеси α , приготавливаемой карбюратором или системой впрыска, от разрежения Δp в диффузоре впускной трубы. Другими словами, это зависимость качества топливовоздушной смеси от режима работы двигателя.

Состав смеси зависит, во-первых, от расхода воздуха Q_B , проходящего через диффузор, во-вторых, от расхода топлива Q_T через распылители.

Расход воздуха Q_B , м³/с, оценивается по зависимости

$$Q_B = \mu_d A_d \sqrt{\frac{2\Delta p_B}{\rho_B}}, \quad (4.183)$$

где μ_d – коэффициент расхода воздуха через диффузор; A_d – площадь проходного сечения диффузора; Δp_B – разность давлений воздуха среды и в диффузоре, $\Delta p_B = (p_0 - p_d)$; ρ_B – плотность воздуха.

Массовый расход воздуха по аналогии с (4.174) определится как

$$G_B = Q_B \rho_B. \quad (4.184)$$

Для вычисления расхода топлива Q_T , м³/с, применяют выражение

$$Q_T = \mu_T A_T \sqrt{\frac{2\Delta p_T}{\rho_T}}, \quad (4.185)$$

где μ_T – коэффициент расхода топлива через распылительные отверстия; A_d – суммарная площадь проходных отверстий распылителя; Δp_T – разность давлений топлива в поплавковой камере и в топливном дросселе (жиклере), $\Delta p_T = (p_{п.к} - p_{т.д})$; ρ_T – плотность топлива (для бензина $\rho_T = 760 \text{ кг/м}^3$).

Зная расходы топлива и воздуха, определяется удельное количество воздуха на единицу топлива, поступившего в цилиндр:

$$m_b = \frac{G_B}{G_T} = \frac{\mu_d A_d}{\mu_T A_T} \sqrt{\frac{\rho_B (p_0 - p_d)}{\rho_T (p_{п.к} - p_{т.д})}}. \quad (4.186)$$

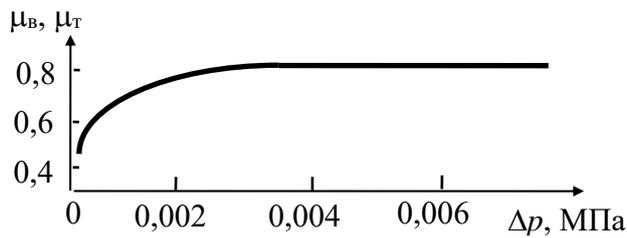


Рис. 4.40. Изменение коэффициента расхода от перепада давлений

Коэффициенты расхода воздуха и топлива зависят от перепада указанных давлений и имеют зависимость согласно рис. 4.40.

Учитывая формулу (3.58), т. е. $\alpha = m_B/m_{B,0}$, где $m_{B,0} = 14,9 \text{ кг}$ – теоретически необходимое количество воздуха для полного сжигания 1 кг бензина, можно сделать вывод, что на характеристику $\alpha = f(\Delta p_B)$ простейшего карбюратора (см. рис. 2.17) влияет только отношение перепадов давлений $\Delta p_B/\Delta p_T$. При этом между данными перепадами давлений имеется функциональная связь, определяемая геометрией топливного дросселя (рис. 4.41).

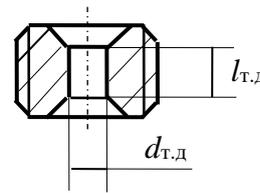
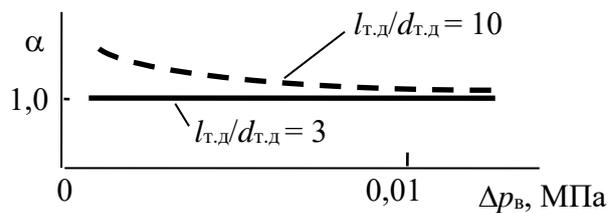


Рис. 4.41. Зависимость характеристики простейшего карбюратора от перепада давлений воздуха и параметров топливного дросселя

Наиболее часто применяют короткие дроссели, т. е. с отношением длины проточной части к диаметру проходного сечения $l_{т.д}/d_{т.д} \leq 3$. Поэтому в простейшем карбюраторе качество смеси не зависит ни от нагрузочного, ни от скоростного режимов работы мотора. Вместе с тем для двигателя с принудительным воспламенением на режимах номинальной мощности и

холостого хода необходима обогащенная смесь ($\alpha < 1$), а на частичных режимах – обедненная ($\alpha > 1$).

Желаемую характеристику топливоподачи двигателя с принудительным воспламенением отражает рис. 4.42.

По мере увеличения нагрузки M_{ψ} на коленчатом валу двигателя возрастает расход воздуха через диффузор за счет большего открытия дроссельной заслонки γ_d . Поэтому увеличивается перепад давлений в диффузоре Δp_v . При максимальной мощности ($\gamma_d = 1$) необходимо иметь $\alpha \approx 0,9$. При малом перепаде давлений в диффузоре, что имеет место на режимах холостого хода, для устойчивой работы двигателя также необходимо иметь $\alpha = 0,8 \dots 0,9$. На частичных режимах для улучшения топливной экономичности $\alpha \approx 1,1$.

При выборе параметров главной дозирующей системы карбюратора следует учитывать тип применяемого компенсационного устройства, которое приближает характеристику к желаемой (см. рис. 4.42). Эти устройства по принципу действия делят на: регулирующие разрежение в диффузоре Δp_v ; регулирующие разрежение в топливном дросселе Δp_T ; комбинированные, т. е. использующие первые два способа.

Первый указанный принцип реализуется с помощью установки либо в воздушной трубе карбюратора (рис. 4.43, а), либо в диффузоре (рис. 4.43, б) специальных клапанов, обеспечивающих дополнительный расход воздуха $Q_{в,д}$ при увеличении γ_d . Второй принцип компенсации смеси, приготавливаемой карбюратором, реализуется либо установкой дополнительного топливного дросселя (рис. 4.43, в), либо с помощью воздушного дросселя (рис. 4.43, г) в специальном эмульсионном колодце.

Расход топлива через главный топливный дроссель, например схема, изображенная на рис. 4.43, в, определится по уточненной зависимости

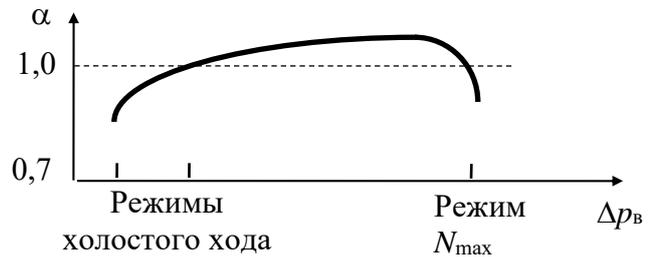


Рис. 4.42. Желательная характеристика топливоподачи двигателя с принудительным воспламенением

$$Q_{т.гл} = \mu_{т.гл} A_{т.гл} \sqrt{2 \left(\frac{\Delta p_T}{\rho_T} - \Delta h g \right)}, \quad (4.187)$$

где Δh – высота столба топлива от устья распылителя до топливного дросселя (в существующих конструкциях $\Delta h = 2...5$ мм); g – ускорение свободного падения.

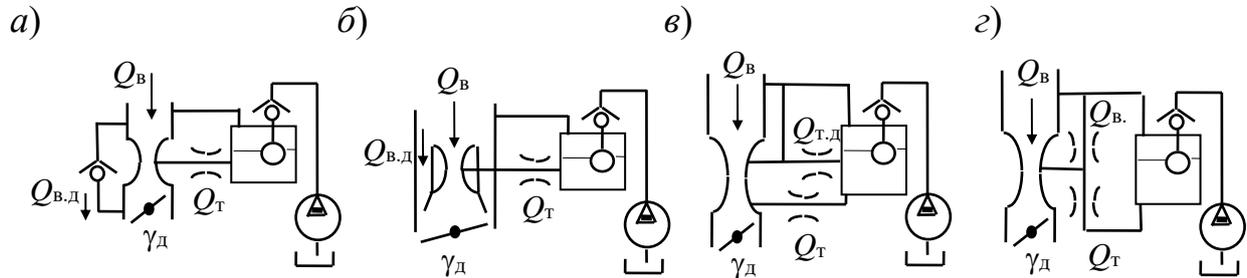


Рис. 4.43. Компенсационные устройства карбюраторов

Расход топлива через дополнительный (компенсационный) дроссель по той же схеме можно оценить по выражению

$$Q_{Т.д} = \mu_{Т.д} A_{Т.д} \sqrt{2gH}, \quad (4.188)$$

где H – высота столба топлива над дополнительным дросселем.

Для схемы, изображенной на рис. 4.43, г, расход топлива вычисляется следующим образом:

$$Q_T = \mu_T A_T \sqrt{\frac{2}{\rho_T} (\Delta p_T - \Delta p_{эм})}, \quad (4.189)$$

где $\Delta p_{эм}$ – перепад давлений в эмульсионном колодце, определяемый как

$$\Delta p_{эм} = \frac{\Delta p_T}{1 + \left(\frac{A_{В.д}}{A_T} \right)^2}, \quad (4.190)$$

где $A_{В.д}$, A_T – площади проходных сечений воздушного и топливного дросселей соответственно.

Скорости истечения топлива из дросселей карбюраторных двигателей изменяются в диапазоне 0...6 м/с.

Таким образом, зная плотность топлива ρ_T , требуемый расход воздуха Q_V (в зависимости от режима работы двигателя и его литража D , S , i),

а также желаемую характеристику карбюратора $\alpha = f(\Delta p)$, можно с использованием приведенных зависимостей определить площади поперечных сечений и диаметры диффузора и дросселей для данной схемы компенсации главной дозирующей системы.

Следует иметь в виду, что на режиме $\omega_{x,x}^{\min}$ площадь проходного сечения диффузора должна обеспечивать скорость воздуха не менее 50 м/с. Иначе размер капель топлива будет чрезмерно большой, а процент парообразной фракции очень маленький. На режиме ω_N скорость воздуха в диффузоре не должна превышать 150 м/с. Иначе будут иметь место значительные аэродинамические потери, что недопустимо снизит коэффициент наполнения цилиндров η_V . Для обеспечения стабильного расхода топлива через топливные дроссели объем поплавковой камеры назначают примерно в 10 раз больше максимальной цикловой подачи, а производительность бензонасоса (так же как и подкачивающего насоса дизеля) принимают в 2–3 раза больше q_T^{\max} .

Выбор параметров *систем охлаждения и смазки* производят на основе данных энергетического баланса двигателя (см. п. 3.8.3). Так, с использованием зависимости (3.132) оценивается мощность N_{ox} , рассеиваемая системой охлаждения.

Требуемый массовый расход рабочего тела системы охлаждения определяется по выражению

$$G_{ox} = \frac{N_{ox}}{c\Delta T_{ox}}, \quad (4.191)$$

где c – теплоемкость рабочего тела, например у воды $c = 4187$ Дж/(кг·К); ΔT_{ox} – разность температур рабочего тела на входе и выходе системы (обычно для радиатора жидкостной системы $\Delta T_{ox} = 15^\circ \dots 30^\circ$).

Объемный расход, который должен обеспечить насос,

$$Q_{ox} = \frac{G_{ox}}{\rho_{ox}}, \quad (4.192)$$

где ρ_{ox} – плотность рабочего тела системы охлаждения.

Анализируя (4.191) и (4.192), можно отметить, что для системы воздушного охлаждения, по сравнению с жидкостной, за счет существенно меньших значений теплоемкости и плотности рабочего тела требуются значительно большие расходы при той же N_{ox} .

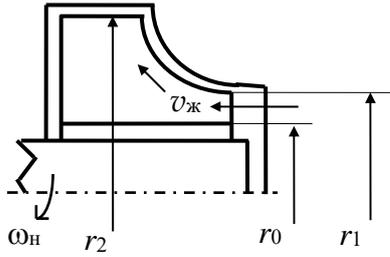


Рис. 4.44. Схема центробежного насоса

В качестве насосов для систем жидкостного охлаждения применяют центробежные с радиальными лопастями (рис. 4.44). Основные параметры таких насосов выбирают с использованием соотношения

$$Q_{\text{ох}} = \pi v_{\text{ж}} (r_1^2 - r_0^2), \quad (4.193)$$

где $v_{\text{ж}}$ – скорость жидкости на входе в насос (обычно задается $v_{\text{ж}} = 1,5$ м/с); r_1 – радиус входного отверстия насоса; r_0 – радиус ступицы лопастного колеса.

