

## **Лекция 1 ПЕРСПЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ДВИГАТЕЛЕЙ. КРАТКАЯ ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ ДВС. КЛАССИФИКАЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ**

- Литература:** 1.Абрамчук Ф.І.та ін. Автомобільні двигуни, 2005 р.  
2.Автомобильные двигатели. Под ред. М.С.Ховаха, 1977г.  
3.Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей, 2004г.

### **1.1 ПЕРСПЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ДВИГАТЕЛЕЙ**

**Двигатель** – тепловая машина, которая преобразует тепловую энергию в механическую работу.

**По способу подвода и преобразования тепловой энергии двигателя можно разделить на следующие типы.**

1. Поршневые ДВС.
2. Газотурбинные (ГТД).
3. Комбинированные (ДВС+ГТ).
4. Роторные (РД).
5. Двигатели Стирлинга.
6. Паровые.
7. Маховичные.
8. Аккумуляторные.
9. На топливных элементах.
- 10.С использованием ядерного топлива.

Кратко рассмотрим перспективность каждого из этих типов двигателей:

#### **Поршневые ДВС**

*Преимущества:* 1).Высокий кпд  $\eta_e=0,25-0,5$ ; 2). Широкий диапазон мощностей в одном агрегате - от 0,1 кВт до 20000 кВт; 3). Компактность; 4). Достаточная долговечность – 5000...20000 моточасов; 5). Легкотранспортабельное топливо.

*Недостатки:* 1). Токсичность ОГ; 2). Шумность работы.

Перспективность применения других видов двигателей:

#### **Газотурбинные (ГТД)**

*Преимущества:* 1). По своим весовым показателям стоят выше, чем любой из двигателей ( $<0,5$  кг на 1кВт). *Бензиновые двигатели – 1,5-2 кг на кВт, дизели – 4-5кг на кВт.* 2). Легкий пуск. 3). ГТД менее токсичны. 4). Расход смазки в 10 раз меньше, чем у поршневых. 5)Может работать на всех видах жидкого и газообразного топлива.

*Недостатки:* 1). Более высокая стоимость из-за применения дорогостоящих жаростойких и трудно обрабатываемых сплавов, требует более точного изготовления. 2). Расход топлива в 1,5-2 раза больше, чем у бензиновых двигателей и в 2-2,5 раза больше, чем у дизелей. 3). В малых мощностях по массе и экономичности не могут конкурировать с поршневыми ДВС.

Применяются в основном в авиации, а также на большегрузных автомобилях, электростанциях (из-за легкого пуска). В настоящее время применяют на легковых автомобилях.

#### **Комбинированные (ДВС+ГТ)**

Эти двигатели имеют большие габариты, дороже в изготовлении. Изготавливают для двигателей больших мощностей. Применяются в основном в судостроении.

#### **Роторные двигатели (РД)**

Из множества предлагаемых конструкций практический интерес для автомобилей представляют лишь двигатели типа Wankel.

*Преимущества:* 1). Простота конструкции. 2). Уравновешенность. 3). Высокие мощностные и массогабаритные показатели.

*Недостатки:* 1). Плохая топливная экономичность. 2). Высокая токсичность. 3). Малая долговечность из-за износа трущихся поверхностей.

#### **Двигатели Стирлинга** (двигатель внешнего сгорания, рабочее тело – воздух или водород, гелий и т.д.)

*Преимущества:* 1). Высокая экономичность, близкая к современному дизелю. При оптимальных параметрах теоретически кпд до 70%,технологически пока не реально выполнить из-за высоких давлений до 20МПа и применения водорода, нужны уплотнения. 2). Многотопливность. 3). Исключительно малая токсичность ОГ. 4). Низкая вибрация и почти бесшумность работы.

*Недостатки:* 1). Двигатель в два раза дороже дизеля равной мощности, т.к. высокие темп-ры и давления рабочего тела требуют применения легированных сталей. 2). До сих пор не решена проблема уплотнений поршней, ненадежная работа которых приводит к утечкам рабочего тела. Пока ресурс работы уплотнений не превышает 5000-10000 часов. 3). Большая масса и громоздкость.

Специалисты высказывают мнение, что двигатель Стирлинга вначале могут найти применение на автомобилях и автобусах городского коммунального транспорта, а также в стационарных установках. Эти двигатели, по всей видимости, имеют большие перспективы, однако они в течение длительного времени будут оставаться в категории экспериментальных.

#### **Паровые двигатели**

*Преимущества:* 1). Многотопливность, включая теплоту солнечной радиации. 2). Является чистым и не ведет к загрязнению окружающей среды. 3). Возможность мгновенного реверсирования, вследствие чего, механический тормоз нужен только при выключенном двигателе. 4). Меньший уровень шума на 20 дБЛ.

*Недостатки:* 1). Большие вес, габаритные размеры и стоимость. 2). Плохая экономичность (низкий кпд). 3). Опасность при взрыве парового котла с параметрами 7 МПа и 550 С. 4). Возможность замерзания питательной воды. 5).

Большая длительность пускового периода. Время прогрева котла-10 секунд (продолжительность периода с момента пуска до начала движения автомобиля в поршневых ДВС составляет 0,1-0,25с).

#### **Маховичные двигатели**

*Преимущества:* экономичность, экологичность, бесшумность.

*Недостатки:* большая масса установки, недостаточная надежность.

Применяют в гибридных установках двигатель + маховик.

#### **Аккумуляторные двигатели** (аккумуляторы питают электродвигатель)

*Преимущества:* малая токсичность, простота, надежность, легкий пуск, дешевизна энергии.

*Недостатки:* 1). Малая удельная энергоёмкость аккумуляторов: 40-50 Вт ч/кг. Для обеспечения конкурентоспособности автомобиля требуется больше 220 Вт ч/кг. 2). Низкий срок службы аккумуляторов: 400-500 циклов перезарядки (2-3 года эксплуатации). 3). Высокая стоимость электромобилей: стоимость одной ак. батареи для легкового авто равна 10% стоимости двигателя.

4). Низкая экономичность: КПД системы *электростанция-электромобиль* на превышает 15%.

Применение: Опытные образцы электромобилей созданы во всех промышленно-развитых странах мира, однако они еще далеко не совершенны, имеют большой вес, низкую скорость и малый запас хода.

#### **На топливных элементах**

Имеется два пористых электрода анод и катод, погруженных в раствор КОН. Электроды из платины явл. катализаторами. К одному электроду подается топливо, например, водород или бензин, газ, а ко второму – окислитель – кислород. В результате реакции образуются свободные электроны на катоде, который подключен к эл.сети. Т.о. в топливном элементе при хим. реакции холодного горения образуется эл.ток.

*Преимущества:* высокая экономичность (КПД = 70-80%, т.к. идет холодное горение не теряется тепло, отсутствуют тепловые потери, может достигать больше 1 - часть энергии берет из окружающей среды), экологичность, бесшумность.

*Недостатки:* громоздкие и имеют большую массу: больше 40 кг на кВт. Очень высокая стоимость: 1 кВт топливного элемента стоит 13-15 тыс долларов, а 1 кВт поршневого ДВС стоит 3-4 доллара. Один топливный элемент вырабатывает 1-1,5 В (это низкое напряжение).

В настоящее время топливные элементы находят широкое применение в космонавтике. Для автомобилей это реальная, но далекая перспектива.

#### **С использованием ядерного топлива**

Атомные двигатели для автомобилей не перспективны. Вес таких двигателей 70-100 кг/кВт. Из-за необходимости биологической защиты.

В ближайшем будущем вне конкуренции остаются поршневые ДВС. Несмотря на кажущуюся громоздкость, они не представляют трудностей в производстве (все это уже освоено).

В курсе автомобильных двигателей мы будем рассматривать поршневые ДВС

### **1.1.2 КРАТКАЯ ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ ДВС**

**Три века назад, в 1680 г.** голландский ученый-механик **Христиан Гюйгенс** придумал «пороховой двигатель». Согласно его идее под поршень, размещенный в вертикальном цилиндре, нужно было заложить заряд пороха и поджечь его через маленькое отверстие в стенке цилиндра. Продукты горения подбрасывали бы поршень до большого отверстия, сообщающего камеру сгорания с атмосферой. Опускаясь, поршень должен был тянуть груз, подвешенный на блоках. Для эпохи Гюйгенса это была сверхнеобычная «машина» (термины «двигатель» или «машина» еще не появились), ибо тогда единственным мощным двигателем было водяное колесо.

Сам Х. Гюйгенс в то время увлекся шлифовкой линз для гигантских и по нынешним понятиям телескопов с фокусным расстоянием до 60 м. Поэтому постройку небезопасной «машины» поручил ученику — французскому физики **Дени Папену**, воплотившему идею в металл. Его именем и открывается история тепловых двигателей. *Распространенное утверждение, что первой появилась паровая машина, неверно. «Пороховая машина» — прообраз современного двигателя внутреннего сгорания, поскольку горение внутри цилиндра — его неотъемлемый признак.*

Провозившись с «машиной» несколько лет, Папен понял, что порох — горючее не из лучших. Судьба послала ему в ту пору новых выдающихся учителей. В Англии он знакомится с Робертом Бойлем, изучавшим состояние газов, а позже, в Германии, с математиком Готфридом Лейбницем. Возможно, что их работы и помогли Д. Папену создать «пароатмосферный двигатель», в котором поршень поднимал «получаемый при посредстве огня водяной пар». Когда источник тепла (огонь) убрали, пар «опять сгушался в воду», и поршень под действием веса и атмосферного давления опускался вниз. (При конденсации пара под поршнем образуется разрежение.)

И хотя здесь уже используется пар, новую машину Папена нельзя назвать паровой: рабочее тело в ней не покидает пределов цилиндра и только источник тепла расположен снаружи. Поэтому можно сказать, что вслед за ДВС Папен изобрел двигатель внешнего сгорания. Первый в мире двигатель внешнего сгорания делал всего один ход в минуту, что не отвечало даже неприятиям требованиям тех времен. И Папен, отделив котел от цилиндра, изобрел паровую машину.

Первая в мире пароатмосферная машина попала в «подмастерья» к водяному колесу. В книге Д. Папена «Новое искусство эффективно поднимать воду на высоту при помощи огня» сказано, что она качала воду, чтобы та вращала водяное колесо.

**Восемнадцатый век.** Он не принес нового истории ДВС. Но зато **Томас Ньюкомен** в Англии (в 1711 г.), **Иван Ползунов** (в 1763 г.) и англичанин **Джеймс Уатт** (в 1784 г.) развили идеи Д. Папена. Началась самостоятельная жизнь паровой машины, ее победное шествие. Ожились и сторонники внутреннего сгорания. Да разве не заманчиво объединить и топку и котел паровой машины с ее цилиндром? Когда-то Папен поступил наоборот, а теперь...

В 1801г. француз **Ф. Лебон** предположил, что светильный газ — неплохое топливо для ДВС. На претворение идеи в жизнь ушло 60 лет. Его земляк, **Жак Этьен Ленуар**, бельгиец по национальности, запустил в **1861 г.** первый в мире

ДВС. По устройству это была паровая машина двойного действия без котла, приспособленная для сжигания в ней смеси воздуха и светильного газа, подаваемой при атмосферном давлении.

Нельзя сказать, что Лемуар был первым. За 60 лет патентные ведомства получили множество заявок на «привилегии» по постройке необычных тепловых двигателей. Например, в 1815 г. заработал «воздушный тепловой двигатель» Ноберта Стирлинга, который в 1862 г. удалось превратить в холодильную машину. Были и другие попытки постройки ДВС.

Но распространение получил лишь двигатель Лемуара несмотря на то, что он был громоздок, капризен, поглощал массу смазки и воды. За это даже получил прозвище «вращающийся кусок сала». Но Жак Лемуар потирал руки — спрос на «куски сала» рос. Однако торжествовал он недолго. На Всемирной выставке 1867 г. в Париже вопреки ожиданиям первый приз получил «газовый атмосферный двигатель», привезенный из Германии **Николаусом Отто и Энгеном Лангеном**. Он оглушал посетителей невероятным треском, но зато потреблял гораздо меньше топлива, чем двигатель Лемуара, и имел на 10% больший КПД. Секрет его успеха — предварительное сжатие рабочей смеси, чего в двигателях Лемуара не было.

Еще в 1824 г. французский инженер **Никола Леонар Сади Карно** издал книжку «Размышления о движущей силе огня и о машинах, способных развивать эту силу». Фейерверк идей: принципы теплопередачи, критерии для сравнения, всех тепловых циклов, основы термодинамики двигателей и среди них предварительное сжатие — был рассыпан на страницах этой маленькой книжки. Через десять лет эти идеи развил **Б. Клапейрон**, а чуть позднее — **У. Томсон**. Теперь эти имена всем знакомы. Но ни Лемуар, ни Отто, ни Ланген об их трудах ничего не знали. Они предпочитали теории эксперимент. Не знали они и того, что в 1862 г. француз **А. Бо де Роша** уже запатентовал четырехтактный цикл. А второй по счету такт — как раз и есть предварительное сжатие рабочей смеси.

Четырехтактный двигатель, практически не отличавшийся от современных ДВС. Отто и Ланге привезли лишь на Всемирную выставку 1873 г. До этого изобретатели не только использовали опыт производства паровых машин, но применяли такой же, как у них, механизм газораспределения — золотник. В новом двигателе вместо золотника стояли клапаны.

Неприступные позиции паровой машины пошатнулись. ДВС перешел в наступление. Недолго поработав на светильном газе, он принялся за более калорийный — генераторный. А потом, и поначалу это казалось невероятным, добрался до «необычного» жидкого топлива.

Паровая машина сдалась не сразу. В 1880 г. **М. А. Можайский** заказал для своего самолета две паровые машины. Об «удельном» весе, равном 5 кг/л.с., конструкторы ДВС в то время только мечтали, а М. Можайский достиг этого без особого труда. Но уже через восемь лет «Товарищество по постройке воздушного корабля «Россия» собралось установить на свой дирижабль один из первых в мире бензиновых двигателей, построенный **Огнеславом Костовичем**. Он добился необычайной легкости конструкции: на 1 л. с. мощности в его двигателе приходилось всего по 3 кг веса. Оригинальной была и компоновка двигателя. Пары противлежащих поршней через расположенные с боков коромысла вращали коленчатый вал, размещенный над цилиндрами. Двигатель сохранился, и с ним можно ознакомиться в Московском Доме авиации им. М. В. Фрунзе.

На рубеже **XX** в. в постройку здания ДВС был заложен последний камень. В 1893 г. с претенциозной идеей «рационального теплового двигателя, призванного заменить паровую машину и другие существующие в настоящее время двигатели» выступил немецкий инженер **Рудольф Дизель**. Первый образец его двигателя заработал в 1897 г. Масса недостатков сполна компенсировалась небывало высоким. КПД, равным 26%. Для первого образца этого более чем достаточно. Интересно, что усовершенствование двигателей Дизеля, их доводку осуществили русские инженеры на Петербургском заводе Нобеля в 1899—1902 гг. Только после этого дизель стал достойным конкурентом карбюраторного ДВС.

Массовое распространение ДВС резко изменило жизнь человека. Грохот моторов стал слышаться со всех сторон. Он заставил пешеходов испуганно жаться к стенам домов, с любопытством заирать голову вверх, часами глазеть на манипуляции различных машин.

Экскурс в историю мотора на этом можно было и закончить. Дальше идет развитие. В автомобилестроении с тех пор по сей день в основном используются двигатели с цилиндрами, расположенными в один или два ряда, в свою очередь, размещенных под углом (V-образная схема) или напротив друг друга (оппозитная схема). Двигатели, построенные по необычным схемам, чаще всего обязаны своим рождением авиации. Начав с одноцилиндрового двигателя воздушного охлаждения.

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

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

Успешное проведение научно-исследовательских и экспериментальных работ во второй половине **XX** в. такими российскими учеными, как профессора А. С. Орлин и М. С. Ховах, А. А. Липгард и И. М. Ленин, В. И. Кирсанов и

многие другие, позволяет надеяться на скорейший выход отечественных автотракторных двигателей на мировой уровень. Эту надежду укрепляет и сегодняшняя кагорта ученых, конструкторов и исследователей, которую возглавляют: доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки Российской Федерации В. Ф. Кутенев, член-корреспондент РАН В. Н. Луканин, профессора Н. А. Иващенко, М. Г. Шатров, И. Я. Райков, Г. П. Покровский.