Окружная скорость жидкости на выходе из межлопастного канала насоса

$$u_{\text{ж}} = r_2 \omega_{\text{н}}, \quad (4.194)$$

где r_2 – радиус венца лопастей насоса; $\omega_{\text{н}}$ – угловая скорость вала насоса.

Тепловую мощность, отводимую радиатором, определяют по формуле

$$N_{\text{р}} = k_{\text{T}} A_{\text{р}} \Delta T, \quad (4.195)$$

где $A_{\text{р}}$ – площадь поверхности радиатора; ΔT – разность температур рабочего тела на входе в радиатор и внешней среды, т. е. обтекающего радиатор воздуха, $\Delta T = (T_{\text{ж}} - T_0)$; k_{T} – коэффициент теплопередачи, который оценивают по зависимости

$$k_{\text{T}} = \frac{\lambda_{\text{ж}} \lambda_{\text{тр}} \alpha_{\text{ж}} \alpha_{\text{тр}}}{\alpha_{\text{ж}} \alpha_{\text{тр}} (r_{\text{тр}} \lambda_{\text{тр}} + \delta_{\text{тр}} \lambda_{\text{ж}}) + \lambda_{\text{ж}} \lambda_{\text{тр}} (\alpha_{\text{тр}} + \alpha_{\text{ж}})}, \quad (4.196)$$

где $\lambda_{\text{ж}}$ – коэффициент теплопроводности жидкости. Например, для воды $\lambda_{\text{ж}} = 0,2$ Вт/(м·К); $\lambda_{\text{тр}}$ – коэффициент теплопроводности трубки радиатора. Например, для алюминиевых и латунных сплавов $\lambda_{\text{тр}} = 80...125$ Вт/(м·К), для нержавеющей сталей $\lambda_{\text{тр}} = 10...20$ Вт/(м·К); $\alpha_{\text{ж}}$ – коэффициент теплопередачи от жидкости к трубке, Вт/(м²·К), который зависит от скорости движения жидкости в трубке радиатора и при $v_{\text{ж}} = 0$ определяется только теплопроводностью трубки; $\alpha_{\text{тр}}$ – коэффициент теплопередачи от трубки к

среде, который зависит от скорости обтекания воздухом трубок радиатора; $r_{\text{тр}}$ – внутренний радиус трубки радиатора; $\delta_{\text{тр}}$ – толщина стенки трубки.

Можно отметить, что с уменьшением толщин и диаметров трубок радиатора, а также с увеличением коэффициентов теплопроводности и теплопередачи повышается эффективность охлаждения рабочего тела. Причем определяющими факторами для k_T являются $\alpha_{\text{ж}}$ и $\alpha_{\text{тр}}$, т. е. скорости движения жидкости в трубках радиатора и обтекающего воздуха. Для серийно выпускаемых радиаторов при ламинарном режиме движения рабочего тела $k_T = 115...350$ Вт/(м²·К), а при турбулентном режиме $k_T = 815...1160$ Вт/(м²·К). Вид режима определяется, как известно, с помощью числа Рейнольдса $Re = v d/\nu$, где v – переносная скорость потока; d – диаметр проходного отверстия; $\nu = \mu/\rho$ – кинематическая вязкость рабочего тела, где μ , ρ – его динамическая вязкость и плотность. Если имеет место $Re > 2000$, то режим движения турбулентный.

Требуемый объемный расход вентилятора радиатора

$$q_{\text{в}} = \frac{N_{\text{ох}}}{c_{\text{в}} \Delta T \rho_{\text{в}}}, \quad (4.197)$$

где $c_{\text{в}}$ – теплоемкость воздуха, $c_{\text{в}} = 1000$ Дж/(кг·К); $\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха на входе в радиатор, $\rho_{\text{в}} \approx 1,1$ кг/м³.

Окружная скорость воздуха на выходе вентилятора оценивается по зависимости

$$u_{\text{в}} = \psi_{\text{л}} \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho_{\text{в}}}}, \quad (4.198)$$

где $\psi_{\text{л}}$ – коэффициент формы лопасти вентилятора, $\psi_{\text{л}} = 2,2...3,2$; Δp – перепад давлений между входом в вентилятор и выходом из него (обычно $\Delta p = 600...1000$ Па).

С другой стороны, окружная скорость определяется зависимостью (4.194), т. е. $u_{\text{в}} = r_2 \omega_{\text{н}}$. Откуда, задаваясь угловой скоростью вентилятора $\omega_{\text{н}}$, можно вычислить его наружный радиус r_2 . После чего необходимо оценить мощность, затрачиваемую на привод вентилятора:

$$N_{\text{в}} = \frac{q_{\text{в}} \Delta p}{\eta_{\text{в}}}, \quad (4.199)$$

где η_v – объемный КПД осевого вентилятора, $\eta_v = 0,32...0,65$.

В случае применения воздушной системы охлаждения определяют из (4.195) суммарную необходимую площадь поверхности охлаждения головки и цилиндра, которая обеспечивается ребрами:

$$A_{\text{ох}} = \frac{N_{\text{ох}}}{k_T \Delta T_v}, \quad (4.200)$$

где ΔT_v – разность температур основания ребра и воздуха на входе в межреберное пространство, обычно принимается $\Delta T_v = 50^\circ...80^\circ$; k_T – коэффициент теплопередачи, учитывающий теплопроводность стенок цилиндра, теплопередачу от этих стенок в среду при заданной скорости обдуваемого воздуха v_v .

Указанный в (4.200) коэффициент теплопередачи оценивают по следующей зависимости для скорости обдувающего воздуха v_v до 20 м/с:

$$k_T = 1,37 (1 + 0,007T_{\text{ср}}) \frac{v_v}{0,3}, \quad (4.201)$$

где $T_{\text{ср}}$ – средняя температура ребер и обдувающего воздуха, $T_{\text{ср}} \approx 400$ К.

Зная основные размеры цилиндра двигателя (D и S), а после анализа напряженно-деформированного состояния толщины стенок цилиндра и головки, можно с помощью (4.200) и (4.201), задавшись количеством ребер цилиндра и головки, определить их наружные размеры.

Мощность, затрачиваемую на привод насоса **системы смазки**, вычисляют по выражению

$$N_M = (0,0015...0,005) N_0, \quad (4.202)$$

где N_0 – мощность, выделяемая в двигателе, которая оценивается по зависимости (3.131).

Необходимый массовый расход масла, который должен обеспечить насос по аналогии с (4.191),

$$G_M = \frac{N_M}{c_M \Delta T_M}, \quad (4.203)$$

где c_m – средняя теплоемкость моторного масла, $c_m = 2094$ Дж/(кг·К); ΔT_m – разность температур рабочего тела на входе и выходе системы смазки, $\Delta T_m = 10^\circ \dots 20^\circ$.

Для обеспечения удовлетворительной смазки трущихся пар на режиме $\omega_{x,x}^{\min}$ полученный по (4.203) расход увеличивают примерно в 2 раза. Поэтому необходимую секундную подачу масляного насоса определяют по зависимости

$$q_{н.м} = \frac{2G_m}{\rho_m \eta_{н.м}}, \quad (4.204)$$

где ρ_m – плотность моторного масла, $\rho_m = 900$ кг/м³; $\eta_{н.м}$ – объемный КПД шестеренного масляного насоса, $\eta_{н.м} = 0,6 \dots 0,7$.

С другой стороны, для указанного типа насоса с учетом его геометрических параметров

$$q_{н.м} = bzm^2\omega_n, \quad (4.205)$$

где b – ширина зубчатого венца; z – число зубьев (обычно $z = 6 \dots 12$); m – модуль зубчатого зацепления в насосе (чаще всего $m = 3 \dots 6$ мм).

Следует учитывать, что окружная скорость на вершинах зубьев шестеренного масляного насоса не должна превышать 10 м/с, иначе $\eta_{н.м}$ резко снижается.

Для уточнения зависимости (4.202) мощность привода масляного насоса определяют по зависимости

$$N_m = \frac{q_{н.м} p_m}{\eta_{пр.м}}, \quad (4.206)$$

где p_m – наибольшее давление в центральной масляной магистрали двигателя, ограничиваемое редукционным клапаном (0,3...0,8 МПа); $\eta_{пр.м}$ – КПД привода масляного насоса, $\eta_{пр.м} = 0,9 \dots 0,95$.

Необходимую площадь поверхности **масляных фильтров** оценивают по выражению

$$A_\phi = \frac{\mu q_\phi}{k_\phi \Delta p_\phi}, \quad (4.207)$$

где μ – динамический коэффициент вязкости масла, Н·с/см²; q_{ϕ} – расход масла через фильтр, л/мин; k_{ϕ} – удельная пропускная способность 1 см² фильтрующего элемента (для авиационного фетра $k_{\phi} = 0,37$ л/(мин·см), для бумаги АФБ-1 $k_{\phi} = 0,15$, для бумаги АФБ-2 $k_{\phi} = 0,36$, для металло-керамических элементов с гранулами не более 50 мкм $k_{\phi} = 0,03$, для металлокерамики с диаметром гранул 100 мкм $k_{\phi} = 0,12$, для металло-керамики с диаметром гранул 400 мкм $k_{\phi} = 0,17$); Δp_{ϕ} – перепад давлений между входом и выходом фильтра, МПа.

В случае применения бумажного фильтрующего элемента Δp_{ϕ} не должен превышать 0,7 МПа. Другие фильтрующие материалы допускают несколько больший перепад давлений, но так или иначе необходим перепускной клапан для предупреждения выхода из строя фильтрующего элемента во время запуска мотора при низких температурах. Также для водителя необходима система сигнализации о загрязнении фильтра.

Для обеспечения достаточной долговечности фильтрующего элемента (не менее 1000 моточасов, т. е. примерно 15 тыс. км пробега) расчетную по (4.207) площадь увеличивают в 4–6 раз.

Минимальный размер частиц, которые задерживает центробежный фильтр, можно оценить по зависимости

$$d_{\min} = \frac{50}{n_{\text{ц}}} \sqrt{\frac{\mu q_{\phi}}{\rho_{\Gamma} r_{\Gamma} h_{\text{р}} \pi r_{\text{р}}}}, \quad (4.208)$$

где $n_{\text{ц}}$ – частота вращения ротора центрифуги, об/мин; ρ_{Γ} – плотность осаждаемых частиц; r_{Γ} – радиус входной масляной трубки в ротор; $h_{\text{р}}$, $r_{\text{р}}$ – высота и радиус ротора.

Частота вращения ротора центрифуги определяется выражением

$$n_{\text{ц}} = \frac{\frac{\rho_{\text{м}} q_{\phi}^2 r}{2 A_{\text{с}}} - M_{\text{с}}}{M_{\text{в}} + \frac{\pi \rho_{\text{м}} q_{\phi} r^2}{30}}, \quad (4.209)$$

где q_{ϕ} – расход масла через фильтр, м³/с; r – расстояние от оси сопла до оси вращения ротора; $A_{\text{с}}$ – площадь проходного сечения сопла; $M_{\text{с}}$ – момент

сопротивления вращению ротора, $M_c = (5...20) 10^{-4}$ Н·м; M_v – относительный момент сопротивления ротора, $M_v = (0,03...0,1) 10^{-4}$ Н·м·мин/об.

Для качественной очистки масла частота вращения ротора должна быть не менее 5000 об/мин.

Если площади охлаждения масла в картере двигателя недостаточно, то необходим масляный радиатор, расчет которого аналогичен рассмотренному ранее радиатору системы охлаждения.

4.6. Испытания ДВС

Экспериментальные (натурные) исследования являются заключительным этапом сквозного проектирования изделия (см. рис. 4.1), причем одним из дорогостоящих и длительных. От качества подготовки и проведения экспериментальных исследований зависит окончательное решение о постановке на производство новой модели мотора или о его дальнейшей доработке (доводке).