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

## 1.2. КЛАССИФИКАЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

Существующие тепловые двигатели можно классифицировать на группы по различным признакам.

### 1. По назначению:

а) *стационарные двигатели*, применяемые на электростанциях, буровых установках, нефте- и газоперекачивающих станциях и т. п.;

б) *транспортные*, используемые на автомобилях, тракторах, комбайнах, самолетах, судах, тепловозах и других мобильных машинах.

### 2. По виду используемого топлива различают работающие на:

а) *жидком топливе* (бензине, керосине, лигроине, дизельном топливе, соляровом масле, мазуте);

б) *газообразном топливе* (природные газы: метан сжатый, пропан, бутан - сжиженные, генераторном (перегонка из угля) и других газах);

в) *смешанном топливе* (основное топливо — газ, а при пуске используется жидкое топливо).

### 3. По способу подвода и преобразования тепловой энергии:

а) *с внешним подводом теплоты* (паровые двигатели, работающие по циклу Ренкина, а также двигатели, работающие по циклу Стирлинга);

б) *внутреннего сгорания*, в которых получение теплоты и преобразование ее в работу осуществляется во внутрицилиндровом объеме, т. е. над силовым элементом (все поршневые и роторные двигатели);

в) *комбинированные*, в которых сгорание топлива происходит в специальном объеме, отделенном от объема силового элемента, где теплота преобразуется в работу (газовые турбины, турбопоршневые двигатели и т. п.).

*поршневые двигатели* (преимущества: высокий  $\eta_{кпд}=0,25-0,5$ , широкий диапазон мощностей, компактность, легкотранспортабельное топливо. Недостатки: токсичность отработавших газов, шумность работы.), *газотурбинные двигатели* (превосходят по своим весовым показателям остальные двигатели 0,5 кг/л.с., тогда как ДВС 1,5-2 кг/л.с. карбюратор, 4-5 кг/л.с. дизель; легкий пуск, большие мощности, но в областях малых мощностей не может конкурировать с ДВС, низкий  $\eta_{кпд}$ ), *комбинированные*. (ДВС+ГТД. Большие мощности, но и большие габариты), *роторно-поршневые* ( $\eta_{кпд}$  как и у поршневых в областях малых мощностей с поршневыми ДВС, малый относительный вес, но и малая экономичность и проблема уплотнения), *аккумуляторные* (солнечные), *двигатели Стирлинга* (большой  $\eta_{кпд}$  до 60%, способность работать на любом виде топлива, бесшумность и плавность работы. Недостаток «Стирлингов» громоздкость на 1 л.с. приходится 4-5 кг из-за привода. Технологические проблемы конструкции не позволяют удерживать давления 200 атмосфер и тем-ру 2000-3000К для получения высокого  $\eta_{кпд}$ . Принцип работы движение навстречу друг другу двух поршней, рабочий газ в камере сжатия сжимается, нижний поршень идет вверх, и одновременно вытесняется в холодильник и далее через регенератор в камеру нагрева, где приняв тепло от порции газа до этого прошедшей через него в обратном направлении, после этого газ попадает в головку машины - камеру нагрева, подогреваемую внешним источником тепла, здесь газ подогревается и начинает расширяться, а оттуда расширяющийся газ пойдет через регенератор и холодильник, в камеру сжатия, где он совершит механическую работу. Т.е. машина перекачивает тепло из камеры нагрева с высокой температурой в камеру сжатия с температурой окружающей среды. Энергия, приобретенная газом в камере нагрева, превращается в механическую работу, снимаемую с вала двигателя.), *двигатели с использованием ядерной энергии* (не перспективные т.к. удельный вес 50 кг/л.с.); *реактивные, электрические*.

### 4. По способу смесеобразования:

а) *двигатели с внешним смесеобразованием*, в которых горючая смесь образуется вне цилиндра (карбюраторные и газовые двигатели и двигатели с впрыском топлива во впускной трубопровод; б) *с внутренним смесеобразованием*, в которых рабочая смесь образуется в самом цилиндре в процессе сжатия и после подачи в него топлива (дизели, и также двигатели с искровым зажиганием и впрыском жидкого топлива в цилиндр и газовые двигатели с подачей газа в цилиндр);

в) *с расслоением заряда*, когда в различных зонах камеры сгорания образуется рабочая смесь разного состава.

### 5. По способу воспламенения рабочей смеси:

а) *с принудительным зажиганием электрической искрой* (карбюраторные, газовые двигатели и двигатели с впрыском легкого топлива);

б) *с самовоспламенением топлива от сжатия свежего заряда* (дизели);

в) *с форкамерно-факельным зажиганием*, когда смесь в специальной дополнительной камере сгорания воспламеняется искрой, а в основной камере - от пламени из дополнительной камеры ГАЗ-3102, ЗИЛ-130Ф;

г) *с воспламенением газового топлива от небольшой порции жидкого топлива*, воспламеняющегося от сжатия (двигатели с газожидкостным процессом).

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

а) *двигатели - без наддува*, в которых цилиндры наполняются свежим зарядом под давлением окружающей среды;

б) *с наддувом*, когда свежий заряд полностью или частично поступает в цилиндры под давлением, превышающим давление окружающей среды (свежий заряд перед поступлением в цилиндр предварительно сжимается в специальном компрессоре — нагнетателе),

### 7. По способу реализации рабочего цикла:

а) *двухтактные* - двигатели, в которых рабочий цикл в одном цилиндре осуществляется за два хода поршня, т. е. за один оборот коленчатого вала;

б) *четырёхтактные*, в которых рабочий цикл в одном цилиндре совершается за четыре хода поршня, т.е. за два оборота коленчатого вала.

Таким образом, действительный рабочий цикл, осуществляемый в одном цилиндре поршневого двигателя внутреннего сгорания, может быть либо двухтактным, если он совершается за два хода поршня (два такта), т. е. за один оборот кривошипа, или четырёхтактным, если он совершается за четыре хода поршня, т. е. за два оборота кривошипа.

#### 8. По конструкции:

а) *поршневые двигатели*: одноцилиндровые и многоцилиндровые. Последние бывают однорядные (вертикальные и горизонтальные), двухрядные одновальные (V-образные и оппозитные), двухрядные двухвальные (с навстречу движущимися двумя поршнями в общем цилиндре), многорядные одновальные (в том числе звездообразные), многорядные многовальные (U-двигатели и т. п.);

б) *роторные* (с вращающимся ротором, с вращающимся корпусом, с вращающимся ротором и корпусом — бироторные двигатели).

#### 9. По способу охлаждения цилиндров:

а) с жидкостным охлаждением;

б) с воздушным охлаждением.

#### 10. По степени сжатия – с постоянной и переменной (регулируемой).

11. По способу регулирования мощности - *количественное* регулирование (карбюраторный ДВС), *качественное* (дизель), *смешенное* (карбюраторный с расслоением заряда).

12. По способу **смесеобразования** — на двигателях с *внешним смесеобразованием и воспламенением от искры* (карбюраторные и газовые), у которых горючая смесь готовится вне цилиндров; двигатели с *внутренним смесеобразованием и самовоспламенением* (дизели с неразделенными камерами сгорания: с объемно-плёночным смесеобразованием и с плёночным смесеобразованием, дизели с разделенными камерами: вихрекамерные и предкамерные), у которых рабочая смесь образуется внутри цилиндров. Также двигатели с *впрыском топлива и воспламенением от искры* (двигатели этой группы в зависимости от конструктивных особенностей топливоподдачи могут относиться как к ДВС с внешним смесеобразованием -впрыск топлива во впускной трубопровод, так и к ДВС с внутренним смесеобразованием -впрыск непосредственно в цилиндр)

В автомобилях применяются преимущественно поршневые двигатели с принудительным зажиганием от искры (карбюраторные, газовые и с впрыском легкого жидкого топлива в цилиндры) и с воспламенением топлива от сжатия (дизели). Для легковых автомобилей используются также роторные двигатели, а для грузовых автомобилей особо большой грузоподъемности — газотурбинные силовые установки. На тракторах, комбайнах, тепловозах применяются, как правило, дизели.

На рис. 1.2 представлена одна из возможных классификаций автомобильных и тракторных двигателей, в основу которой положены принципиальные особенности рабочего цикла, способы смесеобразования и питания.

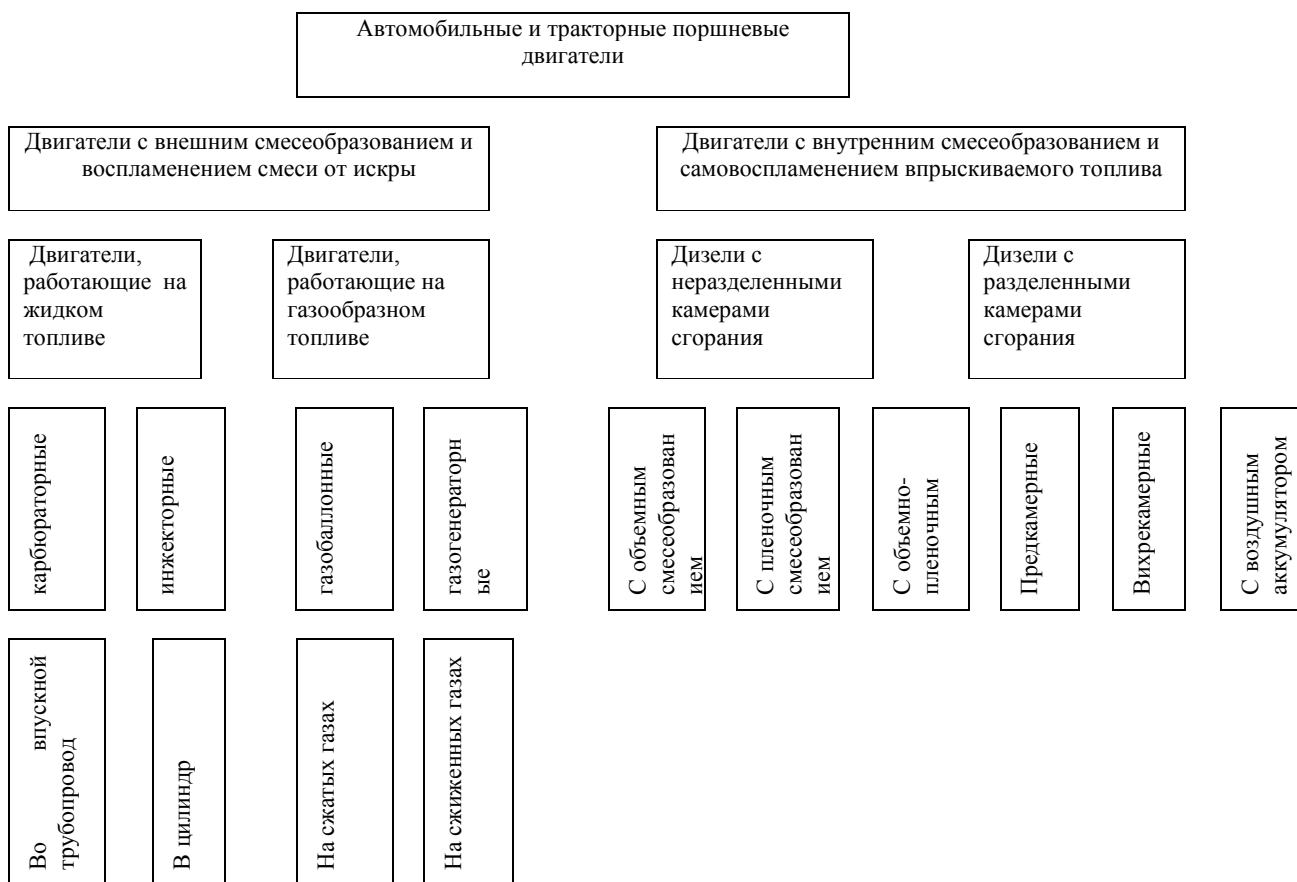


Рис. 1.2 Классификация поршневых ДВС.

### 1.3. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

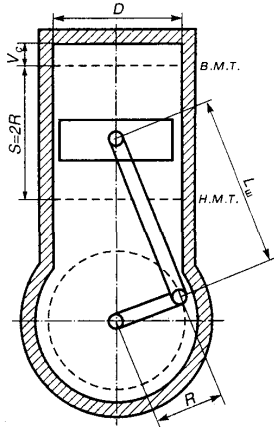
В поршневых двигателях внутреннего сгорания изменение объема газов при преобразовании теплоты в работу осуществляется с помощью кривошипно-шатунного механизма (рис. 1.3).

Кривошипно-шатунный механизм (к.ш.м.) состоит из неподвижного элемента — остова двигателя 1 и подвижных — поршня 2, шатуна 3 и кривошипа 4.

**Поршень** — основной силовой элемент к.ш.м., совершающий возвратно-поступательное движение, непосредственно участвующий в преобразовании теплоты в работу путем изменения надпоршневого объема, воспринимающий давление газов и передающий силу этого давления кривошипу.

**Кривошип** — силовой элемент к.ш.м., совершающий вращательное движение, определяющий закон движения поршня, воспринимающий силу давления газов на поршень и передающий ее потребителю.

**Шатун** — связующий силовой элемент к.ш.м., совершающий сложное плоскопараллельное движение, участвующий в преобразовании возвратно-поступательного движения поршня во вращательное кривошипа (и наоборот), передающий силу давления газов от поршня к кривошипу.



1.2. Схема поршневого ДВС:

- 1 — цилиндр;
- 2 — поршень;
- 3 — шатун,
- 4 — кривошип

Кроме основного назначения (преобразования теплоты в работу), кривошипно-шатунный механизм поршневого двигателя служит также для преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение кривошипа. При работе кривошипно-шатунного механизма его элементы дважды за один оборот кривошипа занимают такие положения, при которых совпадают по направлению продольные оси кривошипа и шатуна и изменяется направление движения поршня. Такие положения к.ш.м. называются мертвыми, а точки, в которых находится при этом поршень, — мертвыми точками. Причем при максимальном удалении поршня от оси кривошипа он находится в верхней мертвой точке (в.м.т.), а при минимальном — в нижней мертвой точке (н.м.т.).

Преобразование теплоты в работу осуществляется в цилиндре — изменяющемся объеме надпоршневого пространства остова двигателя. Поршень движется в цилиндре от в.м.т. до н.м.т. При движении поршня в одном направлении от одной мертвой точки до другой происходит один такт.

Расстояние от оси шатунной шейки кривошипа до оси коренной шейки является радиусом кривошипа  $R$ . Длина шатуна  $L$  — это расстояние между осями поршневой и кривошипной головок шатуна.

Для сравнительной оценки габаритных размеров двигателя и сил инерции неравномерно движущихся деталей к.ш.м. пользуются безразмерным параметром  $\lambda$ , представляющим отношение радиуса кривошипа к длине шатуна  $\lambda = R/L$ . Расстояние вдоль оси цилиндра между в.м.т. и н.м.т. (путь поршня) называется ходом поршня  $S$ . Для центрального к.ш.м.  $S = 2R$ .

Объем, освобождаемый поршнем при движении от в.м.т. до н.м.т., называется *рабочим объемом цилиндра*:

$$V_h = FS = nD^2S/4,$$

где  $F$  — площадь поперечного сечения цилиндра;  $D$  — диаметр цилиндра.

Один и тот же рабочий объем цилиндра может быть получен при различном отношении  $S/D$ , характеризующем компактность цилиндра. Если  $S/D < 1$ , двигатель называют короткоходным. Современные карбюраторные высокооборотные двигатели являются короткоходными.

Сумма рабочих объемов всех цилиндров двигателя, выраженная в литрах, определяет литраж двигателя  $V_l$ :

$$V_l = i_u V_h = \pi D^2 S i_u / 4$$

где  $i_u$  — число цилиндров двигателя.

Объем цилиндра над поршнем при положении последнего в в.м.т. называется *объемом камеры сжатия* или *объемом камеры сгорания*  $V_c$ . Объем цилиндра над поршнем при положении последнего в н.м.т. представляет собой *полный объем цилиндра*  $V_a = V_c + V_h$ . Отношение полного объема цилиндра к объему камеры сжатия называется *степенью сжатия*:  $\epsilon$

$$\epsilon = V_a / V_c = (V_c + V_h) / V_c$$

Степень сжатия показывает, во сколько раз уменьшается объем рабочей смеси при движении поршня от н.м.т. до в.м.т.