Под испытанием (тестированием) понимается определение каких-либо характеристик или оценка параметров объекта исследования при вполне определенных условиях. ГОСТ 24026 дает следующее определение. Опыт – это воспроизведение исследуемого явления в определенных условиях проведения эксперимента при возможности регистрации его результатов.

Натурным испытаниям всегда отводилась особая роль, т. к., по знаменитому философскому утверждению, опыт является критерием истины. Но это справедливо только в том случае, если эксперимент поставлен корректно, а его результаты правильно обработаны и интерпретированы. Поэтому при планировании, организации и проведении испытаний необходимо использовать многочисленные нормативные документы, например [20].

До проведения испытаний составляется *Программа*, где указывается объект испытаний, а также содержание и последовательность выполнения всех работ. Программа включает вводную часть, где отражается необходимость проведения данных испытаний, и разделы:

- 1) объект испытаний, где указывается полное наименование испытываемого изделия, его номер, тип, количество, конструктивные особенности и сведения об аналогах;
- 2) цель испытаний, где определяются конкретные задачи, которые должны быть решены;
- 3) общие положения, где отражаются сроки и место проведения испытаний, перечень ранее проведенных исследований, показывающих уровень отработки изделия;

4) условия проведения испытаний, где приводятся сведения о метеорологических и других условиях, а также о хранении, обслуживании и техническом обеспечении;

5) объем испытаний, где содержится перечень этапов и опытов, последовательность их проведения и показатели оценки свойств изделия, которые необходимо определить;

6) отчетность, где приводится перечень отчетных документов, которые следует оформлять в процессе проведения испытаний и после них.

В случае необходимости Программа испытаний должна содержать приложения.

Методы проведения подготовительных, измерительных и других работ регламентируются *Методикой испытаний*. Это организационно-методический документ, описывающий методы, средства и условия испытаний, наиболее целесообразный порядок выполнения операций, предусмотренных Программой, формы представления данных, требуемую точность измерений и сведения по охране труда. Часто эти два документа объединяют в один, тогда он называется *Программа-Методика испытаний*.

При испытаниях ДВС осуществляют как измерения неизменных (статических) параметров, например длину, ширину и т. п., так и динамические характеристики. При этом приходится исследовать не только механические величины (угловые скорости ω , моменты M ...), но также гидравлические (расходы Q , давления p), тепловые (температуры T ...) и др. Однако регистрирующая аппаратура чаще всего обрабатывает только электрические сигналы, т. е. изменение силы тока I и напряжения U . Поэтому для регистрации динамических процессов, где измеряемая величина x является функцией времени t : $x = f(t)$, применяются измерительные комплексы. В общем случае измерительный комплекс состоит из: датчика (первичного преобразователя), т. е. прибора, предназначенного для преобразования измеряемой физической величины в изменяемый электрический сигнал; регистрирующего прибора, предназначенного для фиксации на экране, бумаге или другом носителе исследуемого процесса, т. е. его развертки во времени; промежуточного преобразователя, например усилителя слабых сигналов датчика или, наоборот, гасителя чрезмерно мощных сигналов, токосъемника, если датчик закреплен на вращающейся детали, фильтра для гашения шумов и т. п., т. е. промежуточный преобразователь предназначен для стыковки (обеспечения совместимости) датчика и регистрирующего прибора.

Следует отметить, что развитие методов испытаний связано как с совершенствованием методик их проведения, так и измерительных комплексов и, прежде всего, регистрирующей аппаратуры. Если раньше для

регистрации динамических характеристик в основном применялись осциллографы (электронные или светолучевые пленочные), магнитографы и самописцы, а обработка результатов производилась вручную, то в настоящее время повсеместно используются ЭВМ как для регистрации сигналов датчиков, так и для обработки массивов экспериментальных данных.

К аппаратуре для испытаний ДВС предъявляют следующие требования:

- компактность;
- стойкость к динамическим нагрузкам, в частности к вибрации, температурам, повышенной запыленности и задымленности;
- достаточные для измерений чувствительность, разрешающая способность и частотный диапазон;
- возможность электрического питания от бортовой сети самоходной машины.

По назначению датчики делят на: механические, т. е. преобразующие механическую величину в электрический сигнал; тепловые; акустические; химические и др. Например, к классу механических относят датчики:

- реостатные (переменные резисторы), используемые для определения перемещений или углов поворота;
- тензоэлектрические, предназначенные для оценки деформаций и напряжений в конструкциях;
- электромагнитные, которые в свою очередь делят на индуктивные для определения перемещений, давлений, ускорений и индукционные (генераторные), применяемые для оценки угловых и линейных скоростей и др.;
- емкостные, которые чаще используют для определения малых перемещений, толщин и т. п.;
- пьезоэлектрические, предназначенные для оценки давлений;
- концевые (контактные и бесконтактные, например фотоэлектрические), используемые для определения положений и др.

Для оценки температур используют либо манометрические (аэротермометры), либо термопары, либо термисторы.

При измерении расхода жидкости или газа применяют: турбометр (лопастное колесо в измеряемом потоке, кинематически связанное с тахогенератором); флоуметр (местное сужение потока, с обеих сторон которого устанавливаются манометры); ротаметр (трубка Вентури, например, с индуктивным соленоидным датчиком); весовой способ, т. е. с помощью весов и секундомера.

Усилители применяют переменного и постоянного тока, а токосъемники – контактные и бесконтактные (ртутные, трансформаторные, емкостные, радиотелеметрические).

Связь датчиков в ЭВМ осуществляют через аналого-цифровой преобразователь (АЦП), который либо монтируется в системном блоке ЭВМ, либо поставляется в виде отдельного устройства, стыкуемого с компьютером через USB-порт. Управляющие сигналы из ЭВМ на какие-либо исполнительные устройства при проведении активного эксперимента передаются через цифро-аналоговый преобразователь (ЦАП). АЦП преобразует напряжение U измерительной цепи в двоичный код ЭВМ, ЦАП – наоборот. Функциональная схема измерительного комплекса на базе ЭВМ показана на рис. 4.45.

Датчики к АЦП могут подключаться независимо друг от друга, т. е. по дифференциальной схеме (см. рис. 4.45) или по схеме с общим проводом. В последнем случае один провод от каждого датчика присоединяется к общему выводу АЦП, что позволяет подключить в 2 раза больше датчиков, но при этом возможны паразитные наводки от одного канала АЦП на другой.

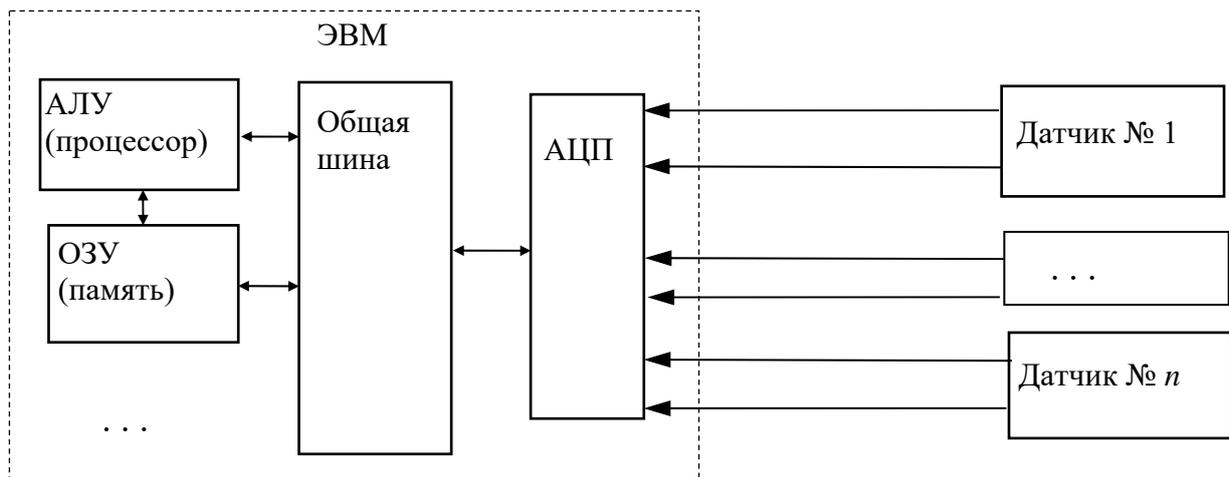


Рис. 4.45. Функциональная схема измерительного комплекса

По условиям проведения испытаний их делят на стендовые и дорожные или полевые (в зависимости от типа самоходной машины). Последнему из указанных видов испытаний подвергают достаточно отработанные полнокомплектные самоходные машины в условиях, близких к эксплуатационным. Но наибольший объем экспериментальных исследований ДВС осуществляют на стендах, т. е. на специальном стационарном оборудовании в лабораторных условиях. Они, как правило, являются ускоренными (форсированными), т. к. за счет интенсивного режима испытаний позволяют получать необходимые данные за более короткое время в сравнении с реальной эксплуатацией. Режим испытаний – это совокупность факторов,

воздействующих на объект исследования, т. е. уровень, частота и продолжительность воздействий, например моментов сопротивлений M_{ψ} , температур окружающей среды T_0 , положений рычага подачи топлива γ_d и т. п.

Стенды делят на три группы:

- 1) лабораторно-исследовательские, предназначенные для проведения научно-исследовательских и доводочных испытаний;
- 2) технологические, на которых обкатывают изделия (прирабатывают трущиеся пары) и контролируют качество выпускаемой продукции;
- 3) диагностические, используемые для оценки состояния механизмов и систем изделия при обслуживании и ремонте.

Обкаточный стенд для так называемых «холодных» испытаний ДВС часто устанавливают в конце сборочного конвейера. В каждый цилиндр мотора заливается небольшое количество (50...100 г) моторного масла и с помощью электродвигателя осуществляется принудительное прокручивание маховика вновь собранного ДВС. При этом подача топлива в цилиндры не производится, частота вращения незначительна (примерно 100 об/мин). С помощью оценки крутящего момента на приводном валу определяют суммарный момент сопротивления. Также оценивают давление сжатия (компрессию) в цилиндрах и качество сборки механизмов и систем.

Для оценки характеристик двигателей самоходных машин («горячие» испытания) применяют тормозные стенды, выпускаемые серийно различными фирмами.

Схема тормозного стенда изображена на рис. 4.46. Такой стенд включает: 1 – опорную плиту или раму с кронштейнами для мотора и других частей; 2 – испытываемый двигатель; 3 – карданную или ременную передачу; 4 – тормоз-нагружатель; 5 – пульт управления с регистрирующими приборами.

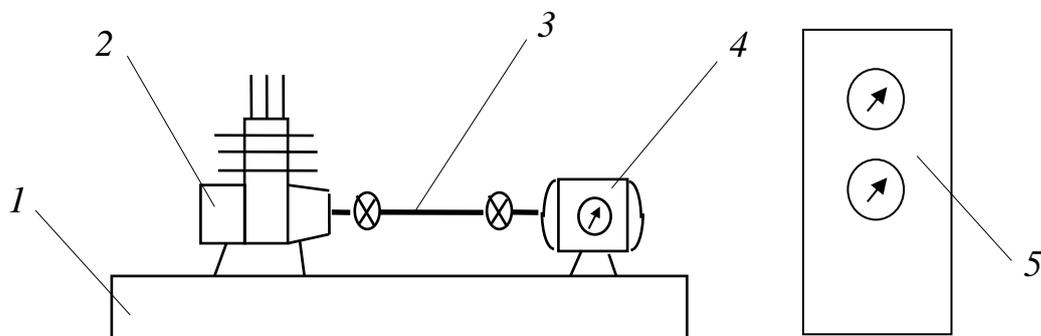


Рис. 4.46. Общий вид и схема тормозного стенда

В качестве тормоза-нагрузателя используют: порошковый электромагнитный тормоз (ПТ) с блоком электропитания; электрическую балансирующую машину (МПБ или АКБ); опорожняемую регулирующую гидромфту. Во всех этих устройствах ротор соединяется с карданной передачей, а статор – с корпусом через упругий элемент, например камертон, у которого одно плечо жестко крепится к корпусу тормоза, а с другим связан рычаг статора. Измеряя индикатором часового типа перемещение подвижного плеча камертона, оценивают установившийся крутящий момент тормоза, а значит, и средний крутящий момент на маховике испытываемого ДВС. Кроме M_d , измеряют угловую скорость коленчатого вала ω_d , давление во впускном коллекторе p_k , положение рычага управления подачей топлива γ_d , часовой расход топлива G_T , температуру наружных стенок цилиндров, параметры отработавших газов (CO , CH , NO_x , C , O_2), давление в цилиндре p и другие характеристики.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Описанные конструкции, методики расчета и анализа, а также методологию выбора параметров ДВС самоходных машин нельзя считать непоколебимыми. Сам процесс проектирования, безусловно, является творческим и в выборе методик, и в принятии конкретных технических решений. Однако объективности ради надо признать, что, используя представленные методы проектирования, можно добиться значительного прогресса при создании новых машин и модернизации существующих. Тем более, что все вышеописанные методики прошли практическую апробацию и основываются на фундаментальных научных знаниях.

Деятельность человека в ряде случаев оказывает негативное влияние на окружающую среду. Это напрямую относится к ДВС самоходной техники как к основному источнику загрязнения атмосферы в населенных пунктах. Поэтому производятся следующие действия: разрабатываются нормативные документы, устанавливающие все более жесткие ограничения на выбросы вредных веществ (приложение А); проводятся работы по созданию экологически чистых двигателей; совершенствуются рабочие процессы традиционных ДВС; разрабатываются и устанавливаются на машины нейтрализаторы отработавших газов. Все это позволяет поршневым ДВС выдерживать конкуренцию на наземном транспорте с другими видами моторов, например газотурбинными, реактивными, роторными, электрическими.

Очевидно, что в обозримом будущем найдут свое место как ДВС с принудительным воспламенением, так и дизели. Как в первых, так и во вторых моторах управление подачей топлива и рядом других систем будет осуществляться электронными системами. Например, ожидается широкое использование систем регулирования фаз газораспределения.

Следует признать, что в двигателях с принудительным воспламенением наиболее перспективен индивидуальный впрыск топлива непосредственно в цилиндр, т. е. использование принципа смесеобразования с расслоением заряда. В дизелях все шире применяют аккумуляторные системы топливоподачи с электронными системами управления. Это позволит довести g_e^{\min} до 170 г/(кВт·ч) и менее. Очевидно, что при любом типе двигателя для удовлетворения жестким нормативным требованиям по токсичности не обойтись без применения многокомпонентных нейтрализаторов отработавших газов и дымоулавливателей.

Перспективным направлением развития ДВС является применение регулируемого газотурбинного наддува с промежуточным охлаждением

наддувочного воздуха, а также моторов с многоклапанными (трех-, четырех- и более) цилиндрами. Это позволяет увеличить КПД, удельные мощности двигателя, а значит, получить более экономичный и компактный мотор, что весьма важно для любой самоходной машины.

Перспективным направлением развития ДВС следует считать применение альтернативного топлива. Например, использование метанола позволяет существенно снизить токсичность по всем компонентам. Весьма перспективной является водородная смесь, генерируемая из метанола с помощью специального каталитического реактора на борту самой машины. Это позволяет полностью исключить выбросы СО и СН на всех режимах работы, а также существенно снизить выбросы NO_x.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автомобильные и тракторные двигатели (теория, системы питания, конструкции и расчет): учебник / Под ред. И. М. Ленина. – Москва: Высшая школа, 1969. – 656 с.: ил.
2. Автомобили. Лабораторный практикум: учебное пособие / Под ред. А. И. Гришкевича. – Минск: Вышэйшая школа, 1992. – 271 с.: ил.
3. **Андрусенко, П. И.** Характеристики автомобильных и тракторных двигателей / П. И. Андрусенко. – Киев: Вища школа, 1978. – 128 с.: ил.
4. Аппаратура впрыска легкого топлива автомобильных двигателей / Под ред. Ю. И. Будыко. – Ленинград: Машиностроение, 1982. – 144 с.
5. **Боровских, Ю. И.** Устройство, техническое обслуживание и ремонт автомобилей / Ю. И. Боровских. – Москва: Высшая школа, 1975. – 439 с.: ил.
6. **Брозе, Д. Д.** Сгорание в поршневых двигателях / Д. Д. Брозе. – Москва: Машиностроение, 1969. – 248 с.: ил.
7. **Воинов, А. Н.** Сгорание в быстроходных поршневых двигателях / А. Н. Воинов. – Москва: Машиностроение, 1977. – 277 с.: ил.
8. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А. С. Орлина и М. Г. Круглова. – Москва: Машиностроение, 1990. – 288 с.: ил.
9. Дизели: справочник / Под ред. В. А. Ваншейдта, Н. Н. Иванченко, Л. К. Коллерова. – Ленинград: Машиностроение, 1977. – 480 с.: ил.
10. **Дорменев, С. И.** Тракторные моторно-трансмиссионные установки с двигателями постоянной мощности / С. И. Дорменев. – Москва: Машиностроение, 1987. – 185 с.: ил.
11. **Колчин, А. И.** Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – Москва: Высшая школа, 1980. – 400 с.: ил.
12. **Костин, А. К.** Работа дизелей в условиях эксплуатации / А. К. Костин, Б. П. Пугачев, Ю. Ю. Кочинев. – Ленинград: Машиностроение, 1989. – 284 с.: ил.
13. **Крутов, В. И.** Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания / В. И. Крутов. – Москва: Машиностроение, 1989. – 416 с.: ил.
14. **Морозов, К. А.** Токсичность автомобильных двигателей / К. А. Морозов. – Москва: Легион-Автодата, 2000. – 80 с.: ил.
15. **Твег, Р.** Системы впрыска бензина. Устройство, обслуживание, ремонт / Р. Твег. – Москва: За рулем, 1997. – 144 с.: ил.
16. Теория ДВС: учебник / Под ред. Н. Х. Дьяченко. – Ленинград: Машиностроение, 1974. – 552 с.: ил.

17. Техническая термодинамика: учебник / Под ред. В. И. Крутова. – Москва: Высшая школа, 1991. – 384 с.: ил.

18. **Файнлейб, Б. Н.** Топливная аппаратура автотракторных дизелей / Б. Н. Файнлейб. – Ленинград: Машиностроение, 1990. – 352 с.: ил.

19. **Циннер, К.** Наддув двигателей внутреннего сгорания / К. Циннер. – Ленинград: Машиностроение, 1978. – 220 с.: ил.

20. **ГОСТ 18509–88.** Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. – Москва: Изд-во стандартов, 1990. – 7 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А (справочное)

Технические характеристики ДВС

Табл. А.1. Краткие технические характеристики четырехтактных двигателей с принудительным воспламенением

Модель ДВС	N_H , кВт	ω_N , рад/с	M_{max} , Н·м	ω_M , рад/с	$g_{e.min}$, г/(кВт·ч)	D , мм	S , мм	ε	Схема КШМ
ВАЗ-1111	22	570	44	370	300	76	71	9,9	2P
М-63	24	524	45	314	306	78	68	7,0	2O
МеМЗ-968	32	430	73	260	330	76	66	7,2	4V
<i>Opel Corsa</i>	33	510	88	280	310	72	73,4	9,1	4P
МеМЗ-245	39	560	80	340	300	72	62,5	9,5	4P
<i>VW Polo2</i>	40	530	97	320	280	75	72	9,5	4P
<i>Renault Tw.</i>	40	540	92	330	280	74	72	9,2	4P
ВАЗ-2101	47	570	87	370	315	76	66	8,5	4P
ВАЗ-2108	51	570	98	370	275	76	71	9,9	4P
УфМЗ-412	55	600	110	400	340	82	70	9,0	4P
<i>Mazda 323</i>	65	540	132	330	285	78	83,6	9,0	4P
ЗМЗ-24	70	460	178	260	340	92	92	8,0	4P
<i>Yamaha FZR1000</i>	74	838	100	524	250	75,5	56	12,0	4P
ЗМЗ-53	85	330	285	240	315	92	80	6,7	8V
ЗИЛ-130	110	330	402	240	326	100	95	6,5	8V
ЗМЗ-4062	110	530	206	320	252	92	86	9,5	4P
ЗИЛ-114	220	460	578	260	292	108	95	10,5	8V

Табл. А.2. Краткие технические характеристики четырехтактных дизелей

Модель ДВС	N_H , кВт	ω_N , рад/с	M_{\max} , Н·м	ω_M , рад/с	$g_{e\min}$, г/(кВт·ч)	D , мм	S , мм	ε	Схема КШМ
Д-144	44	210	253	130	231	105	120	16,5	4P
ВАЗ-342	51	510	115	360	320	76	80	23,0	4P
А-41	70	180	423	140	235	130	140	16,5	4P
Д-240	74	230	370	150	235	110	125	16,0	4P
ЗМЗ-542	92	300	370	180	228	105	120	18,0	6P
Д-260	110	220	575	150	236	110	125	15,0	6P
СМД-62	130	220	688	160	245	130	115	15,0	6V
ЯМЗ-236	132	220	667	160	236	130	140	16,5	6V
ЗИЛ-645	136	300	510	180	248	110	115	18,5	8V
КамАЗ-740	155	270	635	170	224	120	120	17,0	8V
ЯМЗ-238	177	220	883	160	236	130	140	16,5	8V
В-30Б	230	160	1650	120	235	150	180	15,0	12V
ЯМЗ-240Н	380	220	1900	150	248	130	140	16,5	12V
6ДМ-21Л	772	140	7720	110	211	210	210	13,0	6V
12ДМ-21А	1760	155	13060	120	211	210	210	13,0	12V

Табл. А.3. Краткие технические характеристики двухтактных моторов

Модель ДВС	N_H , кВт	ω_N , рад/с	M_{\max} , Н·м	ω_M , рад/с	$g_{e\min}$, г/(кВт·ч)	D , мм	S , мм	ε	Схема КШМ
Д-6	0,9	545	2,1	367	550	38	40	6,0	1
Ш-51	1,6	524	3,2	461	543	38	44	8,5	1
В-150М	4,4	492	9,8	367	503	57	58	6,7	1
М-105	5,2	555	10	471	435	52	58	8,0	1
М-106	6,6	555	12	534	448	52	58	9,5	1
Восход	7,4	545	15	419	516	61,8	58	7,5	1
ПД-10У	7,4	367	22	335	530	72	86	7,3	1
Турист-М	8,1	524	16	398	503	62	66	8,0	1
<i>Напотэг</i>	8,8	314	30	209	543	85	90	6,0	1
Иж-П-2	11,4	482	25	356	490	72	85	6,8	1
Иж-Ю-2	14	545	45	419	408	61,8	58	7,0	2P
Иж-П-Спорт	22	586	28	430	480	76	75	10,5	1

Табл. А.4. Фазы газораспределения двигателей

Модель ДВС	$\Phi_{1н}$, град	$\Phi_{1к}$, град	$\Phi_{2н}$, град	$\Phi_{2к}$, град	θ_n , град
Ш-51	56 до НМТ	56 после НМТ	66 до НМТ	66 после НМТ	30 до ВМТ
М-106	57 до НМТ	57 после НМТ	66 до НМТ	66 после НМТ	32 до ВМТ
Иж-П-2	58	58	66	66	33
ВАЗ-2101; 2105	12 до ВМТ	40	42	10 после ВМТ	26
ВАЗ-2108; 1111	33 до ВМТ	79	47	17 после ВМТ	28
АЗЛК-331.1	20	65	67	18	27
МеМЗ-968	10	46	46	10	24
МеМЗ-245	9	48	40	17	25
УфМЗ-412	30	70	70	30	30
ЗМЗ-53	24	64	50	22	20
ЗМЗ-66	36	52	70	18	20
ЗИЛ-130	31	83	67	47	25
Д-50	10	46	56	10	47
Д-144	16	50	50	16	27
Д-240	17	56	56	17	28
ЗИЛ-645	11	51	66	10	25
ЯМЗ-236; 238	20	46	66	20	23
ЯМЗ-240	20	56	56	20	24
КамАЗ-740	10	46	66	10	25

Табл. А.5. Нормы токсичности для автомобилей с полной массой более 1760 кг

Компонент, г/км	Евро-3 (1999 г.)		Евро-4 (2005 г.)		Евро-6 (2015 г.)	
	Дизель	Дизель	Дизель	Бензин	Дизель	Бензин
СО	0,95	5,22	0,74	2,28	0,50	1,00
СН	0,48	0,29	0,08	0,16	0,09	0,10
NO _x	0,38	0,21	0,38	0,11	0,08	0,06
ТЧ	0,1	–	0,06	–	0,005	0,005