Газы, с помощью которых в цилиндре двигателя осуществляется преобразование теплоты в механическую работу, служат рабочим телом. В двигателях внутреннего сгорания в качестве рабочего тела используется воздух, который поступает в цилиндр порциями для каждого рабочего цикла. Порция воздуха (или горючей смеси в карбюраторных двигателях), поступающего в цилиндр за один рабочий цикл (в массовых или объемных единицах), называется свежим зарядом.

В результате сгорания топлива в цилиндре двигателя образуются новые газообразные или парообразные вещества (соединения) — продукты сгорания, которые после расширения и совершения работы вытесняются из цилиндра поршнем. Однако полное вытеснение продуктов сгорания поршнем невозможно. Продукты сгорания, оставшиеся в цилиндре после выпуска, называют остаточными газами.

Наполнение цилиндра свежим зарядом сопровождается смешением его с остаточными газами предыдущего цикла. Смесь свежего заряда с остаточными газами называется *рабочей смесью*.

## Принцип работы роторного двигателя:

Особенность двигателя - применение вращающегося ротора (поршня), размещенного внутри цилиндра, поверхность которого выполнена по эпитрохоиде.

Установленный на валу ротор жестко соединён с зубчатым колесом, которое входит в зацепление с неподвижной шестерней. Ротор с зубчатым колесом как бы обкатывается вокруг шестерни. Его грани при этом скользят по эпитрохоидальной поверхности цилиндра и отсекают переменные объёмы камер в цилиндре.

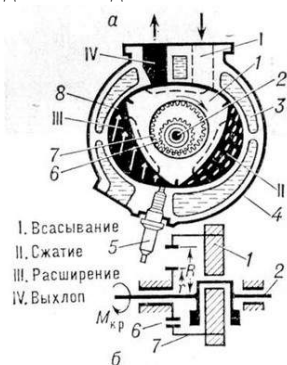
Такая конструкция позволяет осуществить 4-тактный цикл без применения специального механизма газораспределения. Герметизация камер обеспечивается радиальными и торцевыми уплотнительными пластинами, прижимаемыми к цилиндру центробежными силами, давлением газа и ленточными пружинами.

Смесеобразование, зажигание, смазка, охлаждение, запуск принципиально такие же, как и у обычного поршневого двигателя внутреннего сгорания.

Практическое применение получили двигатели с трёхгранными роторами, с отношением радиусов шестерни и зубчатого колеса:  $r:R = 2:3$ , которые устанавливаются на автомобилях, лодках и т.п. Масса и габариты двигателя Ванкеля в 2-3 раза меньше соответствующих им по мощности двигателей внутреннего сгорания обычной схемы.

Именно такая схема позволила создать принципиально новый двигатель с хорошим динамическими показателями.

Как показал опыт наших клиентов, им удавалось разогнать мощность двигателя до 217 л.с. только при помощи настроенной системы впуска и выпуска, а также изменённой системой газораспределения и смешивания топлива с воздухом. И при этом, ресурс двигателя остался тем же (около 100 тыс. км), употребление топлива увеличилось всего до 14-15 л/100 км при активном движении в городе. Данный двигатель также не страдает болезнью всех сильно форсированных "сердеч автомобилей", а именно - перегревом. Как уже говорилось, данный мотор обладает хорошим КПД, поэтому большая часть энергии тратится на увеличение мощности двигателя, а не на бессмысленный нагрев двигателя до большой температуры.



## Двигатель Стирлинга

Принцип работы двигателя Стирлинга заключается в постоянно чередующихся циклах нагрева (расширения) и охлаждения (сжатия) газа в закрытом цилиндре. При нагреве газ расширяется и двигает рабочий поршень. Этот поршень опускается, толкает шатун и поворачивает маховик. Одновременно изменяется положение так называемого вытеснительного поршня, который перемещает газ из нагретой в холодную зону. Газ остывает и создает обратное усилие на рабочий поршень. Вытеснитель затем перемещает газ в горячую зону, и весь цикл повторяется. В роли газа

может использоваться обычный воздух, водород или гелий. Нагрев газа производится снаружи, поэтому двигатель Стирлинга относят к двигателям внешнего сгорания.

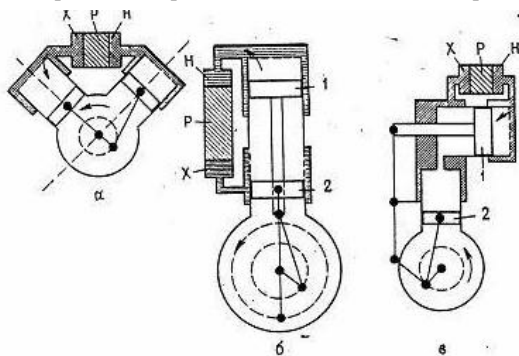


Рис. 1. Типы соединений цилиндров.

а - альфа(с двумя поршнями); б - бета(с рабочим и вытеснительным поршнями); в - гамма(с рабочим и вытеснительным поршнями); 1- вытеснитель; 2- рабочий поршень; Н- нагреватель; Р- регенератор; Х - холодильник.

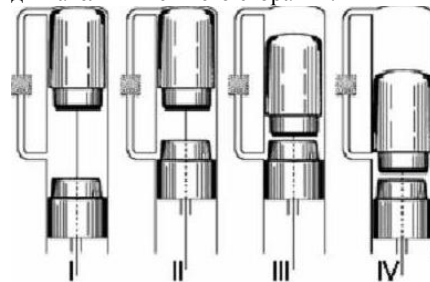


Рис.2. Схема работы двигателя Стирлинга

I - Поршень находится в крайнем нижнем положении, а вытеснитель - в крайнем верхнем. Весь газ - в холодной полости;

II - Вытеснитель остается в верхнем положении. Поршень сжимает газ при низкой температуре;

III - Поршень остается в крайнем верхнем положении. Вытеснитель переталкивает газ из холодной полости в горячую;

IV - Нагретый газ расширился. Поршень и вытеснитель находятся в своих крайних нижних положениях. В то время как поршень остается на месте, вытеснитель переталкивает газ в холодную полость. Потом цикл повторяется.

- Литература:** 1.Абрамчук Ф.І та ін. Автомобільні двигуни, 2005 р.  
 2.Автомобильные двигатели. Под ред. М.С.Ховаха, 1977г.  
 3.Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей, 2004г.

## 1.1 ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

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

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

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

Одинаковые принципы преобразования тепловой энергии топлива, выделяющейся при его сгорании, в механическую работу предопределили очень похожие и конструктивные схемы всех поршневых двигателей, кроме роторно-поршневых.

На рис. 1.1 представлена типичная схема поршневого двигателя, состоящего из: цилиндра 2 с камерой сгорания 6, поршня 4 с кольцами 5, шатуна 3 и коленчатого вала 1, обеспечивающих преобразование возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала, впускного 7 и выпускного 10 клапанов, регулирующих открытие и закрытие соответственно впускной 8 и выпускной 11 систем, маховика 14, обеспечивающего равномерность вращения коленчатого вала, картера 13 и поддона 15, коренных подшипников 16.

Все конструктивные схемы поршневых двигателей характеризуются несколькими основными параметрами. К ним относятся (см. рис. 1.1): диаметр цилиндра  $D$  и ход поршня  $S$ , равный удвоенному радиусу кривошипа  $R$ . Двигатели с  $S/D > 1$  называются длинноходными, а с  $S/D < 1$  — короткоходными; отношение радиуса кривошипа  $R$  к длине шатуна  $L$  — безразмерная величина,

$\lambda = R / L$  должна обеспечить свободное движение шатуна без задевания за стенки цилиндра и свободное перемещение поршня без задевания за коренные подшипники коленчатого вала; рабочий объем цилиндра  $V_h$  и объем камеры сгорания  $V_c$ , сумма которых является полным объемом цилиндра  $V_a$ ; литраж двигателя  $V_d = V_h i = \pi D^2 S i / 4$ , где  $i$  — число цилиндров,  $D$  и  $S$  выражены в см; степень сжатия  $\epsilon$  — отношение полного объема цилиндра  $V_a$  к объему камеры сгорания  $V_c$ , величина которой устанавливается в зависимости от детонационной стойкости топлива.

Рабочий объем цилиндра:  $V_h = \pi D^2 S / 4$ ,

Рабочий цикл поршневых двигателей, состоящий из семи вышеуказанных процессов, осуществляется, как правило, за два оборота коленчатого вала, что соответствует четырем ходам (тактам) поршня от одной мертвой точки до другой. Такие двигатели называются четырехтактными двигателями.

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

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

**Третий такт — расширение — рабочий ход.** Первый этап такта расширения начинается совместно с активным продолжением процесса сгорания рабочей смеси при резком повышении давления в надпоршневой части цилиндра. Расширяющиеся в процессе сгорания газы перемещают поршень от в.м.т. к н.м.т., совершая полезную работу — рабочий ход. Давление от расширяющихся газов передается через поршень и шатун на шатунную шейку коленчатого вала, заставляя его вращаться, совершая полезную механическую работу. Завершается процесс расширения открытием выпускного клапана до прихода поршня в н.м.т. и началом выпуска отработавших газов из цилиндра.

**Четвертый такт — выпуск отработавших газов** совершается при движении поршня от н.м.т. к в.м.т. Под действием расширяющихся отработавших газов, а затем и перемещения поршня осуществляется сначала свободное, а



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

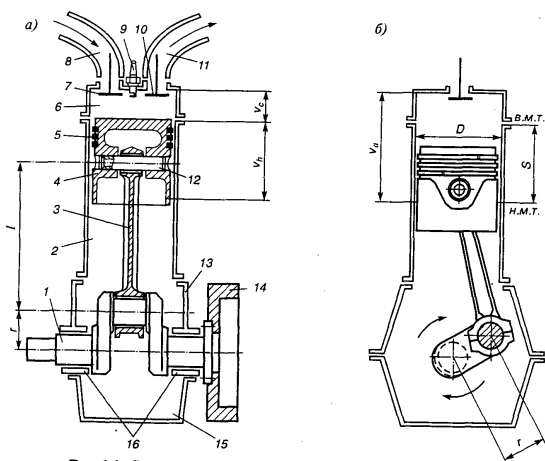


Рис. 1.1. Схема поршневого двигателя внутреннего сгорания:

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

### 1.1.2 ЦИКЛЫ ПОРШНЕВЫХ ДВС.

**Двигатель Отто, 1867г.** - предварительное сжатие горючей смеси (бензин +воздух, газ+воздух), последующее воспламенение смеси искрой.

В этих двигателях горение происходит очень быстро, почти при  $V=const$ . Термодинамический цикл Отто - цикл с подводом тепла при  $V=const$ . Двигатели Отто работают по 2-4-х тактным циклам. По циклу Отто работают двигатели легкого топлива (бензиновые, газовые). Недостаток Отто явл. невозможность значительно повысить степень сжатия из-за опасности самовоспламенения рабочей смеси. Поэтому эффективный КПД относительно низкий 25-36%.

**Двигатель Дизеля, 1892-1898 гг.** – предварительное сжатие чистого воздуха, затем подача в цилиндр топлива в небольшом количестве воздуха, сжатым в отдельном компрессоре, и последующее его самовоспламенение.

Подача топлива осуществляется т.о., чтобы давление в цилиндре в период горения сохранялось постоянным. Этот цикл Дизеля еще называют компрессорным. В этом двигателе более высокая степень сжатия. Давление в конце сжатия 3,5-4,5 МПа, а у Отто 1,0-1,5 МПа.

**Цикл Тринклера, 1904 г.** – предварительное сжатие чистого воздуха, затем впрыск топлива форсункой и последующее его самовоспламенение.

Часть топлива сгорает при  $V=const$ , а часть-при  $P=const$ . Термодинамический цикл Тринклера - цикл со смешанным подводом тепла. К.п.д. двигателя составляет 33-42%.

Двигатели Дизеля и Тринклера работают на тяжелых сортах жидкого топлива. Они явл. наиболее экономичными.

Поскольку в двигателях Тринклера используется главный принцип Дизеля – сжатие чистого воздуха и самовоспламенение топлива, то их называют *дизелями* (дизельными двигателями.)

## 1.2 ТОПЛИВО И РЕАКЦИИ ЕГО СГОРАНИЯ

### 1.2.1. ПОНЯТИЕ ТОПЛИВО

**Топливо – это вещество, выделяющее энергию, которая может быть технически использована.**

По принципу освобождения энергии известны две крупные группы топлива:

- ядерное топливо, выделяющее энергию в результате ядерных преобразований;
- химическое топливо, которое выделяет энергию при окислении горючих элементов, входящих в состав этого топлива.

В ДВС тепловая энергия топлива выделяется в результате его сгорания в КС.

Теплота, необходимая для совершения работы, получается в результате сгорания в цилиндрах двигателя топливо-воздушной смеси.

Процессы смесеобразования и сгорания в поршневых двигателях протекают очень быстро — в течение сотых и даже тысячных долей секунды. В связи с этим к топливу для автомобильных двигателей внутреннего сгорания предъявляются следующие требования : а) легкая испаряемость при различных температурах окружающей среды, необходимая для быстрого образования гомогенной топливовоздушной смеси (важно для карбюраторных двигателей и двигателей с впрыском топлива во впускную трубу);

б) мелкое распыливание под давлением при впрыске (важно для дизелей);

в) сгорание без нагаро- и коксообразования;

г) плавность (мягкость) протекания процесса сгорания;

д) полное и своевременное сгорание и возможно меньше содержание в продуктах сгорания токсичных составляющих.

Для автомобильных двигателей применяется **жидкое и газообразное топливо: бензин, газ** - для двигателей с принудительным зажиганием и **дизельное** - для двигателей с воспламенением от сжатия.

### 1.2.2. СГОРАНИЕ ЖИДКОГО ТОПЛИВА

По химическому составу жидкое топливо представляет собой соединение трех основных элементов: углерода С, водорода Н и кислорода О. Кроме того органическая масса топлива в небольших кол-вах содержит серу S и азот N. Все эти вещества могут принимать участие в процессе сгорания и поэтому они представляют горючую массу топлива. В расчетах наличием S и N пренебрегаем.

В теории состав жидкого топлива задают массовыми долями  $g_c$ ,  $g_H$  и  $g_o$ , химических элементов. Расчет ведут для 1 кг топлива.

Сумма массовых долей равна единице:  $g_c + g_H + g_o = 1$ .

*Мы определим кол-во воздуха, которое требуется для того, чтобы сжечь 1кг топлива. Для этого нам надо предварительно определить кол-во кислорода для полного сгорания 1кг топлива по химическим реакциям углерода и водорода, которые содержатся в топливе.*

Сколько кислорода требуется для полного сжигания 1 кг топлива. Для этого рассмотрим реакции окисления элементов топлива.

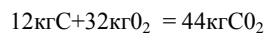
#### Реакция окисления углерода

Определим кол-во кислорода по массе и по объему (в молях), которое требуется для сжигания доли углерода  $g_c$

Уравнение реакции полного окисления углерода имеет вид:  $C + O_2 = CO_2$

#### Расчет по массе:

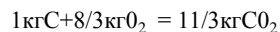
Принимая во внимание молекулярные массы отдельных компонентов, получим



*12 кг углерода требуют для сжигания 32 кг кислорода. В результате реакции выделяется 44 кг углекислого газа.*

#### Для 1кг углерода

*Все разделить на 12 кг*



*для сжигания 1 кг углерода требуется 8/3 кг кислорода.*

В 1кг топлива содержится  $g_c$  кг углерода С, тогда:

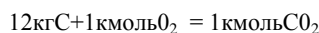
*Левую и правую части ур-ния умножаем на долю углерода  $g_c$*



*доля  $g_c$  углерода требует для полного сжигания  $8/3g_c\text{кгO}_2$*

#### Расчет в молях (в объемных единицах):

Мы сжигаем жидкое топливо (1кг), поэтому доли топлива принимаются массовыми (в кг)

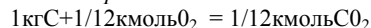


*кмоль-это кол-во вещества в кг, численно равное его молекулярной массе, пример 1кмоль кислорода равен 32кг кислорода, а объем 22,4 м3/кмоль при норм.условиях, 1кмоль водорода 2кг водорода, а объем тот же 22,4м3/кмоль.*

*12 кг углерода требуют для сжигания 1кмоль кислорода.*

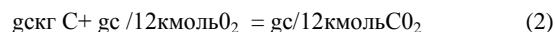
#### Для 1кг углерода

*Разделили на 12, чтобы узнать для 1 кг кол-во кислорода*



#### Для $g_c$ кг углерода С

*чтобы узнать кол-во кислорода для сжигания доли  $g_c$  углерода, умножим ур-е на  $g_c$*



Из выражения (2) видно, что при сгорании углерода (реакция углерода с кислородом) изменения числа молей, а следовательно, и объема конечных продуктов сгорания не происходит. Объем числа молей  $CO_2$  равен объему, участвующего  $O_2$ .