ПРИЛОЖЕНИЕ Б (справочное)

Компоновки ДВС

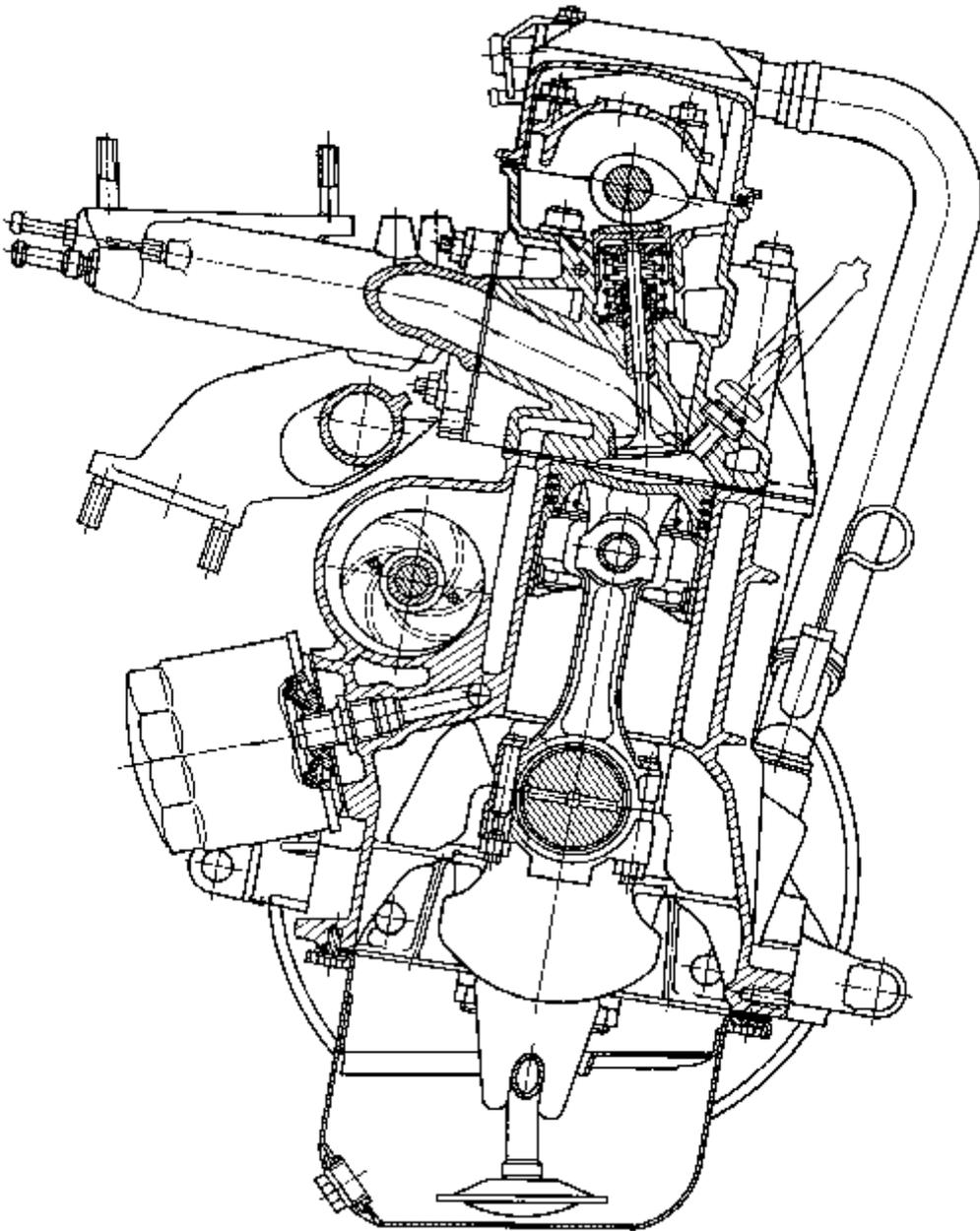


Рис. Б.1. Поперечный разрез двигателя ВАЗ-2108

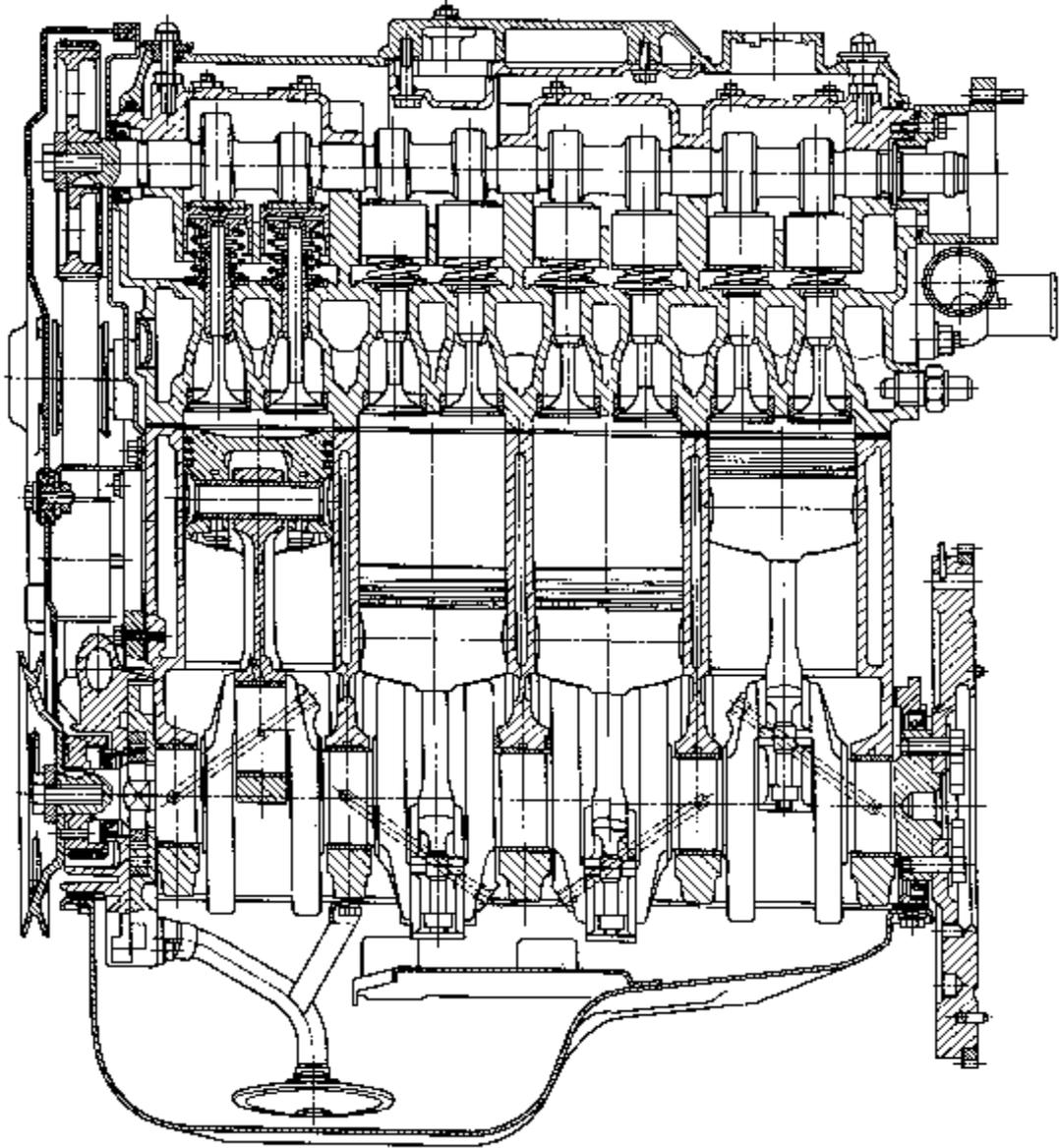


Рис. Б.2. Продольный разрез двигателя ВАЗ-2108

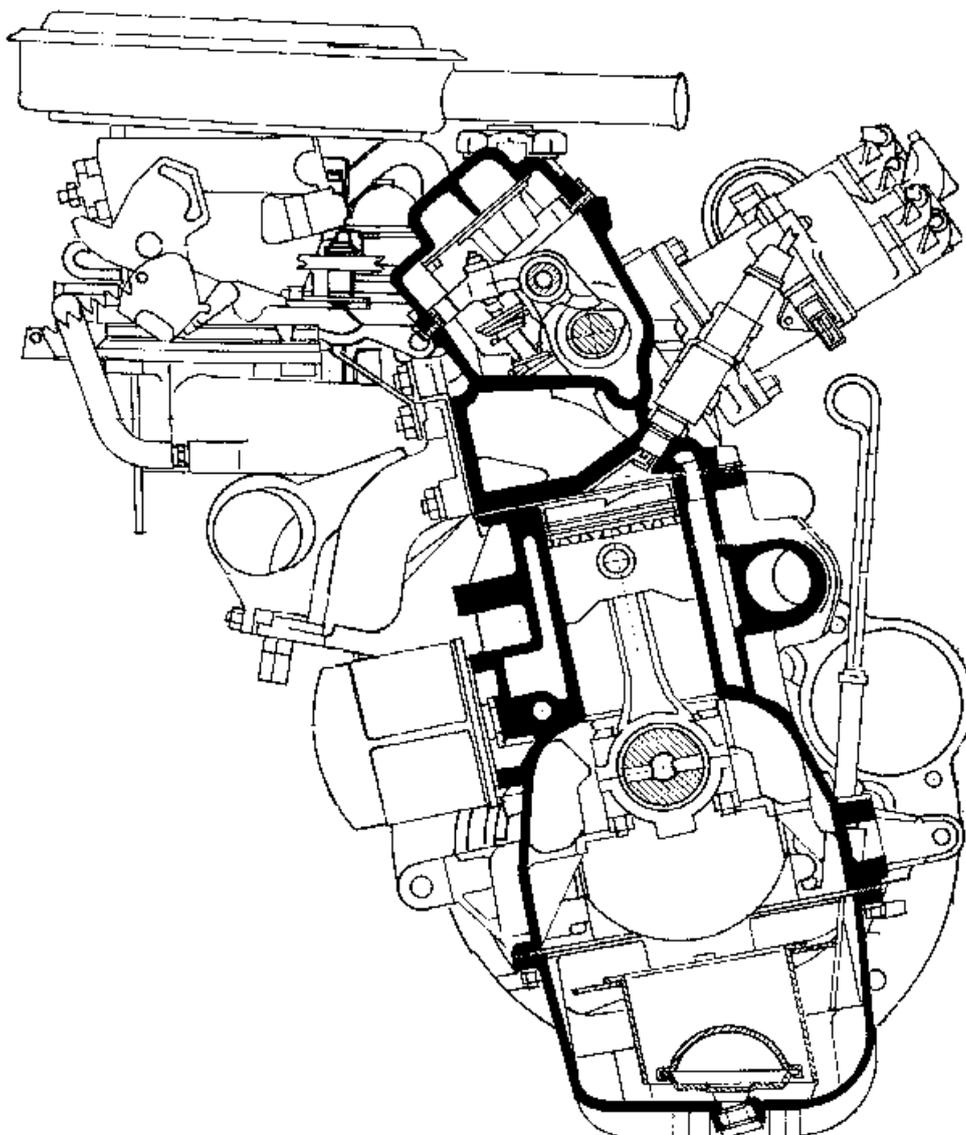


Рис. Б.3. Поперечный разрез двигателя MeM3-245

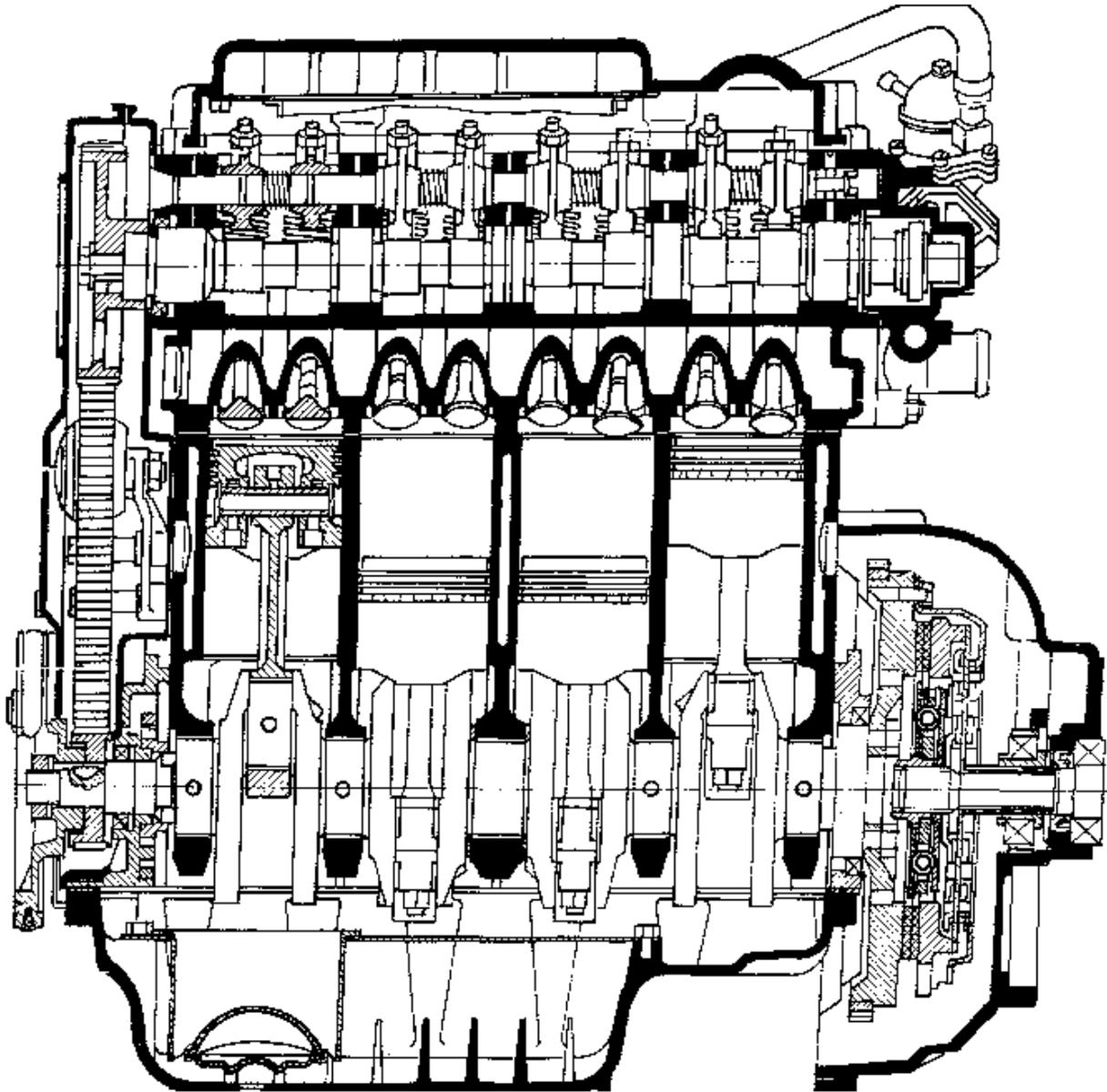


Рис. Б.4. Продольный разрез двигателя MeM3-245

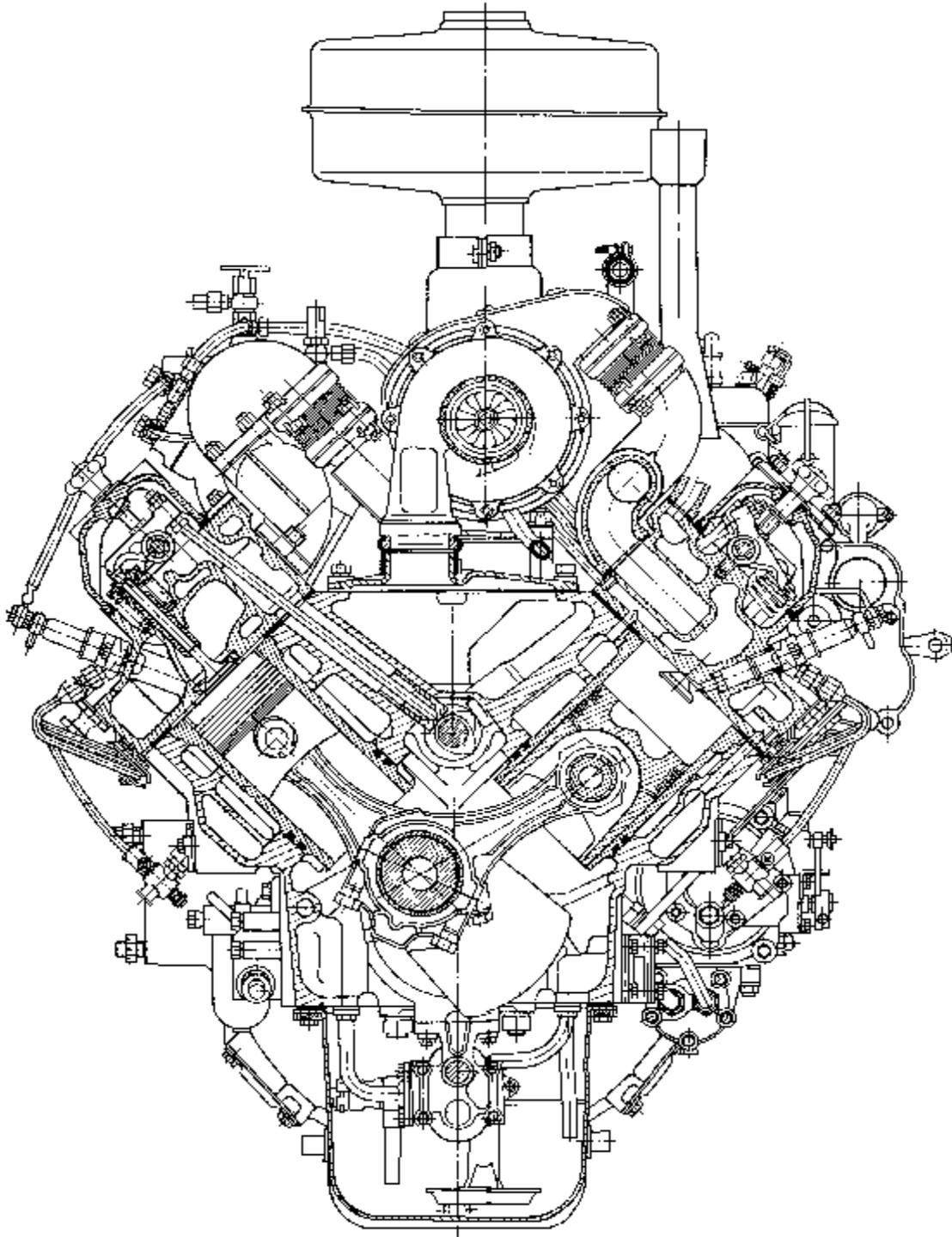


Рис. Б.5. Поперечный разрез дизеля СМД-60

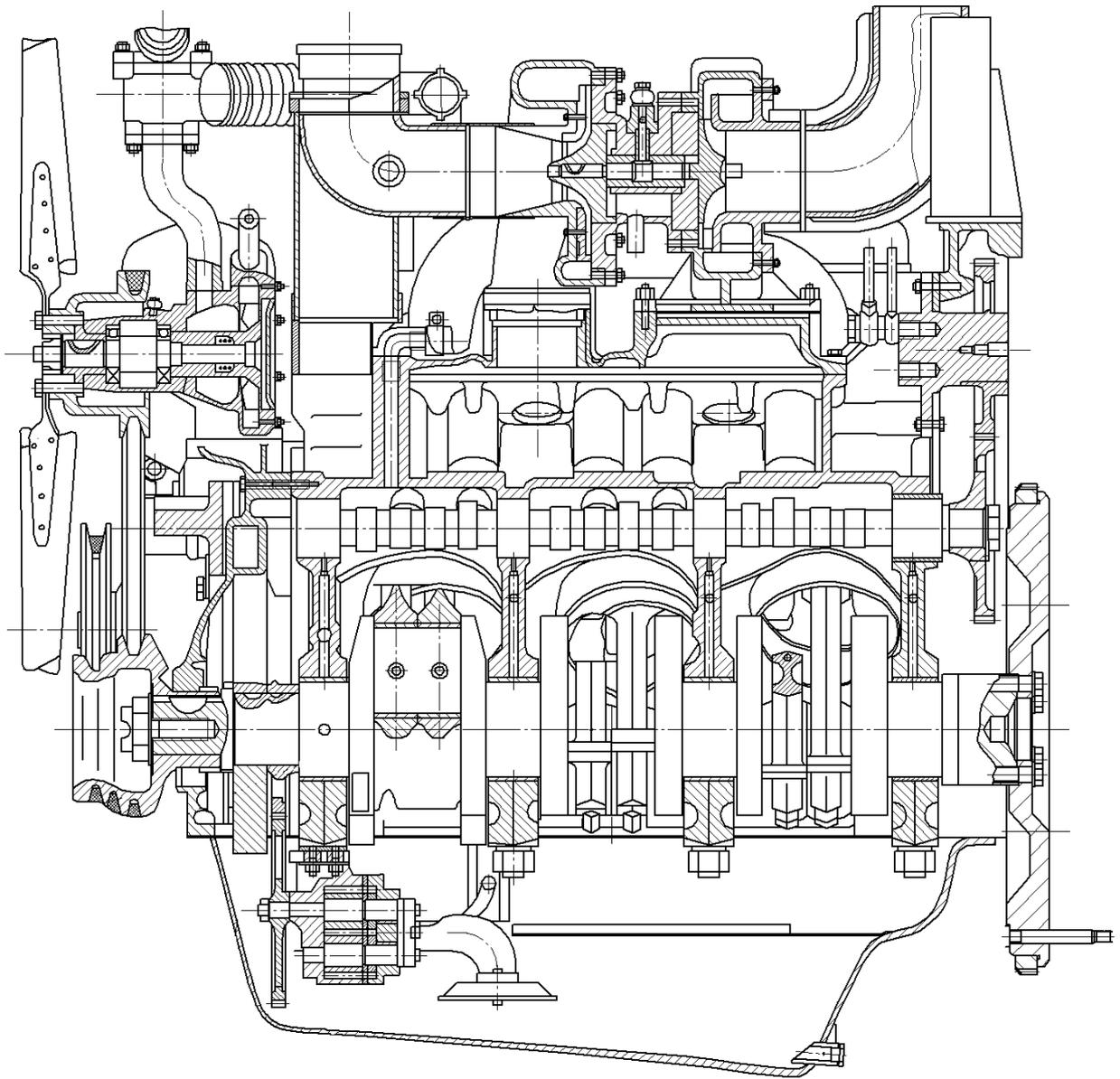


Рис. Б.6. Продольный разрез дизеля СМД-60

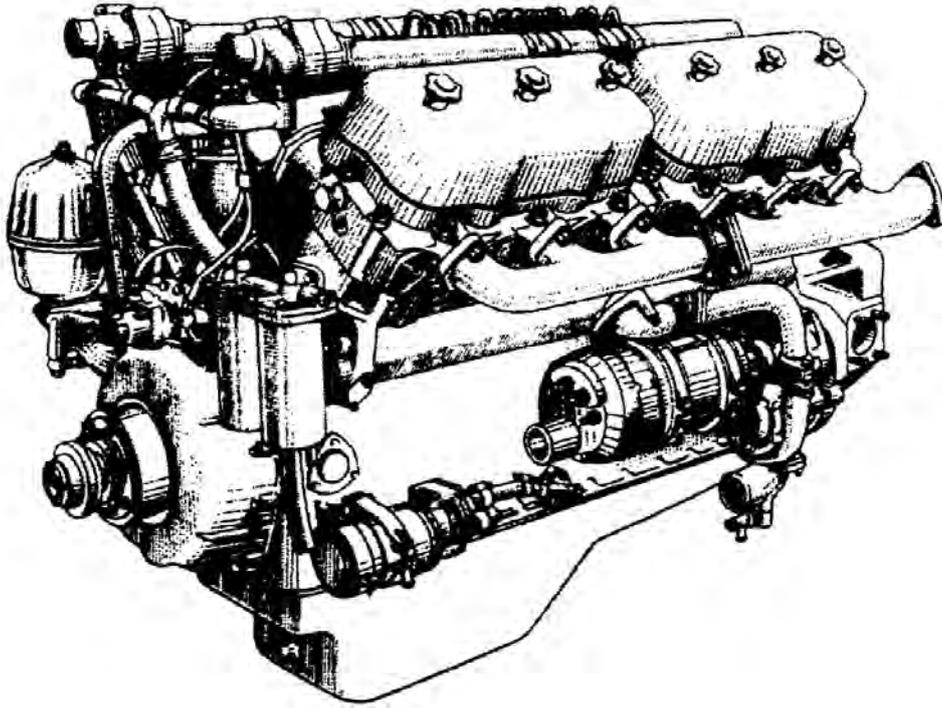


Рис. Б.7. Общий вид дизеля ЯМЗ-240Н

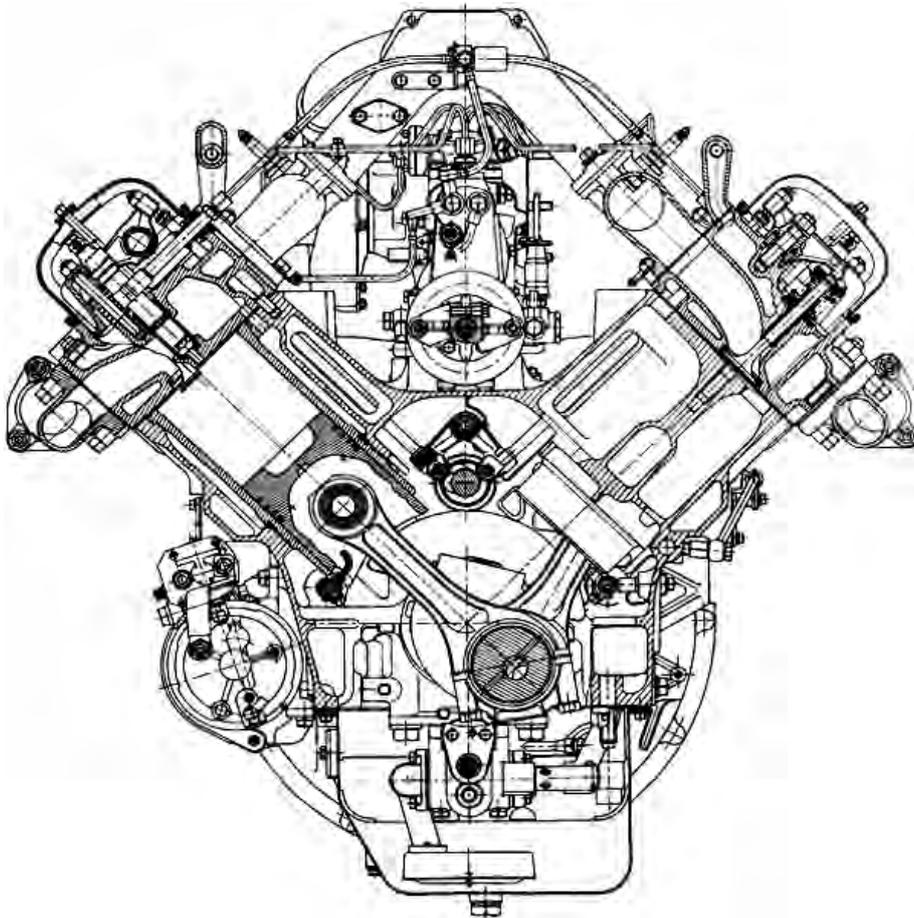


Рис. Б.8. Поперечный разрез дизеля ЯМЗ-240

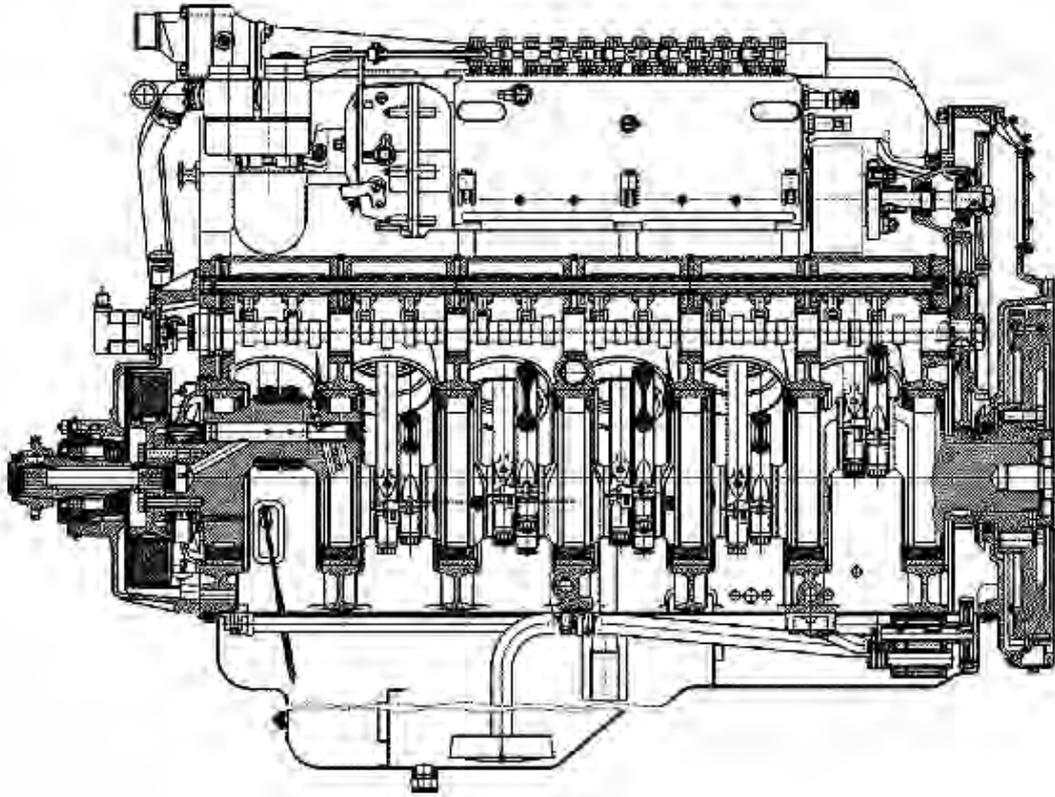


Рис. Б.9. Продольный разрез дизеля ЯМЗ-240