#### Реакция окисления водорода.

Определим кол-во кислорода по массе и по объему (в молях), которое требуется для сжигания доли водорода  $g_H$

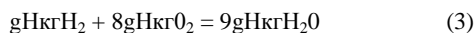
Уравнение реакции полного окисления водорода имеет вид:  $2H_2 + O_2 = 2H_2O$ ,

#### Расчет по массе:

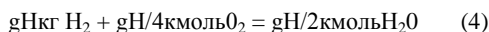
Принимая во внимание молекулярные массы отдельных компонентов, получим



В 1кг топлива содержится gН кг водорода, тогда



*Расчет в молях (в объемных единицах):*



Реакция кислорода с водородом приводит к двукратному увеличению объема водяного пара (H<sub>2</sub>O) по сравнению с израсходованным кислородом.

**Теоретически необходимое количество кислорода для полного сгорания 1 кг топлива**

Из ур-ний (1) и (3) следует, что кол-во кислорода, необходимого для сгорания 1кг топлива

$$l_{\text{кисл}} = (8/3)g\text{C} + 8g\text{H} - g\text{O} \quad \text{кг кисл/кг топл} \quad (5)$$

знак минус означает: gO- количество кг кислорода в 1кг топлива перейдет при горении в газообразное состояние и примет участие в реакции, поэтому кол-во кислорода для сжигания 1 кг топлива будет меньше на gO

Из ур-ний (2) и (4)

$$L_{\text{кисл}} = g\text{C}/12 + g\text{H}/4 - g\text{O}/32. \quad \text{кмоль кисл/кг топл} \quad (6)$$

Число молей  $M = m/\mu$ , где m-кг,  $\mu$ -молекулярная масса, M – число молей  
gO/32-число кмоль кислорода в 1кг топлива.

В расчетах принимают, что в воздухе по массе содержится 23% кислорода и 77% азота, а по объему - 21% кислорода и 79% азота.

Тогда теоретически необходимое кол-во воздуха для сгорания 1кг топлива соответственно в кг и кмоль

$$l_0 = l_{\text{кисл}}/0,23; \quad L_0 = L_{\text{кисл}}/0,21$$

или с учетом формул (5) и (6)

$$l_0 = 1/0,23[(8/3)g\text{C} + 8g\text{H} - g\text{O}] \quad \text{кг возд/кг топл} \quad (7)$$

$$L_0 = 1/0,21[g\text{C}/12 + g\text{H}/4 - g\text{O}/32] \quad \text{кмоль возд/кг топл} \quad (8)$$

## 1.2.2 КОЭФФИЦИЕНТ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА

Во время работы двигателя в цилиндры поступает кол-во воздуха, которое отличается от теоретически необходимого для полного сгорания 1 кг топлива ( $L_0, l_0$ ). Действительное количество воздуха ( $L, l$ ) может быть равно, меньше или больше теоретически необходимого кол-ва воздуха. Соотношение между кол-вом топлива и воздуха (состав смеси) оценивают так называемым коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$ .

*Отношение действительного количества воздуха, поступившего в цилиндр двигателя ( $L, l$ ), к теоретически необходимому ( $L_0, l_0$ ) для полного сгорания 1 кг топлива называется коэффициентом избытка воздуха:*

$$\alpha = L/L_0 = l/l_0$$

Если  $\alpha = 1$  ( $L = L_0, l = l_0$ ) - смесь называют стехиометрической или нормальной, происходит полное сгорание.

При  $\alpha > 1$  ( $L > L_0, l > l_0$ ) - смесь называют бедной или обедненной, полное сгорание (избыток кислорода).

При  $\alpha < 1$  ( $L < L_0, l < l_0$ ) - смесь называют богатой или обогащенной, неполное сгорание (недостаток кислорода).

Для бензиновых двигателей величина  $\alpha$  изменяется в пределах от 0,5 до 1,25, а для дизелей – от 1,25 (полная нагрузка) до 7,0 (холостой ход).

При номинальной мощности обычно значения  $\alpha$  составляют для бензиновых двигателей 0,85—0,95, для дизелей — 1,2—1,7.

Коэффициент  $\alpha$  является одним из основных параметров двигателя. Он оказывает существенное влияние на мощность, экономичность и токсичность двигателя.

Табл. 1.2.1. Состав и удельная низшая теплота сгорания бензина и дизельного топлива

Наименование топлива	Массовая доля элементов			Теоретическое количество воздуха		Удельная низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг
	gC	gH	gO	L <sub>0</sub> кмоль	l <sub>0</sub> кг	
Обозначения						Hu
Автомобильный бензин	0,855	0,145	—	0,5168	14,96	44 000
Дизельное топливо	0,87	0,126	0,004	0,500	14,45	42 500

**Теплотой сгорания называется количество теплоты, выделяющейся при полном сгорании топлива. По теплоте сгорания судят о качестве топлива.** Теплоту сгорания топлива определяют путем сжигания его навески в калориметрической установке.

Если пары воды, образовавшиеся в результате горения, сконденсированы, то теплоту сгорания называют высшей теплотой сгорания H<sub>o</sub>. Если пары воды удаляются в газообразном состоянии, то теплоту сгорания называют низшей H<sub>u</sub>. H<sub>u</sub> < H<sub>o</sub>.

В ДВС пары воды уходят с отработавшими газами, не конденсируясь, поэтому используется H<sub>u</sub>. Теплота сгорания в ДВС изменяется в зависимости от тем-ры процесса. Продукты сгорания CO<sub>2</sub> и H<sub>2</sub>O при высоких температурах могут частично разложиться, диссоциировать, реакция диссоциации требует затраты тепла, поэтому теплота топлива, выделяемая при сгорании уменьшается на величину теплоты диссоциации.

Диссоциация CO<sub>2</sub> составляет при 1500 С - 0,8%, 2000 С - 4%, 2500 С – 19%, 3500 С – 40%.

Низшую теплоту сгорания можно определить по формуле:

$$H_u = 33,91 g_C + 125,6 g_H - 10,89(g_O - g_S) - 2,51(9 g_{H+W})$$

Где W – кол-во водяных паров в продуктах сгорания.

### 1.2.3 АНАЛИЗ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

**Общие сведения.** При горении топлива происходят качественные (по составу) и количественные (по объему) его изменения. Эти изменения, зависящие от условий сгорания топлива (от *a*), определяют термодинамическое состояние рабочего тела в цилиндре в конце процесса сгорания и, следовательно, влияют на мощностные и экономические показатели двигателя в целом. В связи с этим целесообразно более подробно рассмотреть процесс сгорания топлива при различных условиях.

*Сгорание при a ≥ 1.* Горючая смесь в карбюраторных двигателях состоит из воздуха и паров топлива. Количество горючей смеси (кмоль), приходящейся на 1 кг топлива, определяется формулой:

$$M_1 = aL_0 + l/\mu_T,$$

где  $\mu_T$  — молекулярная масса топлива.

Так как для автомобильного бензина  $\mu_T = 110—120$  кг/кмоль, величиной  $l/\mu_T$  можно пренебречь. Аналогичное допущение тем более можно сделать и для дизельного топлива, у которого  $\mu_T = 180—200$  кг/кмоль. Следовательно, количество свежего заряда (кмоль/кг) можно определить по приближенной формуле:  $M_1 = aL_0$ .

В результате полного сгорания топлива при  $a > 1$  образуются: углекислый газ, вода в парообразном состоянии, из состава рабочей смеси выделяются азот воздуха и избыточная часть кислорода воздуха, не вступившего в реакцию. Количество отдельных компонентов продуктов сгорания 1 кг топлива (кмоль/кг) может быть определено на основании рассмотренных уравнений реакций сгорания и с учетом объемного содержания кислорода и азота в воздухе:

$$M_{CO_2} = g_C/12; M_{H_2O} = g_H/2;$$

$$M_O = 0,21(a-1)L_0; M_N = 0,79 < a L_0.$$

Суммарное количество продуктов сгорания (кмоль/кг)

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_O + M_N = g_C/12 + g_H/2 + 0,21(a-1)L_0 + 0,79aL_0,$$

или после преобразования

$$M_2 = g_C/2 + g_H/2 + (a-0,2)L_0.$$

Хотя масса продуктов сгорания равна массе топлива и воздуха до сгорания, объем продуктов сгорания не равен объему свежего заряда. Изменение количества газов (кмоль/кг) в результате полного сгорания топлива:

$$\Delta M = M_2 - M_1 \text{ или } \Delta M = g_C/12 + g_H/2 - 0,21L_0.$$

Но

$$L_0 = (g_C/12 + g_H/4 - g_O/32)/0,21,$$

тогда

$$\Delta M = g_C/12 + g_H/2 - (g_C/12 + g_H/4 - g_O/32) = g_H/4 + g_O/32.$$

Анализируя полученное выражение, видим, что объем продуктов сгорания жидкого топлива больше объема свежего заряда, причем изменение объема в процессе сгорания зависит от массовых долей водорода  $g_H$  и кислорода  $g_O$  и не зависит от массовой доли углерода  $g_C$ .

Изменение объема свежего заряда при сгорании топлива характеризуется *коэффициентом молекулярного изменения горючей смеси*  $\mu_0$ , который представляет собой отношение количества продуктов сгорания  $M_2$  к количеству свежего заряда  $M_1$  т.е.

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

Поскольку коэффициент молекулярного изменения горючей смеси не учитывает влияния остаточных газов, вводится понятие коэффициента молекулярного изменения рабочей смеси.

**Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси  $\mu$**  представляет собой отношение общего количества газов в цилиндре двигателя после сгорания (продуктов сгорания  $M_2$  и остаточных газов предыдущего цикла  $M_T$  к общему количеству рабочей смеси перед сгоранием (свежего заряда  $M_1$  и остаточных газов предыдущего цикла  $M_2$ ), т. е.

$$\mu = (M_2 + M_T)/(M_1 + M_T).$$

Разделив числитель и знаменатель на  $M_1$ , и учитывая, что

$$M_2/M_1 = \mu_0; M_T/M_1 = \gamma\Gamma,$$

Получим

$$\mu = (\mu_0 + \gamma\Gamma)/(1 + \gamma\Gamma),$$

где  $\gamma\Gamma$  — коэффициент, учитывающий содержание в смеси остаточных газов предыдущего цикла, равный отношению количества остаточных газов  $M_T$  к количеству свежего заряда  $M_1$ .

Полученная формула справедлива для всех двигателей, работающих на жидком топливе. Поскольку для жидкого топлива  $\mu_0 > 1$ , то  $\mu > 1$ . Чем больше  $\mu$ , тем больше работа газов при их расширении. Главным образом  $\mu$  зависит от  $a$ , а также от  $\gamma\Gamma$  и химического состава топлива. Так, при уменьшении  $a$ ,  $\mu_0$  и  $\mu$  увеличиваются, и наоборот. Обычно коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси  $\mu$  для карбюраторных двигателей составляет 1,02—1,12, для дизелей — 1,01—1,06.

**Сгорание при  $a < 1$ .** Если количество воздуха в цилиндре двигателя меньше теоретически необходимого, топливо сгорает не полностью. Реакция горения при этом во многом зависит от сравнительной активности окисления отдельных элементов, входящих в состав топлива. Считается, что водород более активен, чем углерод, поэтому реакция горения водорода вследствие его полного окисления до воды записывается так же, как и для случая  $a \geq 1$ . Следовательно, недостаток воздуха при  $a < 1$  сказывается лишь на реакции окисления углерода, который частично будет окисляться до  $CO_2$ , а оставшийся — до  $CO$ .

Реакция окисления углерода до  $CO_2$ , как и в случае  $a = 1$ , записывается в виде  $C + O_2 = CO_2$ , при этом отношение объемов продукта окисления и исходного вещества равно 1/2. Реакция окисления углерода до  $CO$ :  $2C + O_2 = 2CO$ , а соотношение объемов равно 2/3, т. е. больше, чем в случае полного окисления углерода. Это означает, что при недостатке воздуха ( $a < 1$ ) при одном и том же количестве свежего заряда объем продуктов сгорания больше. Соответственно и коэффициенты молекулярного изменения горючей  $\mu_0$  и рабочей  $\mu$  смесей будут большими при сгорании топлива в условиях  $a < 1$ , что способствует получению большей мощности двигателя при несколько худшей экономичности. Ухудшение экономичности двигателя при обогащении смеси происходит вследствие уменьшения количества теплоты, выделяющейся при неполном сгорании топлива.

Потери теплоты (кДж) вследствие неполного сгорания 1 кг топлива определяются по формуле:

$$\Delta H_{\text{н}} = 119950(1 - \alpha)L_0.$$

#### 1.2.4. ТЕПЛОЕМКОСТЬ СВЕЖЕГО ЗАРЯДА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Тепловой баланс, а значит, и обобщающие показатели действительного рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания в значительной мере зависят от теплоемкостей свежего заряда и продуктов сгорания. Теплоемкость свежего заряда в расчетах приравнивается к теплоемкости воздуха, при этом различие в теплоемкостях воздуха и паров топлива не учитывается.

Можно определить средневзвешенное значение средней молярной теплоемкости продуктов сгорания, если известны теплоемкости отдельных составляющих.

В практических расчетах можно пользоваться следующими приближенными выражениями для определения теплоемкостей (Дж/(мольК)):

средняя молярная теплоемкость свежего заряда

$$c_{\mu}V = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3}T_c,$$

где  $T_c$  — температура свежего заряда в конце сжатия;

средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания:

а) для карбюраторных двигателей ( $a = 0,8-1,0$ )

$$c''_{\mu}V = (18,4 - 2,6a) + (1,6 + 1,4a)10^{-3}T_z;$$

б) для дизелей ( $a = 1,2-1,7$ )

$$c''_{\mu}V = (20,1 + 0,92/a) + (1,6 + 1,4/a)10^{-3}T_z,$$

где  $T_z$  — температура газов в конце сгорания.

#### ИНТЕРЕСНЫЕ ФАКТЫ О ТОПЛИВЕ.

**Горение с водой** - присутствие воды не только влияет на скорость распространения пламени, но и ускоряет превращение  $CO$  в  $CO_2$ . Особенно это заметно при концентрации воды 7-9%. Дальнейший рост концентрации уменьшает

скорость процесса из-за снижения температуры горения. Особенно интересны работы, в которых определялась антидетонационная эффективность топливовоздушной смеси с содержанием воды, оказалось, что водные добавки повышают детонационную стойкость тетрагидрофурана (его смешивали с водой для определения детонац. стойкости) на 3 единицы, например А-76 октановое число бензина 76 с добавкой воды 5%- окт.число 77, 10%-78, 20%-81. Такое повышение окт.числа объясняют снижением температуры горения топливовоздушной смеси и кол-во отработавших газов падает на 6-8%, дальнейшее увеличение водной добавки еще больше снижает концентрацию токсичных веществ, что связано с падением температуры цикла, но и приводит к падению мощности, очевидно, концентрации воды есть свой предел-10%.

**Природная бензоколонка.** Ученый М.Кэлвин путешествуя по Бразилии обнаружил дерево-эуфорбию, сок этого растения представляет водную эмульсию углеводородов и может служить заменителем нефти. Вернувшись в США, он развел на ранчо в Калифорнии плантацию эуфорбии, с каждого акра получает в год 10 баррелей (1 баррель=159л). С каждого дерева можно получить по 30-40 л «природной солярки».

**Качество бензина.** О причине дымового выхлопа можно судить по цвету отработавших газов.

**Черный дым,** насыщен частичками сажи, она образуется, если перебогачена рабочая смесь, дизели дымят при больших нагрузках (подъем в гору).

**Голубой цвет** отработавших газов придают частицы смазочного масла или их смесь с несгоревшим топливом, чаще всего голубой цвет у двухтактных мотоциклов, когда водители наливают масло в бензин больше, чем надо. У четырехтактных голубой цвет – избыток масла в картере или износ цилиндропоршневой группы.

**Белый дым** обычно при прогреве двигателей: в таком режиме топливо сгорает не полностью. Когда двигатель прогреет, белый дым исчезнет.

Качество бензина. Неэтиленовые бензины обычно бесцветные. Этилированные бензины специально окрашивают: А-76-желтый, АИ-93-оранжево-красный, АИ-98-синий, А-72-розовый. Бензин хорошего качества должен быть прозрачным, мутность свидетельствует об эмульсионной воде или мех.примесях. Содержание примесей

### Водородные двигатели.

#### Рождение водородного автомобиля

Переделки бензинового двигателя для работы его на водородном топливе были невелики: в качестве карбюратора применялся промышленный карбюратор для пропана, был также уменьшен зазор в свечах и на 20% увеличена степень сжатия, изменено опережение зажигания.

Ходовые испытания автомобиля с водородным топливом дали более чем удовлетворительные результаты. Он работал надежно и развивал скорость до 145 км/час.

Материалы международной конференции 1976 года содержат подробное описание опытного автомобиля с генератором водорода на основе двойного гидрида  $TiFeH_x$ . Для исследований использовали большой легковой автомобиль «Понтиак Гранд Вилл», модель 1975 года, объем цилиндров двигателя — 6 л, мощность — более 200 л. с. Заправка автомобиля с  $TiFeH_x$ , естественно, отличалась от заправки обычной автомашины В багажнике необычного автомобиля был установлен гибридный генератор. Он состоял из девяти стальных трубок диаметром 8 и длиной 120 см. Трубки помещены в рубашку, к которой подключают два шланга. Один из них подавал в рубашку генератора водопроводную воду, снижающую температуру трубок с гидридом до 15—15,5°C. По второму шлангу в коллектор с гидридными трубками поступал, водород под давлением 35 атмосфер. На время зарядки специальные устройства отсоединяли двигатель и выхлопную систему от водородного генератора. Полная заправка (2,4 кг  $H_2$ ) требовала около 50 минут, а заправка на 75% (1,8 кг  $H_2$ ) продолжалась меньше десяти минут.

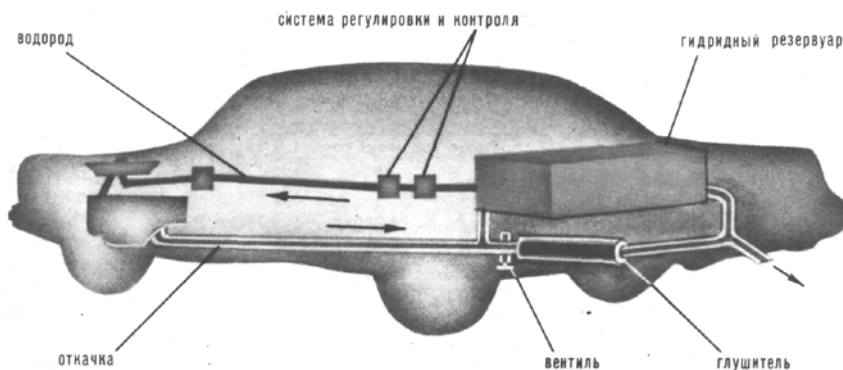
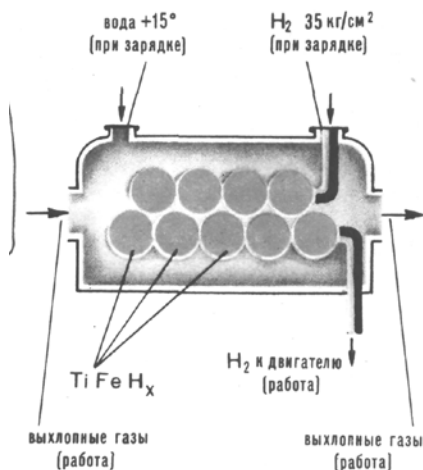


Схема размещения генератора водорода и путь выхлопных газов в легковом автомобиле «Понтиак»



## Схема гидридного генератора водорода для автомобиля (в разрезе)

### Проблемы и перспективы

Когда же возмужает это чудо-дитя, выхлопы которого будут орошать асфальт наших городов почти чистой водой? Сегодня две основные помехи препятствуют быстрому прогрессу водородного автомобиля. Первая — это все еще относительно малое количество водорода, перевозимое на «борту» машины, вторая — высокая стоимость водородной энергии по сравнению с бензином. В описанной американской легковой машине при общем весе гидридного генератора 330 кг пробег до перезарядки генератора лишь немногим, превышал 50 км. По оценкам специалистов, энергия, запасаемая в стандартном баке, содержащем 65 литров бензина, эквивалентна энергии, запасенной в тонне гидрида  $TiFeH_2$ . Одна лошадиная сила, вырабатываемая двигателем на водороде, обходится в пять раз дороже лошадиной силы современного бензинового двигателя.

### Водород:

В последнее время о водородной энергетике говорят все чаще и чаще и при этом имеют в виду не только управляемый термоядерный синтез. Водород — не только термоядерное, но и обычное, химическое горючее. Обычное и вместе с тем необычное: теплота сгорания водорода 28 000 ккал/кг. Это почти втрое больше, чем у нефти и нефтепродуктов, и примерно вчетверо больше, чем у каменного угля. Источник энергии для ракет видел в водороде К. Э. Циолковский.

### Что будет служить источником водорода!

Главный источник в конечном счете — вода, а способы извлечения водорода из нее могут быть разными... В частности, ее химическое разложение с помощью энергоаккумулирующих веществ, сокращенно ЭАВ. Это сплавы, получаемые восстановлением шлаков электростанций, работающих на твердом топливе, и доменных шлаков. Их основа — кремний. Разумеется, превращение шлака в ЭАВ требует сложной (и довольно дорогой, к сожалению) обработки. ЭАВ могут реагировать с водой, вытесняя из нее водород.

Следующая проблема — вес. Кубометр газообразного водорода — это всего 90 граммов; в заводском баллоне под давлением всего полкило водорода, а весит такой баллон более 80 килограммов. Жидкий водород — это уже немного лучше, 70 кг/м<sup>3</sup>, но все равно понадобились бы слишком большие емкости и охлаждающие устройства для поддержания «водородной» температуры. Это вряд ли реально.

Остаются две возможности: непосредственное разложение воды в установленном на автомобиле реакторе с ЭАВ или использование гидридов. Многие металлы способны насыщаться большими количествами водорода и, образуя гидриды, отдавать его при нагревании. То есть «гидридный бак» можно подогревать (после пуска двигателя) выхлопными газами. Вернее водяным паром...

### Насколько все это реально, если говорить о ближайшем будущем!

До автомобиля «полностью на водороде» в этом смысле еще, наверное, неблизко. Но водород применим на автомобиле как добавка к обыкновенному горючему — к бензину. Пределы воспламенения горючей смеси бензин — воздух очень узкие, а водородно-воздушная смесь воспламеняется в очень широких пределах — от 4 до 74% водорода (по весу). Поэтому скорости сгорания водородно-воздушной смеси в несколько раз выше; это улучшает рабочие характеристики двигателя, и расход бензина в условиях городской езды при добавке 5% водорода сокращается на 25—30%. Такова экономика...И одновременно снижается токсичность выхлопа!

### Автомобиль и водород

Ресурсы водорода беспредельны (природный газ, Мировой океан), продукт сгорания — окись водорода — полезнейшее, прекрасное вещество...

Первая самоочевидная проблема: как сделать, чтобы водородный автомобиль мог пройти без заправки не меньшее расстояние, чем обычный автомобиль. Вторая: как заставить существующие двигатели работать не на углеводородном топливе, а на чисто водородном.

### Баллоны не лучший вариант

Самый простой, но явно не лучший способ хранения и транспортировки водорода — баллонный. Стандартные баллоны рассчитаны на давление 150 атмосфер. При этом отношение массы водорода к массе баллона меньше 1%. Правда, специалисты из ФРГ полагают, что можно этот показатель увеличить до 3%, если вместо стальных баллонов применить сферические резервуары из очень прочных пластиков, армированных монокристаллическим графитовым волокном т.е. форсировали развитие криогенной техники получения и хранения жидкого водорода.

В последние годы появился и успешно развивается еще один перспективный способ хранения водорода. В его основе — способность некоторых металлов и сплавов сорбировать водород при охлаждении и выделять при нагревании. Эта способность есть, например, у титана. Гидрид титана принадлежит к числу так называемых твердых растворов водорода в металле.

Особенность таких соединений — отсутствие постоянного стехиометрического отношения металл — водород. Это отличает их от гидридов с прочными химическими связями (пример — гидрид калия  $KH$ ). В титане атомы водорода заполняют пустоты между атомами металла: При максимальном насыщении отношение числа атомов водорода к атомам металла достигает двух. Насыщение идет на холоде, с выделением тепла. При нагревании же гидрид титана теряет водород, атомная решетка возвращается к исходной структуре металлического титана. Такой процесс насыщения водородом при отводе тепла и выделения водорода при нагревании гидрида может повторяться неограниченное число раз.

А главное, плотность водорода в нем при максимальном насыщении вдвое больше плотности жидкого водорода. Шесть кубических метров газообразного водорода поглощаются титановым генератором, весящим всего 15—16 кг. При этом соотношение масс водорода и титана достигает 3%.

Выделение водорода из гидрида титана всерьез начинается при температуре больше 400, а завершается при 1000°C. Таких температур при работе обычного автомобильного двигателя достичь довольно трудно. Прошло еще десять лет, пока не появились доступные поглотители водорода, свободные от этого недостатка. Среди них сплав равных количеств титана и железа.

Подробное исследование его гидридов было выполнено в 1974 году. Выход тепла при образовании смешанного гидрида  $TiFeH_x$  (x и здесь не больше двух) в пять раз меньше, чем при образовании гидрида титана. Этот сплав хорошо поглощает водород при комнатной температуре, а выделяет его (до 70% поглощенного водорода!) уже при 80°C. Правда, из-за большой плотности и некоторых особенностей атомной структуры  $TiFeH_x$  этот сплав может поглотить меньше водорода, чем титан. Тем не менее смешанный гидрид железа и титана продолжают считать перспективным «хранилищем» водорода для водородных автомобилей.

### Проблемы и перспективы

Сегодня две основные помехи препятствуют быстрому прогрессу водородного автомобиля. Первая — это все еще относительно малое количество водорода, перевозимое на «борту» машины, вторая — высокая стоимость водородной энергии по сравнению с бензином. В описанной легковой машине при общем весе гидридного генератора 330 кг пробег до перезарядки генератора лишь немногим, превышал 50 км. По оценкам специалистов, энергия, запасаемая в стандартном баке, содержащем 65 литров бензина, эквивалентна энергии, запасенной в тонне гидрида  $TiFeH_2$ . Одна лошадиная сила, вырабатываемая двигателем на водороде, обходится в пять раз дороже лошадиной силы современного бензинового двигателя.

### Лекция 3 УСЛОВИЯ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ В ДВИГАТЕЛЕ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ РАБОЧИЙ ЦИКЛ. ПРОЦЕСС НАПОЛНЕНИЯ

**Литература:** 1.Абрамчук Ф.І.та ін. Автомобільні двигуни, 2005 р.  
2.Автомобильные двигатели. Под ред. М.С.Ховаха, 1977г.  
3.Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей, 2004г.

#### 1.1. УСЛОВИЯ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ В ДВИГАТЕЛЕ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ РАБОЧИЙ ЦИКЛ

Принцип работы теплового двигателя основан на осуществлении в его цилиндрах термодинамических рабочих циклов, близких по характеру протекания к рассмотренным ранее теоретическим циклам. Для совершения термодинамического цикла необходимо наличие следующих основных условий: 1) тепловой энергии; 2) газообразного рабочего тела, способного изменять свой объем; 3) замкнутой емкости изменяющегося объема, позволяющей газам расширяться для совершения механической работы. Кроме того, для совершения теоретических циклов требуется, чтобы соблюдались некоторые другие условия: подвод и отвод теплоты при постоянном объеме или давлении, отсутствие теплообмена со стенками, поддержание постоянной температуры газов при их сжатии или расширении. *Осуществление термодинамического цикла сопровождается непрерывным изменением термодинамических параметров рабочего тела: давления  $p$ , температуры  $T$ , объема  $V$ , т. е. изменением состояния рабочего тела. Эти изменения состояния рабочего тела называются процессами. Для преобразования теплоты в работу, кроме соблюдения основных условий, необходима определенная последовательность протекания термодинамических процессов: сжатие рабочего тела — подвод тепла — расширение — отвод тепла. Последовательно протекающая совокупность термодинамических процессов, в результате совершения которых рабочее тело переходит в свое первоначальное термодинамическое состояние, называется рабочим циклом теплового двигателя.*

Действительный рабочий цикл двигателя внутреннего сгорания отличается от теоретических, прежде всего тем, что в реальном двигателе невозможно выполнить те условия и ограничения, которые характеризуют теоретические циклы. *Так, в действительном цикле имеют место физические и химические изменения состава и объема рабочего тела, вызванные выгоранием его окислительного элемента (кислорода).* В связи с этим в каждом цикле необходима смена рабочего тела. Подвод теплоты осуществляется не извне, а в результате сгорания топлива в рабочем теле в самом цилиндре, причем этот процесс протекает не мгновенно, а имеет некоторую продолжительность, зависящую от ряда факторов. Все процессы в действительном цикле, в том числе сжатие и расширение, протекают при непрерывном теплообмене с окружающей средой, т. е. не адиабатно. Вследствие непрерывного изменения температуры рабочего тела теплоемкость его также изменяется. Процесс подвода тепла к рабочему телу практически совершается не при постоянных, а при изменяющихся объеме и давлении. Имеют место потери теплоты, связанные с преодолением аэродинамических сопротивлений движению рабочего тела. Все это свидетельствует о необратимости действительного рабочего цикла, а также о том, что он совершается с дополнительными, принципиально устранимыми потерями теплоты.

В действительном рабочем цикле необходимо осуществлять следующие процессы: наполнение цилиндра горячей смесью (или воздухом); сжатие, что повышает ее внутреннюю энергию и создает благоприятные термодинамические условия протекания последующих процессов; сгорание с выделением тепла; расширение продуктов сгорания, когда тепловая энергия преобразуется в работу; выпуск отработавших газов, при котором оставшееся тепло удаляется в окружающую среду и цилиндр подготавливается для совершения очередного цикла. Следовательно, в действительном цикле, кроме основных термодинамических процессов — сжатия, подвода тепла (сгорания) и расширения, должны осуществляться вспомогательные процессы газообмена — наполнение и выпуск. Для реализации процессов газообмена приходится использовать либо часть хода поршня при осуществлении основных процессов, либо дополнительные два хода поршня.

**Мощностные и экономические показатели работы двигателей в значительной мере зависят от организации и характера протекания рабочих циклов в целом и отдельных процессов цикла в частности.**

#### 1.2. ПРОЦЕСС НАПОЛНЕНИЯ

##### 1.2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В процессе наполнения цилиндры двигателя заполняются горячей смесью (или только воздухом—в дизелях).

Наполнение цилиндра свежим зарядом является хотя и вспомогательным, но очень важным процессом. *Чем больше масса свежего заряда, тем больше и мощность двигателя.* Наполнение четырехтактного двигателя включает три периода: **предварение выпуска, основной выпуск и запаздывание выпуска (дозарядка).**

**Предварение выпуска** начинается с момента открытия выпускного клапана (точка 1 на рис. 1.2.1), т.е. с опережением на угол  $10—30^\circ$  поворота коленчатого вала до прихода поршня в в. м. т. и заканчивается в в. м. т.

В этот период выпускной клапан только начинает подниматься, образуя узкую щель, сопротивление которой достаточно, чтобы через нее не мог вытечь из цилиндра значительный объем остаточных газов от предыдущего цикла. Этот период выпуска предусматривается в двигателе для того, чтобы подготовить быстрый подъем клапана, а значит, и быстрое увеличение проходного сечения к моменту начала опускания поршня после в. м. т.