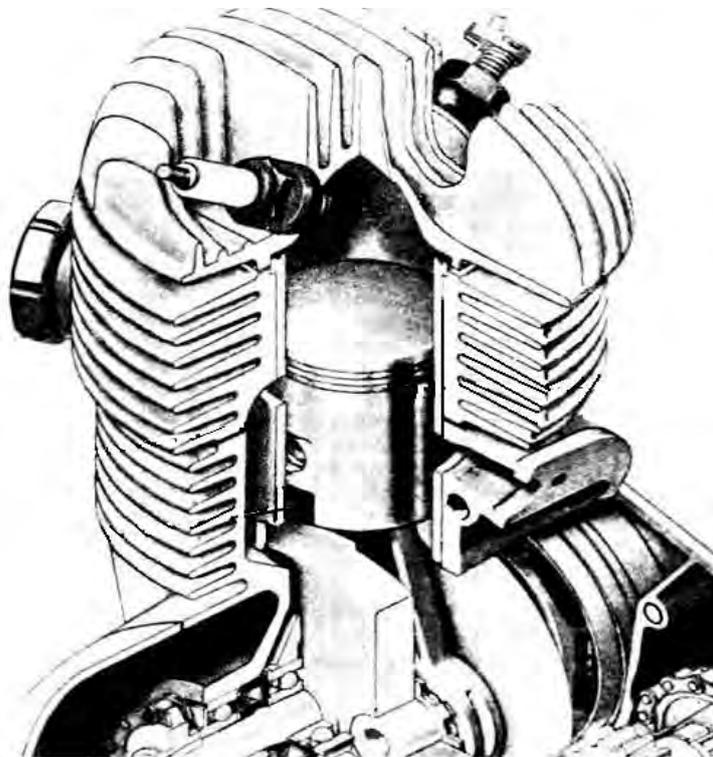


Рис. Б.10. Разрез двигателя Иж-Планета-2

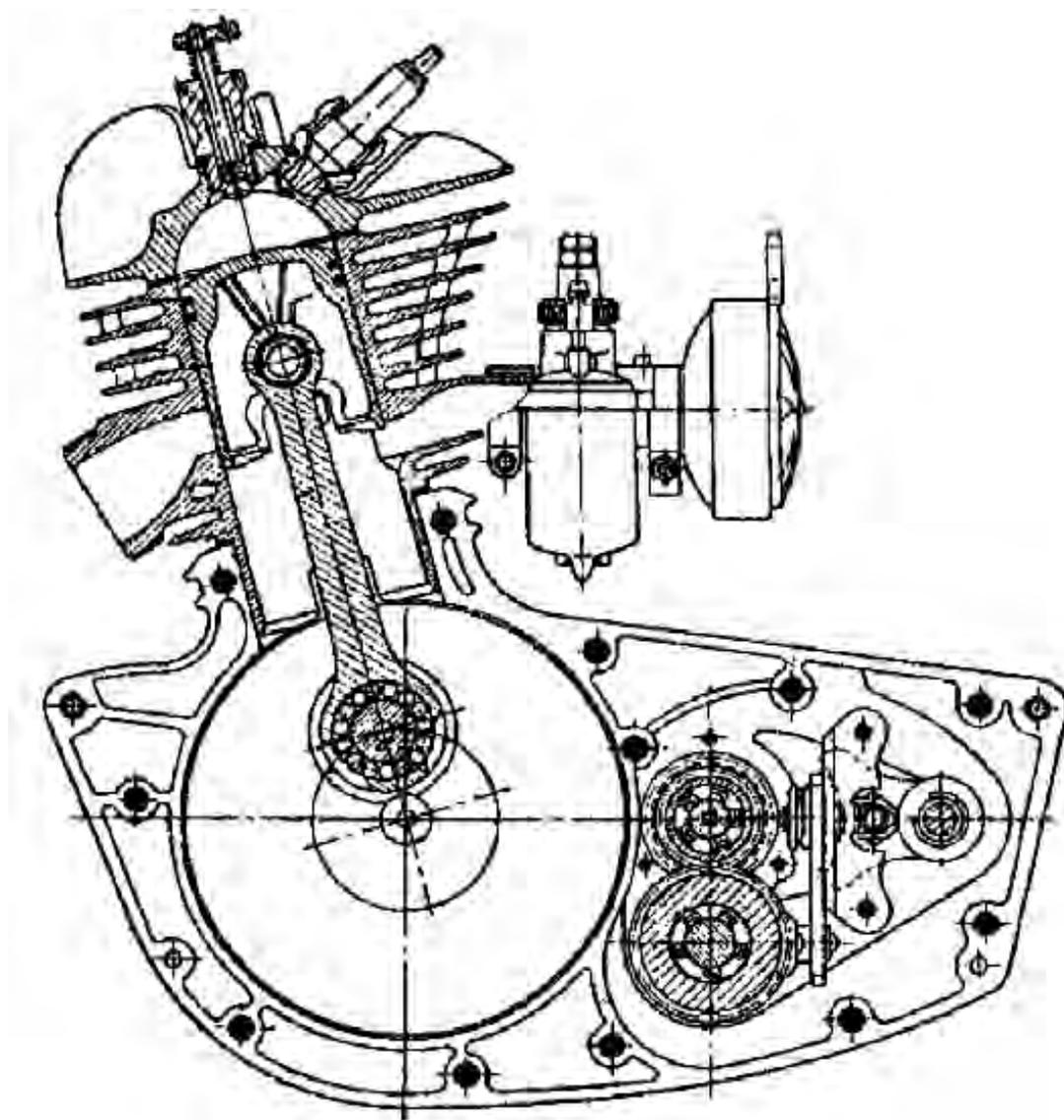


Рис. Б.11. Продольный разрез силового агрегата Иж-Планета

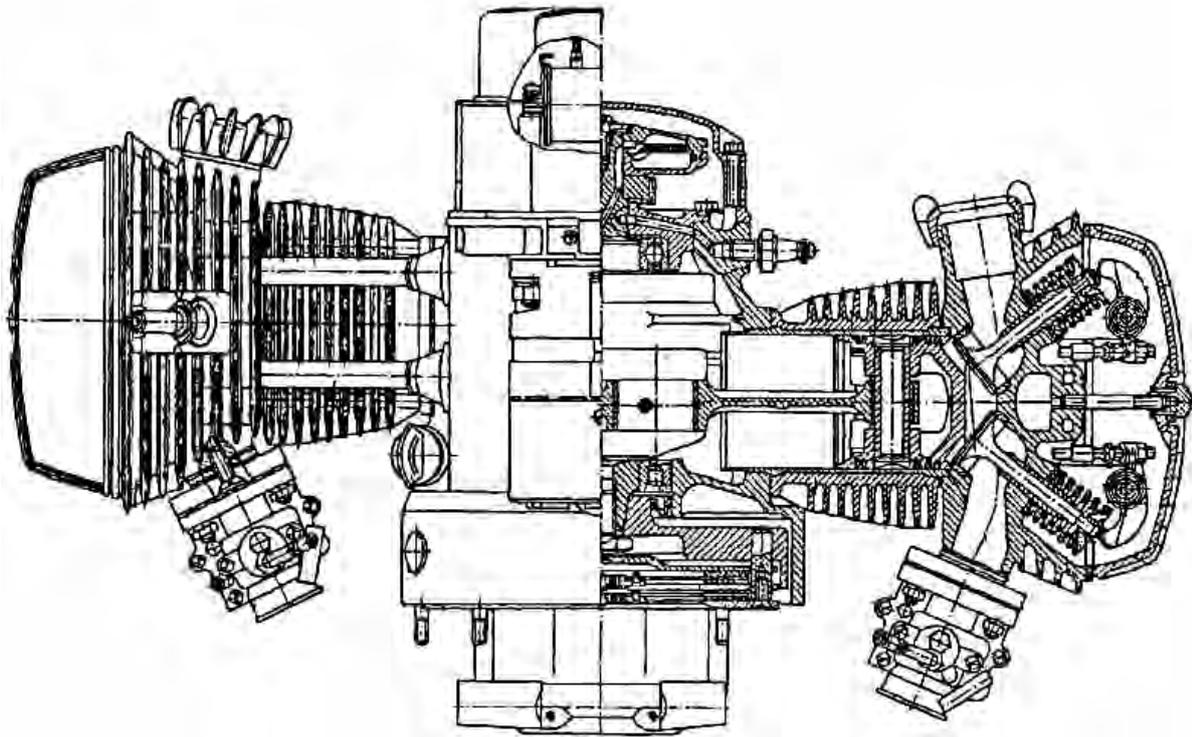


Рис. Б.12. Горизонтальный вид двигателя МТ10-32

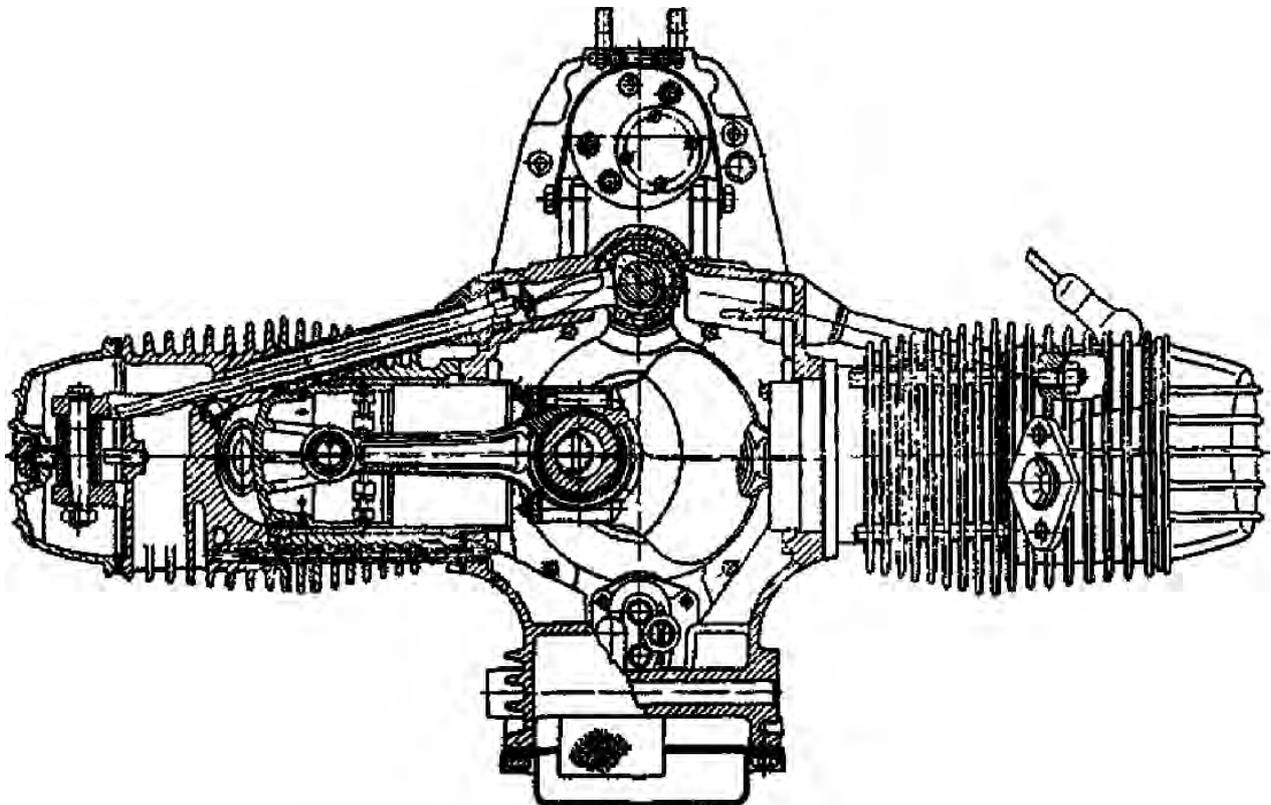


Рис. Б.13. Фронтальный вид двигателя МТ10-32

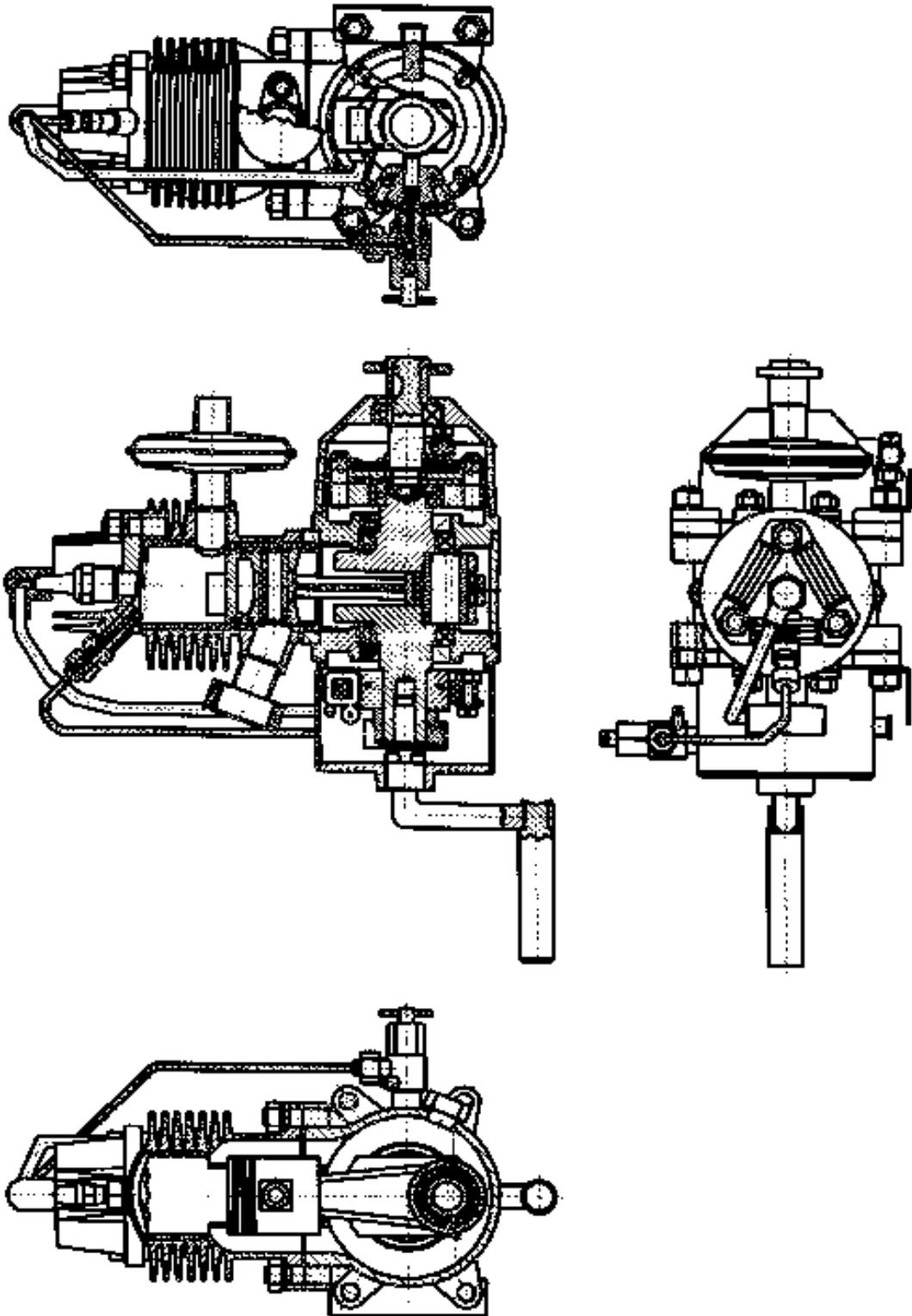


Рис. Б.14. Общий вид двигателя для малогабаритной коммунальной техники с непосредственным впрыском топлива

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ	4
1.1. Структура ДВС и классификация двигателей	5
1.2. Краткая историческая справка	8
1.3. Рабочие циклы ДВС	11
1.4. Требования к двигателям самоходных машин	14
1.5. Параметры и оценочные показатели двигателей	15
2. ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВС	18