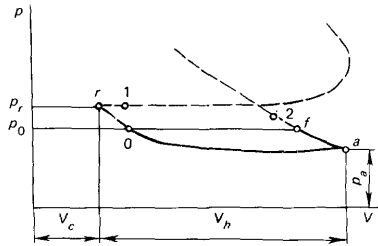
**Основной выпуск** осуществляется в период движения поршня от в. м. т. до н. м. т. такта наполнения. В этот период в цилиндр поступает  $85—90\%$  свежего заряда.

**Запаздывание выпуска** начинается с момента прохождения поршнем н. м. т. и оканчивается в момент закрытия выпускного клапана (точка 2), т. е. при повороте к. в. на  $40—80^\circ$  после н. м. т. Свежий заряд в этот период продолжает поступать в цилиндр либо за счет имеющегося в нем разрежения (до точки  $f$ ), либо за счет созданного в основной период скоростного напора во выпускном тракте, т. е. за счет собственной инерции (участок 1—2).

При малой частоте вращения коленчатого вала двигателя (например, при пуске) инерция движения свежего заряда во выпускном тракте незначительна, поэтому в период запаздывания выпуска может произойти обратный выброс свежего заряда из цилиндра. Таким образом, при разной частоте вращения коленчатого вала в период запаздывания выпуска имеет место либо только **дозарядка цилиндра**, либо дозарядка, переходящая на участке 1 — 2 в **обратный выброс**.

**Количество свежего заряда, поступающего в цилиндры двигателя в процессе наполнения, зависит от ряда факторов, основными из которых являются: аэродинамическое сопротивление систем выпуска и выпуска; подогрев свежего заряда в период наполнения; количество остаточных газов от предыдущего цикла и др.**





1.2.1. Диаграмма процесса наполнения четырехтактного двигателя

### 1.2.2. ДАВЛЕНИЕ В ПРОЦЕССЕ НАПОЛНЕНИЯ

К моменту начала наполнения в цилиндре двигателя остается некоторое количество отработавших газов предыдущего цикла (остаточные газы), которые занимают объем камеры сжатия  $V_c$  (в четырехтактных двигателях) и имеют увеличенные по сравнению с окружающей средой (точнее, по сравнению со свежим зарядом во впускном тракте) термодинамические параметры ( $p_c > p_0$ ;  $T_c > T_0$ ). При движении поршня от в.м.т. к н.м.т. в процессе наполнения остаточные газы расширяются до тех пор, пока их давление не станет равным атмосферному (точка  $o$  на рис. 1.2.1). Именно с этого момента при дальнейшем движении поршня к н.м.т. в цилиндр начнет поступать свежий заряд.

Разрежение в цилиндре двигателя, вызванное сопротивлением впускной системы,

$$\Delta p_a = p_0 - p_a, \text{ откуда } p_a = p_0 - \Delta p_a \quad (1)$$

где  $\Delta p_a$  — потери давления за счет сопротивления впускной системы,  $p_0$  — давление во впускном тракте;  $p_a$  — давление в цилиндре в конце наполнения.

С некоторым допущением значение  $\Delta p_a$  (МПа) можно определить из уравнения Бернулли по формуле

$$\Delta p_a = 10^{-6} (\beta^2 + \xi) (\omega^2 / 2) \rho, \quad (2)$$

где  $\beta$  — коэффициент затухания скорости движения свежего заряда;  $\xi$  — коэффициент сопротивления впускной системы;  $\omega$  — скорость движения свежего заряда в проходном сечении клапана, м/с;  $\rho$  — плотность свежего заряда на впуске, кг/м<sup>3</sup>.

Для существующих четырехтактных двигателей без наддува:

$$\beta^2 + \xi = 2,5 - 4,0, \quad \omega = 50 - 100 \text{ м/с},$$

$$\Delta p_a = (0,10 - 0,22) p_0.$$

Большие значения имеют карбюраторные и газовые двигатели, меньшие — дизели.

В четырехтактных с наддувом и двухтактных двигателях :

$$\Delta p_a = (0,05 - 0,10) p_k, \quad (3)$$

где  $p_k$  — давление наддува или продувки.

Давление в конце такта впуска у этих двигателей:  $p_a = p_k - \Delta p_a$ .

Поскольку масса поступившего в цилиндр свежего заряда пропорциональна его плотности, необходимо стремиться к увеличению  $p_a$ , для чего применяют наддув двигателя. Другим путем увеличения давления впуска является уменьшение сопротивления во впускной системе, т. е. уменьшение  $\Delta p_a$ . Это достигается как конструктивными приемами (уменьшением длины всасывающего тракта и количества его изгибов, увеличением площади проходного сечения впускного клапана, уменьшением шероховатости поверхности впускной системы, выбором эффективных фаз газораспределения), так и эксплуатационными (своевременной очисткой воздушных фильтров и карбюратора от загрязнений, впускных клапанов от нагара, поддержанием правильного зазора в приводе впускного клапана и пр.)

### 1.2.3. ТЕМПЕРАТУРА В ПРОЦЕССЕ НАПОЛНЕНИЯ

Температура смеси в процессе наполнения непрерывно повышается, являясь функцией количества теплоты, внесенной в цилиндр вместе со свежим зарядом, количества теплоты, полученной свежим зарядом в процессе наполнения от нагретых поверхностей цилиндра и камеры сгорания, и количества теплоты в остаточных газах.

В карбюраторных двигателях свежий заряд одновременно и теряет теплоту при испарении топлива и приобретает ее при соприкосновении с нагретыми поверхностями, но поскольку влияние второго фактора преобладает, температура свежего заряда в процессе наполнения повышается. Подогрев свежего заряда уменьшает его плотность, а следовательно, и массу поступившей в цилиндр горячей смеси (или воздуха).

Подогрев свежего заряда от температуры  $T_0$  до  $T_0 + \Delta T$  зависит от нагрузки, частоты вращения коленчатого вала и условий охлаждения. Так, увеличение нагрузки повышает температуру поверхностей поршня и цилиндра, увеличивая приток тепла к свежему заряду, а повышение частоты вращения уменьшает его вследствие сокращения времени контакта с нагретыми поверхностями.

Одновременно свежий заряд с температурой  $T_0 + \Delta T$  воспринимает часть теплоты отработавших газов, имеющих более высокую температуру. Подогрев при смешении свежего заряда с отработавшими газами зависит от их температуры и количества, характеризуемого безразмерным коэффициентом остаточных газов  $\gamma_r$ .

Очевидно, что  $\gamma_r$  растет с повышением давления остаточных газов и с увеличением объема камеры сжатия, т. е. с уменьшением  $\epsilon$ .

Обычно в четырехтактных карбюраторных двигателях  $\gamma_r = 0,06 - 0,12$ , в четырехтактных дизелях —  $0,03 - 0,06$ , в двухтактных карбюраторных двигателях с поперечно-целевой кривошипно-камерной продувкой —  $0,20 - 0,40$ , в двухтактных дизелях с прямооточной клапанно-целевой продувкой —  $0,02 - 0,06$ .

Температуру смеси в конце наполнения:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad (5)$$

По этой формуле можно определить температуру газов в конце такта наполнения как для четырехтактных, так и для двухтактных двигателей (для двухтактных и двигателей с наддувом в формулу вместо  $T_0$  следует подставлять  $T_k$  — температуру свежего заряда после нагнетателя).  $\Delta T$  — температура подогрева свежего заряда.

Из формулы видно, что  $T_a$  увеличивается с повышением  $\Delta T$ ,  $T_r$ , и  $\gamma_r$ .

Значения  $\Delta T$ ,  $T_r$ ,  $\gamma_r$  при проектировании нового двигателя выбираются по опытно-статистическим данным или по прототипу.

Для карбюраторных двигателей  $T_r = 900 - 1100 \text{ К}$ , для дизелей —  $700 - 900 \text{ К}$ .

Температура рабочей смеси в конце процесса наполнения для карбюраторных двигателей составляет  $T_a = 340 - 400 \text{ K}$ ; для четырехтактных дизелей —  $310 - 350 \text{ K}$ ; для двухтактных двигателей —  $330 - 380 \text{ K}$ .

#### 1.2.4. КОЭФФИЦИЕНТ НАПОЛНЕНИЯ

Действительная масса поступившего в цилиндр свежего заряда  $G_d$  всегда меньше теоретически возможной  $G_0$ . Под теоретически возможной понимается такая масса свежего заряда, которая могла бы заполнить рабочий объем цилиндра  $V_b$ , свободный от остаточных газов, при термодинамических условиях на впуске, т. е. при  $p_0$  и  $T_0$  — для четырехтактных двигателей без наддува и при  $p_k$  и  $T_k$  — для четырехтактных с наддувом и двухтактных двигателей.

Совершенство процесса наполнения оценивается коэффициентом наполнения, представляющим отношение действительной массы поступившего в цилиндр свежего заряда к теоретически возможной:

$$\eta_v = G_d / G_0, \text{ или } \eta_v = V_k / V_b \quad (6)$$

где  $V_k$  — объем, занимаемый поступившим в цилиндр свежим зарядом и приведенный к давлению  $p_k$  и температуре  $T_k$  на впуске.

Формула для определения коэффициента наполнения:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r} \quad (7)$$

Полученная формула справедлива для всех поршневых двигателей. Для четырехтактных двигателей без наддува в формулу подставляют  $P_k = P_0$  и  $T_k = T_0$ , для двухтактных — действительную степень сжатия.

Коэффициент наполнения увеличивается с повышением  $p_a$  и уменьшением  $p_r$ ,  $u_r$ ,  $\varepsilon$ ,  $\Delta T$ , причем основное влияние на него оказывает давление в конце впуска  $p_a$ . Так, изменение  $p_a$  на 10 % приводит к изменению  $\eta_v$  на 15%, а изменение  $p_r$  на 10 % — только на 1—2 %. Поэтому при эксплуатации двигателя следует стремиться, чтобы  $\Delta p_a$  было по возможности меньшим.

В карбюраторных двигателях, где изменение нагрузки (при постоянном скоростном режиме) достигается изменением положения дроссельной заслонки, коэффициент наполнения наибольший, когда дроссельная заслонка полностью открыта.

Прикрытые дросселя увеличивают сопротивление, а следовательно, уменьшают  $p_a$  и  $\eta_v$ .

Рост  $\Delta T$  понижает коэффициент наполнения вследствие уменьшения плотности свежего заряда.

Для более быстрого пуска дизеля при низкой температуре окружающей среды иногда специально подогревают воздух на впуске. При этом повышается температура заряда к концу процесса сжатия, что необходимо для самовоспламенения топлива.

В некоторых конструкциях карбюраторных двигателей предусматривается дополнительный подогрев горючей смеси во впускном трубопроводе. Это необходимо потому, что в карбюраторных двигателях в отличие от дизелей в впускном тракте происходит испарение топлива, т. е. подготовка его к сгоранию, и на это расходуется некоторая часть теплоты. *Однако чрезмерный подогрев свежего заряда на впуске приводит к неоправданному повышению  $\Delta T$  и снижению коэффициента наполнения.*

Кроме рассмотренных выше параметров, на  $\eta_v$  влияют: частота вращения коленчатого вала двигателя, фазы газораспределения и др. Так, если частота вращения коленчатого вала двигателя увеличивается, то  $\eta_v$  сначала повышается, а затем снижается. Это вызвано влиянием ряда факторов, связанных с изменением частоты вращения: длительности теплообмена между свежим зарядом и нагретыми стенками, повышения температуры стенок, изменения сопротивления во впускном и выпускном трактах и др.

Периодическое открытие и закрытие клапанов вызывает колебательное движение газов во впускной системе, что значительно повышает сопротивление их движению и, следовательно, изменяет  $\eta_v$ . Влияние этого фактора может быть значительно уменьшено подбором оптимальной длины трубопроводов и фаз газораспределения.

Коэффициент наполнения  $\eta_v$  в существующих автотракторных двигателях при номинальном режиме работы составляет для карбюраторных двигателей с верхним расположением клапанов — 0,75—0,85, для карбюраторных двигателей с нижним расположением клапанов — 0,7—0,75, для дизелей — 0,75—0,9

#### Различные факторы, влияющие на коэффициент наполнения:

Рассматривая выражение (7), видим, что на коэффициент наполнения влияют давление  $p_a$  и температура  $T_a$  в конце впуска, температура подогрева заряда  $\Delta T$ , коэффициент остаточных газов  $u_r$ , температура  $T_r$  и давление  $p_r$ , степень сжатия  $\varepsilon$ , коэффициенты дозарядки и очистки. В свою очередь, указанные величины зависят от ряда факторов и, кроме того, взаимосвязаны между собой. Поэтому наряду с анализом воздействия отдельных факторов на коэффициент  $\eta_v$ , целесообразно рассматривать совокупность их влияния на него в зависимости от режима работы двигателя.

**Степень сжатия.** Если другие параметры остаются неизменными, то при больших значениях  $\varepsilon$  коэффициент  $\eta_v$  будет выше. В действительности при увеличении  $\varepsilon$  меняются также и другие параметры (уменьшаются коэффициент и температура остаточных газов, усиливается подогрев заряда и др.). Кроме того, на величину  $\eta_v$  влияет качество продувки камеры сгорания. Можно показать аналитически, что при полной продувке камеры с увеличением  $\varepsilon$  коэффициент  $\eta_v$  уменьшается. В зависимости от того, какой из факторов оказывает большее влияние, ну с ростом  $\varepsilon$  может увеличиваться или уменьшаться. Экспериментальные исследования показывают, что степень сжатия не влияет заметно на  $\eta_v$ .

**Давление в конце впуска.** Давление  $p_a$  оказывает наибольшее влияние на коэффициент  $\eta_v$ . Из выражений (1) и (2) видно, что уменьшение давления  $\Delta p_a$  зависит от сопротивлений во впускной системе и пропорционально квадрату средней скорости движения заряда  $W_{en}$  в наименьшем сечении впускной системы. На величину  $\Delta p_a$  влияет также конструкция впускного тракта (расположение клапанов, наличие поворотов, местных сопротивлений и др.), качество обработки внутренней поверхности стенок впускной системы, положение дроссельной заслонки (у двигателей с внешним смесеобразованием) и скоростной режим.

На рис. 1.2.2 показана зависимость  $\eta_v$  от  $W_{en}$  в сечении впускных клапанов при наибольшем их подъеме и работе четырехтактного автомобильного двигателя на номинальном режиме. С увеличением скорости  $W_{en}$  коэффициент  $\eta_v$  уменьшается, что необходимо учитывать при конструировании впускной системы, когда имеется стремление повысить скорость движения заряда. В заштрихованной зоне ближе к верхней границе расположены значения  $\eta_v$ , характерные для дизелей, а к нижней — для карбюраторных двигателей.

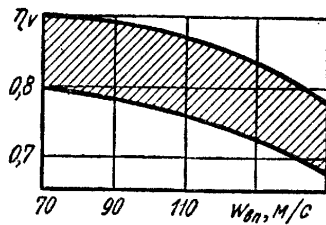


Рис. 1.2.2. Зависимость коэффициента  $\eta_v$  от максимальной скорости  $w_{ен}$

**Давление и температура на впуске.** Некоторое влияние на величину  $\eta_v$  оказывает давление заряда на впуске. При повышении  $p_k$ , когда давление на выпуске из компрессора не меняется, отношение  $p_a/p_k$  увеличивается, что приводит к росту  $\eta_v$ . В области значений  $p_k$ , применяемых в автотракторных четырехтактных двигателях (0,1—0,18 МПа), это увеличение составляет 1,5—3%.

Несколько больше давление  $p_k$  влияет на коэффициент наполнения в двухтактных двигателях. Для двигателя с клапанно-щелевой продувкой при  $n = 1600$  об/мин при повышении  $p_k$  от 0,13 до 0,19 МПа отношение  $p_a/p_k$  увеличивается от 0,88 до 0,93. Увеличение  $\eta_v$  при росте  $p_k$  является следствием относительного уменьшения гидравлических потерь, а также некоторого понижения температуры  $\Delta T$  из-за более интенсивного охлаждения теплопередающих поверхностей при продувке цилиндра.

С увеличением температуры  $T_k$  вследствие меньшей разности между температурами стенок и воздуха интенсивность теплообмена и величина  $\Delta T$  уменьшаются, а  $\eta_v$  возрастает. В карбюраторных двигателях при высокой температуре  $T_k$  большее количество теплоты, вносимой воздухом, расходуется также на подогрев и испарение топлива и перегрев его паров.