2.1. Четырехтактные ДВС	18
2.2. Особенности двухтактных ДВС	83
3. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ДВС	87
3.1. Основные понятия термодинамики	87
3.2. Теоретические процессы	90
3.3. Теоретические циклы	95
3.4. Топливо для двигателей самоходных машин	109
3.5. Основы теории горения	116
3.6. Токсичность ДВС	138
3.7. Регулирование и характеристики двигателей самоходных машин	141
3.8. Термодинамический расчет ДВС	148
3.9. Кинематика и динамика КШМ	163
3.10. Кинематика и динамика ГРМ	179
3.11. Уравновешивание двигателей	185
4. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДВС	198
4.1. Расчетные режимы, допускаемые напряжения и деформации.....	201
4.2. Материалы, применяемые в двигателестроении	207
4.3. Выбор основных параметров ДВС	216
4.4. Конструкторское проектирование механизмов	266
4.5. Выбор параметров систем	286
4.6. Испытания ДВС	298
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	304
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	306
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Технические характеристики ДВС	308
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Компоновки ДВС	311

Учебное издание

Кузнецов Евгений Владимирович

**ОСНОВЫ ТЕОРИИ
И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДВС**

Пособие

Редакторы *И. В. Голубцова, А. Т. Червинская*

Художественное оформление обложки *В. П. Бабичева*

Компьютерный дизайн *Н. П. Полевничая*

Подписано в печать 15.09.2021. Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. 18,83. Уч.-изд. л. 20,19. Тираж 100 экз. Заказ № 648.

Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий

№ 1/156 от 07.03.2019.

Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.