Необходимо иметь в виду, что увеличение  $\eta_v$  при большей температуре  $T_k$  не приводит к росту массового заряда  $G_{общ}$ , так как плотность заряда при этом уменьшается.

**Давление остаточных газов.** Давление  $p_z$  влияет на  $\eta_v$ . Более высокое давление  $p_z$  при неизменной температуре  $T_T$  соответствует наличию в цилиндре большего количества остаточных газов. В этом случае при движении поршня от в. м. т. на расширение остаточных газов затрачивается большая часть хода поршня и выпуск начинается позже, вследствие чего коэффициент  $\eta_v$  уменьшается.

Давление  $p_z$  оказывает в  $\epsilon$  раз меньшее влияние на  $\eta_v$ , чем давление конца впуска  $p_a$ . Оно зависит от условий организации выпуска и сопротивления выпускного тракта. Как и в системе впуска, сопротивление выпускной системы пропорционально квадрату скорости истечения газа в наименьшем проходном сечении и, следовательно, пропорционально квадрату частоты вращения коленчатого вала двигателя. Учитывая меньшее влияние  $p_z$  на  $\eta_v$  в некоторых конструкциях двигателей несколько уменьшают проходные сечения выпускных клапанов и соответственно увеличивают проходные сечения впускных клапанов, повышая тем самым  $\eta_v$ .

**Температура остаточных газов.** Из уравнения видно, что на коэффициент наполнения влияет произведение  $\varphi \gamma_{ост} T_T$ . При допущении равенства теплоемкостей остаточных газов и воздуха ( $\varphi = 1$ ) можно считать, что  $T_z$  не влияет на  $\eta_v$ , так как поступающая смесь расширяется от нагревания настолько, насколько остаточные газы сжимаются вследствие отдачи теплоты поступающей смеси или воздуху.

**Продувка.** Коэффициент  $\eta_v$  можно повысить продувкой камеры сгорания. В двухтактных двигателях продувка является обязательной частью процесса газообмена. Качество очистки двухтактного двигателя от отработавших газов из-за малого времени, отводимого на процесс, в большой степени зависит от правильной организации продувки. В двухтактных двигателях с прямоточной продувкой качество очистки цилиндра наиболее высокое, и  $\gamma_{ост}$  в них приближается к значениям, достигаемым в четырехтактных двигателях. Продувка в четырехтактных двигателях осуществляется в период перекрытия клапанов вблизи в. м. т. В двигателях, работающих с наддувом, где  $p_k > p_z$  всегда производят продувку. При полной продувке камеры сгорания, если  $\gamma_{ост} = 0$ , относительное увеличение коэффициента наполнения

$$\bar{\eta}_v = (\eta_v)_{\gamma_{ост}=0} / \eta_v = 1 + 1/[(\epsilon - 1) \eta_v].$$

**Подогрев заряда.** Влияние подогрева заряда на  $\eta_v$  выражено через величину  $\Delta T$ .

На рис. 1.2.3 приведена расчетная зависимость  $\eta_v$  от  $\Delta T$  для четырехтактного карбюраторного двигателя и дизеля при  $T_0 = 288$  К и  $P_0 = 0,1$  МПа. Из рисунка видно, что подогрев заряда заметно влияет на  $\eta_v$ .

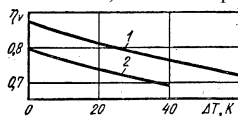


Рис. 1.2.3. Зависимость коэффициента  $\eta_v$  от температуры  $\Delta T$

1 — дизель ( $\epsilon = 17$ ,  $p_z = 0,12$  МПа,  $p_a = 0,088$  МПа); 2 — карбюраторный двигатель ( $\epsilon = 7$ ,  $p_z = 0,125$  МПа,  $p_a = 0,085$  МПа)

В двигателях с внешним смесеобразованием часть теплоты, вносимой с воздухом, расходуется на подогрев и испарение бензина. Однако чаще всего количество теплоты воздуха, которое используется для указанных целей, не может обеспечить полное испарение находящегося во впускном трубопроводе топлива. При низкой температуре окружающей среды возможно обледенение трубопровода. Поэтому при таком способе смесеобразования смесь дополнительно подогревают (газом или чаще водой из системы охлаждения) во впускных патрубках. Следует иметь в виду, что чрезмерный **подогрев впускной системы**, при котором к топливовоздушной смеси подводится больше теплоты, чем можно использовать для испарения топлива, **приводит к неоправданному повышению величины  $\Delta T$  и соответствующему снижению коэффициента  $\eta_v$  и массового заряда.**

В дизеле топливо вводится и испаряется в конце сжатия, поэтому подогревать воздушный заряд при впуске нецелесообразно, так как увеличивается  $\Delta T$  и соответственно уменьшается  $\eta_v$ . В дизеле всегда следует стремиться к **уменьшению подогрева заряда при впуске**. Размещение впускных и выпускных каналов в головке в диаметрально противоположных зонах, возможно большее охлаждение впускных каналов патрубков и их тепловая изоляция являются средствами, снижающими  $\Delta T$ . Во время пуска дизеля при низкой температуре окружающей среды в некоторых случаях специально подогревают воздух на входе во впускную систему. Этим достигается более высокая температура заряда к концу процесса сжатия, необходимая для воспламенения топлива.

**Наполнение двигателя при  $n = \text{const}$  и изменении нагрузки.** При уменьшении нагрузки карбюраторного двигателя и соответствующем перекрытии дроссельной заслонки гидравлические сопротивления возрастают, что приводит к изменению характера про-

теканя процесса газообмена. Зависимость давления  $p_a$  от положения дроссельной заслонки показана на рис. 1.2.4. При большом прикрытии дроссельной заслонки коэффициент остаточных газов  $\gamma_{ост}$  увеличивается. Подогрев заряда вследствие меньшей температуры поверхности при снижении нагрузки несколько уменьшается. Однако изменение  $\Delta T$  в данном случае незначительно. В результате совместного действия этих факторов с уменьшением нагрузки коэффициент  $\eta_v$  также снижается.

У четырехтактных дизелей во впускной системе отсутствует устройство, изменяющее количество подаваемого в цилиндр воздуха. Вследствие этого при  $n = const$  и изменении нагрузки гидравлические сопротивления во впускной системе не меняются. При увеличении нагрузки, что связано с подачей большего количества топлива, температура теплопередающей поверхности становится выше, подвод теплоты к свежему заряду и соответственно  $\Delta T$  увеличиваются и, несмотря на то, что гидравлические сопротивления не меняются, давление  $p_a$  несколько возрастает. В результате подогрева количество поступающего воздуха с повышением нагрузки снижается. Коэффициент  $U_{ост}$  от нагрузки почти не меняется. Совместное влияние всех факторов приводит к тому, что коэффициент наполнения в четырехтактном дизеле с возрастанием нагрузки уменьшается.

**Влияние изменения  $n$  на наполнение** четырехтактных двигателей. При изменении частоты вращения и работе двигателя с полной нагрузкой (по внешней скоростной характеристике) на качество наполнения влияют сопротивление во впускной системе, подогрев заряда и наличие остаточных газов. Вместе с тем большое влияние оказывают фазы газораспределения и волновые явления, возникающие в системах впуска и выпуска.

С увеличением частоты вращения сопротивление системы возрастает пропорционально ее квадрату, в результате чего  $\Delta p$  повышается, а давление  $p_a$  снижается. Температура подогрева заряда  $\Delta T$ , несмотря на увеличение средней температуры теплопередающей поверхности, уменьшается из-за сокращения времени теплообмена. Коэффициент остаточных газов  $U_{ост}$  несколько увеличивается. В результате этого с увеличением частоты вращения, если не учитывать влияния фаз газораспределения и утечки заряда через неплотности в кольцах и предположить, что  $\varphi_{оч} = \varphi_2 = 1$  коэффициент  $\eta_v$  будет снижаться.

Путем соответствующего выбора фаз впуска и выпуска удается получить соответствующие условиям эксплуатации зависимости количества поступившего заряда  $G_3$  и коэффициента наполнения  $\eta_v$  от  $n$ . С увеличением частоты вращения  $\eta_v$  растет, а затем после достижения максимального значения уменьшается. Ранее было показано, что для обеспечения лучшей очистки, наполнения цилиндра и дозарядки четырехтактного двигателя полезно расширять фазы впуска и выпуска. Фазы выбирают экспериментально с учетом достижения наибольшего коэффициента  $\eta_v$  на тех скоростных режимах, на которых необходимо получить максимальный крутящий момент газораспределения.

При уменьшении частоты вращения по сравнению с ее значением, при котором  $\eta_v$  максимальный,  $\eta_v$  снижается из-за несоответствия выбранных фаз данному скоростному режиму и утечки заряда в конце впуска (при движении поршня от н. м. т. к в. м. т.) обратно во впускную систему. При повышении частоты вращения по сравнению с ее значением, соответствующим максимальному  $\eta_v$ , коэффициент  $\eta_v$  уменьшается в результате увеличения сопротивления на впуске и влияния других приведенных выше факторов.

### 1.3. ТУРБОНАДДУВ

Среди известных способов наддува наиболее распространенным является турбонаддув с использованием энергии ОГ. Этот способ делает возможным достижение больших крутящего момента и мощности при относительно высоком КПД даже у двигателей с малым рабочим объемом.

Если еще несколько лет назад турбонаддув применялся, главным образом, для повышения такого показателя как отношение мощности двигателя к его весу, то в настоящее время он все чаще применяется для увеличения максимального крутящего момента на малых и средних оборотах коленчатого вала. Это относится, в частности, к системам, сочетающим турбонаддув с электронным регулированием давления наддува.

#### 1.3.1 КОНСТРУКЦИЯ И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ

К основным элементам турбокомпрессора, приводимого в действие отработавшими газами (рис. 1.3.1), относятся газовая турбина 3 и нагнетатель (компрессор) 1, рабочие колеса которых расположены на общем валу 2.

Горячие отработавшие газы 7 (рис. 2) действуют на лопатки газовой турбины 4, придавая ей быстрое вращательное движение (до 250 000 мин<sup>-1</sup>). Лопастные колеса турбины направляют ОГ к центру — на выход из турбины вдоль ее оси.

В компрессоре, вращающемся вместе с колесом турбины, происходит обратное. Свежий воздух 5 (рис. 2) поступает к центру компрессора вдоль его оси и нагнетается при движении к периферии.

Турбокомпрессор расположен непосредственно в потоке горячих ОГ и поэтому должен изготавливаться из термостойких материалов.

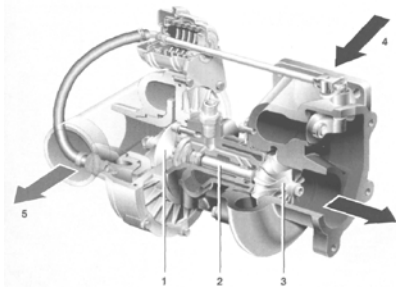


Рис. 1.3.1. 1.Рабочее колесо компрессора; 2.Вал; 3.Газовая турбина; 4.Вход потока ОГ; 5.Выход сжатого воздуха.

#### 1.3.2. ТИПЫ КОНСТРУКЦИИ КОМПРЕССОРОВ

Турбоагнетатель с обходным каналом, турбоагнетатель с изменяемой геометрией турбины, турбоагнетатель с управляющим золотником.

#### 1.3.3. ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ ТУРБОНАДДУВА

При сравнении безнаддувного и турбо-наддувного двигателей одинаковой мощности последний имеет сниженный вес, меньшие массу и размеры, а в рабочем диапазоне оборотов коленчатого вала — лучшую характеристику крутящего момента. По этой причине образуется более высокая выходная мощность при одинаковой частоте вращения.

Благодаря более оптимальной характеристике крутящего момента при полной нагрузке двигатель с турбонаддувом вырабатывает необходимую мощность уже на низких оборотах. На режиме частичной нагрузки дроссельная заслонка должна оставаться открытой. По этой причине условия работы двигателя перемещаются в диапазон со сниженными значениями потерь на трение и дросселирование. Таким образом снижается расход топлива, несмотря на то, что ДВС с турбонаддувом характеризуется несколько худшим КПД из-за снижения степени сжатия двигателя.

К недостаткам двигателя с турбонаддувом следует отнести низкий крутящий момент при очень низких оборотах коленчатого вала. Энергии, содержащейся в ОГ в этом диапазоне частот вращения, для привода турбины не хватает. На неустановившемся режиме работы двигателя характеристика крутящего момента хуже и на средних оборотах, чем у двигателя без наддува. Причину следует искать в том, что поступление потока ОГ происходит с задержкой. Задержка в работе турбонагнетателя возникает при ускорении с малых значений частоты вращения.

Эту задержку можно компенсировать использованием динамического наддува, обеспечивающего оптимальную работу турбокомпрессора при ускорении. Другими вариантами может быть использование дополнительного электродвигателя для привода турбокомпрессора или дополнительного компрессора с электроприводом. Они ускоряют вращение рабочего колеса компрессора или поток воздуха независимо от потока ОГ и предотвращают возникновение указанной задержки.

## Лекция № 4 ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

- Литература:** 1.Абрамчук Ф.І.та ін. Автомобільні двигуни, 2005 р.  
2.Автомобильные двигатели. Под ред. М.С.Ховаха, 1977г.  
3.Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей, 2004г.

### 1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В процессе сжатия повышаются температура и давление смеси. Значения этих параметров в конце процесса зависят главным образом от термодинамических параметров среды в начале сжатия, степени сжатия и характера теплообмена. Более высоким степеням сжатия и термодинамическим параметрам конца процесса сжатия соответствуют большие степени расширения и лучшее теплоиспользование.

Сжатие рабочей смеси создает благоприятные условия для протекания процесса сгорания вследствие повышения к моменту воспламенения смеси ее температуры и давления и сосредоточения смеси в небольшом компактном объеме. В зависимости от типа смесеобразования и способа воспламенения требования к степени сжатия и значениям конечных параметров различны.

В двигателях с искровым зажиганием, работающих на жидком топливе, при сжатии продолжаются испарение топлива и перемешивание его паров с воздухом. Пределы значений температуры и давления конца сжатия лимитируются условиями возникновения детонации. При наличии в камере сгорания чрезмерно перегретых деталей или отложений нагара может возникнуть преждевременное воспламенение смеси.

В дизелях процесс смесеобразования происходит в камере сгорания при положении поршня вблизи в. м. т. и большей частью одновременно с горением топлива. Требования к процессу сжатия в данном случае обусловлены необходимостью получения к моменту впрыска топлива достаточно высокой температуры, обеспечивающей воспламенение части испарившегося топлива без постороннего источника зажигания. Это условие должно выполняться при всех возможных эксплуатационных режимах и в случае использования топлив с различным фракционным составом (многотопливные дизели).

В начальный период процесса сжатия температура смеси (воздуха) ниже температуры поверхностей, ограничивающих внутрицилиндровый объем, поэтому температура заряда повышается как в результате сжатия, так и вследствие подвода теплоты от стенок. В некоторый момент средние температуры заряда и стенок становятся одинаковыми и при дальнейшем движении поршня вплоть до конца процесса сжатия теплота отводится от заряда в стенки.

Примерный характер протекания процесса сжатия показан на рис. 1.1, *a* и *б*. В момент закрытия впускных органов давление и температура заряда равны  $p_a'$  и  $T_a'$ . При адиабатном сжатии ( $\kappa = 1,41 = \text{const}$ ) давление и температура конца сжатия были бы  $p_c$  и  $T_{c\kappa}$ . Среднее значение температуры теплопередающих поверхностей  $T_{ст.ср}$  показано на графике штриховой линией. Вследствие разности  $T_{ст.ср} - T$  в начальный период сжатия процесс протекает по политропе с переменным показателем  $n' > \kappa$ . От точки *r* (где  $T = T_{ст.ср}$ ) сжатие происходит с переменным показателем  $n'' < \kappa$ . На теплообмен во втором периоде влияет увеличивающаяся при сжатии разность  $T - T_{ст.ср}$  и одновременно уменьшение площади теплопередающей поверхности. В результате температура  $T_c$  и давление  $p_c$  в конце сжатия будут отличаться от значений, соответствующих адиабатному процессу сжатия.

На рис. 1.1, *a* приведена кривая (штриховая) изменения давления с показателем политропы  $n = 1,33$ , при котором давление и температура конца процесса примерно такие же, как и для случая с переменным показателем.

Рассмотренные условия протекания процесса сжатия характерны для поршневых двигателей всех типов. В двигателе с искровым зажиганием в начальной стадии процесса часть полученной зарядом от стенок теплоты затрачивается на испарение бензина. Теплоемкость смеси выше, чем в дизеле, из-за наличия в ней паров бензина и несколько большего количества остаточных газов. В результате осредненное значение показателя адиабаты для такой смеси в том же интервале температур получается ниже, чем для дизелей.

Из-за меньшей степени сжатия в двигателе с искровым зажиганием температура и давление в конце процесса сжатия ниже, чем в дизеле, что влияет на характер теплообмена во второй стадии процесса, когда  $n'' < \kappa$ .

В дизеле с момента начала впрыска топлива (точка *l*) вследствие затраты теплоты на его испарение в период задержки воспламенения при одновременном сжатии заряда давление и температура повышаются в меньшей степени, чем при сжатии без впрыска топлива. На рис. 1.1, *б* показан характер изменения параметров конца сжатия при отсутствии (штриховые линии) и наличии (сплошные) впрыска и начала сгорания топлива в дизеле.

Независимо от типа двигателя процесс сгорания, при котором начинается резкое увеличение температуры и давления, происходит за несколько градусов до в. м. т. (см. лекцию 3), что учитывается при построении индикаторной диаграммы соответствующим скруглением этого участка на основании экспериментальных данных по аналогичным двигателям.

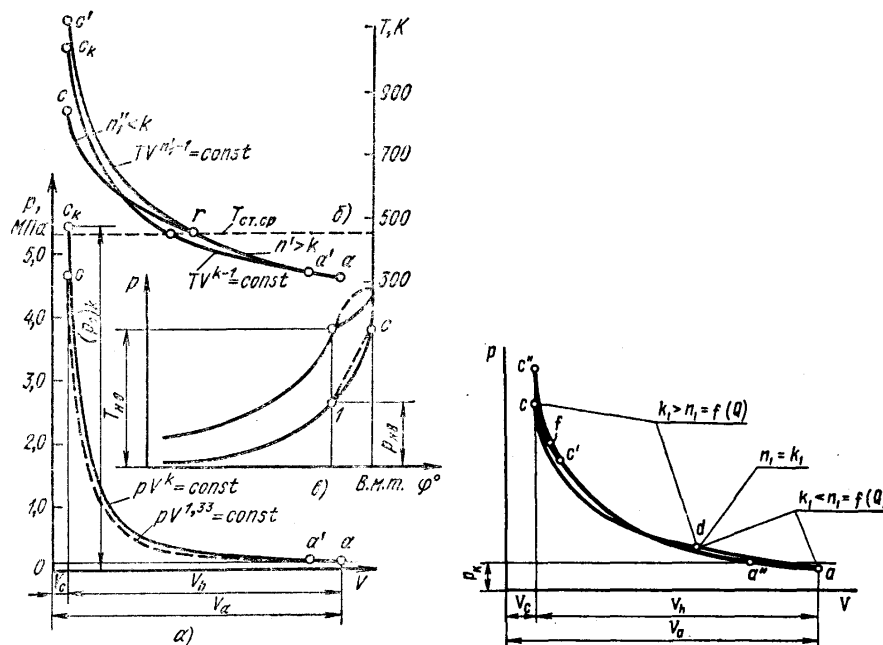


Рис.1.1. Характеристика процесса сжатия (при  $T_a = 320$  К,  $p = 0,1$  МПа;  $n'_1 = 1,5$ ;  $n''_1 = 1,28$ ;  $n_1 = 1,33$ ;  $T_{cr-cp} = 460$  К)

## 1.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ В КОНЦЕ СЖАТИЯ

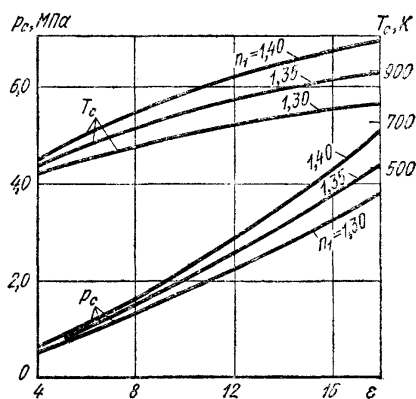


Рис. 1.2. Зависимости давления  $p_c$  и температуры  $T_c$  от  $\epsilon$  при различных значениях  $n_1$

Аналитически определить параметры в конце сжатия с учетом переменного показателя политропы затруднительно.

Принято температуру и давление в конце сжатия подсчитывать по среднему, постоянному для всего процесса, значению показателя политропы. Принимая, что начало сжатия совпадает с н. м. т., получаем:

$$P_c = p_a \epsilon^{n_1} \quad (1)$$

$$T_c = T_a \epsilon^{n_1 - 1} \quad (2)$$

На рис. 1.2. приведены значения  $p_c$  и  $T_c$  подсчитанные по формулам (1) и (2) для трех значений  $n_1$  при  $p_a = 0,09$  МПа и  $T_a = 323$  К.

Как видно, при изменении показателя  $n_1$  в указанных пределах существенно меняются значения  $p_c$  и  $T_c$ . Вследствие этого значения  $n_1$  следует выбирать, основываясь на имеющихся экспериментальных данных по двигателям, сходным с рассчитываемым по размерам цилиндров, быстроходности и конструктивным параметрам. Указанный характер теплообмена и его кратковременность приводят к тому, что суммарная величина теплообмена в быстроходных двигателях (особенно с искровым зажиганием) незначительна, она составляет примерно 1,0—1,5% теплоты, вносимой с топливом. Поэтому при отсутствии точных данных о величине  $n_1$ , ее можно определять по среднему показателю адиабаты по формулам

$$k_{cp} = 1 + \frac{8314}{\mu c_v \frac{T_c}{T_a}} \quad (3)$$

или

$$k_{cp} = 1 + \frac{\lg \frac{T_c}{T_a}}{\lg \epsilon},$$

где  $\mu c_v^1$  — средняя молярная теплоемкость смеси, участвующей в процессе сжатия кДж/(кмоль\*°С);  $T_c$  — температура в конце адиабатного сжатия, К.

Это допустимо, так как в большинстве случаев  $n_1 = k_{cp}^{+0,02}_{-0,04}$

## 1.3. ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

Условия теплообмена в процессе сжатия определяются:

- 1) разностью между температурами смеси и теплопередающими поверхностями;
- 2) относительной площадью теплопередающей поверхности, т. е. отношением площади теплопередающей поверхности  $F_{пов}$  к рабочему объему цилиндра  $V_h$ ;
- 3) количеством смеси, находящейся в цилиндре в процессе сжатия;
- 4) временем, в течение которого происходит теплообмен;
- 5) коэффициентом теплоотдачи от газов к поверхностям, зависящим от скорости движения смеси;
- 6) количеством бензина, испаряющегося в процессе сжатия (в бензиновых двигателях).

Конечные параметры конца сжатия зависят также от начальных значений  $p_a$  и  $T_a$  и от утечек смеси через неплотности в поршневых кольцах.

При низкой температуре теплопередающих поверхностей (например, при пуске двигателя после длительной стоянки в холодном помещении или на улице в зимнее время) теплота от заряда отводится в охлаждающую среду особенно интенсивно. При пуске холодного двигателя, когда частота вращения коленчатого вала мала и кольца недостаточно плотно прилегают к зеркалу цилиндра, а время, в течение которого происходит сжатие, сравнительно велико, возникают заметные утечки заряда через неплотности в кольцах. В этом случае средний показатель политропы  $n_x$  будет низкий, что приводит к понижению  $p_c$  и  $T_c$ .

На показатель  $n_I$  влияет система охлаждения. При воздушном охлаждении температура теплопередающей поверхности гильзы и головки блока цилиндров во время работы двигателя выше, вследствие чего теплоты от заряда отводится меньше и  $n_I$  имеет более высокие значения. В случае жидкостного охлаждения интенсивность теплообмена в основном зависит от температуры охлаждающей жидкости. При низкой температуре охлаждающей жидкости и соответственно теплопередающих поверхностей теплота от заряда отводится интенсивнее и  $n_I$  будет ниже.

Применение алюминевых поршней и головок блока цилиндра увеличивает отвод теплоты и  $n_I$  имеет более низкие значения из-за повышенной теплопроводности алюминия по сравнению с чугуном. Для уменьшения отвода теплоты и получения более высоких значений  $n_I$  необходимо, чтобы отношение  $F_{пов}/V_h$  было по возможности меньше. Его значение зависит от рабочего объема  $V_h$  (при большом  $V_h$  отношение  $F_{пов}/V_h = \text{const}/D$  уменьшается), отношения  $S/D$ , формы и типа камеры сгорания (наименьшая относительная теплопередающая поверхность будет у сферической камеры, наибольшая — у разделенной камеры сгорания). С увеличением степени сжатия  $\epsilon$  относительная площадь теплопередающей поверхности уменьшается, а температура сжимаемой смеси повышается. В результате суммарного влияния всех факторов на процесс теплообмена показатель политропы не зависит от  $\epsilon$  или незначительно увеличивается с ее ростом.

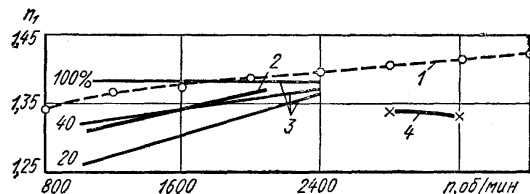


Рис. 1.3. Зависимость среднего показателя политропы сжатия  $n_I$  от частоты вращения:

1 — быстроходный короткоходный дизель; 2 — дизель ЯМЗ-238; 3 — карбюраторный двигатель при различных открытиях дроссельной заслонки; 4 — ЗИЛ-130

Большое влияние на теплообмен оказывает количество поступившего в цилиндр заряда  $G_3$ . При большом отношении  $G_3/F_{пов}$  относительные тепловые потери уменьшаются и показатель политропы увеличивается. В двигателях с искровым зажиганием и количественным регулированием наименьшее отношение  $G_3/F_{пов}$  наблюдается при работе на холостом ходу. По мере возрастания нагрузки (большее открытие дроссельной заслонки) отношение  $G_3/F_{пов}$  увеличивается, в результате относительные тепловые потери снижаются и  $n_I$  повышается. Этому способствует также рост температуры теплопередающих поверхностей.

В дизелях, где применяется качественное регулирование, с увеличением нагрузки отношение  $G_3/F_{пов}$  несколько уменьшается из-за некоторого снижения количества поступающего заряда. Одновременно при возрастании нагрузки повышается температура некоторых (неохлаждаемых или малоохлаждаемых) теплопередающих поверхностей (днище поршня, головка выпускного клапана). В результате этого характер теплообмена в дизеле с увеличением нагрузки почти не изменяется и  $n_I$  практически остается постоянным или незначительно повышается.

Существенное влияние на теплообмен в процессе сжатия оказывает наддув. При увеличении давления наддува  $p_k$  отношение  $G_3/F_{пов}$  растет и соответственно снижаются относительные тепловые потери. В результате этого с увеличением наддува  $n$  возрастает.

На показатель политропы и параметры конца сжатия в значительной степени влияет изменение скоростного режима двигателя. При увеличении частоты вращения сокращается время теплообмена смеси с теплопередающими поверхностями. Одновременно в связи с повышением температур поверхностей интенсивность теплообмена при  $T > T_{ст. ср}$  уменьшается. В результате этого с ростом частоты вращения показатель политропы сжатия в большинстве случаев повышается.

На рис. 1.3. приведены зависимости среднего показателя политропы сжатия от частоты вращения. У карбюраторного двигателя зависимость  $n_I = f(n)$  выявляется лишь при работе на частичных нагрузках. При полном открытии дроссельной заслонки показатель  $n_I$  не меняется, что свидетельствует о сложном характере теплообмена у двигателя данного типа при уменьшении  $n$ . Данные по исследованию дизелей показывают, что  $n_I$  увеличивается с ростом частоты вращения.

#### 1.4. ДВИЖЕНИЕ СМЕСИ В ПРОЦЕССЕ СЖАТИЯ

Для эффективного протекания процесса сгорания необходимо, чтобы к концу сжатия в камере сгорания имелось организованное движение смеси. Скорость и направление движения смеси зависят от системы впуска, частоты вращения коленчатого вала и типа камеры сгорания.

Во всех камерах сгорания движение смеси, организованное при впуске, в той или иной мере сохраняется и при сжатии. Однако этого иногда недостаточно для эффективного развития процесса сгорания. Дополнительным источником интенсификации движения смеси в неразделенных и полуразделенных камерах является вытеснитель. Вблизи в. м. т., когда зазор между вытеснителем и плоскостью головки становится небольшим, смесь из объема над вытеснителем втекает в камеру сгорания с большой скоростью. Скорость движения заряда достигает максимума примерно за  $10^\circ$  до в. м. т. При положении поршня в в. м. т. скорость имеет конечное значение. В двигателях с разделенной камерой сгорания необходимая скорость движения смеси достигается при ее перетекании в процессе сжатия из основной камеры сгорания во вспомогательную.

На рис. 1.4. показано изменение преимущественно тангенциальной скорости движения смеси в процессе сжатия в зависимости от угла  $\varphi$  в плоской камере сгорания карбюраторного двигателя, не имеющей вытеснителя. При  $\epsilon$ , равной 6 и 12, и  $n = 900$  об/мин смесь вблизи в. м. т. движется со скоростью примерно 3 м/с. Опыт показал наличие пульсаций скорости.

В дизеле с полуразделенной камерой сгорания при организованном движении смеси в процессе впуска направление ее движения при сжатии не изменяется. Скорость движения повышается при приближении поршня к в. м. т. в результате вытеснения смеси из объема над вытеснителем. При  $n = 2100$  об/мин скорость у кромки камеры вблизи в. м. т.  $\omega_{\text{ц}} = 15 - 20$  м/с (рис. 1.5.). Измерения, проведенные на различных радиусах камеры сгорания показали (рис. 1.5, б), что к ее центру скорость снижается и тангенциальная составляющая равна нулю, что характерно для вращения твердого тела.

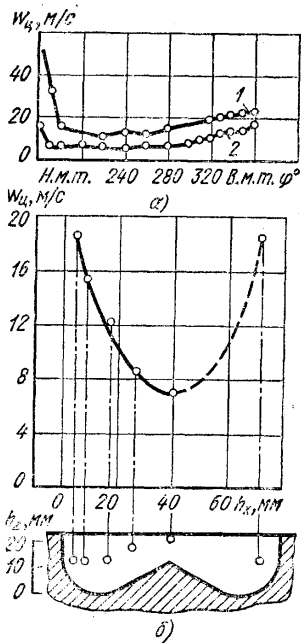


Рис. 1.4. Изменение скорости  $\omega_{\text{ц}}$  смеси при сжатии в карбюраторном двигателе с плоской камерой сгорания:

1 —  $\epsilon = 6$ ; 2 —  $\epsilon = 12$

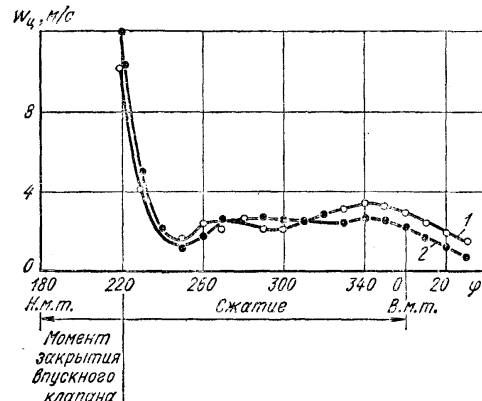


Рис. 1.5. Изменение скорости  $\omega_{\text{ц}}$  в процессе сжатия в четырехтактном дизеле с полуразделенной камерой сгорания (надпоршневой зазор  $h = 1$  мм):

а — по углу  $\varphi$ ; б — по сечению камеры сгорания при положении поршня в в. м. т. ( $n = 1700$  об/мин); 1 —  $n = 2100$  об/мин; 2 —  $n = 900$  об/мин

В двигателях с разделенными камерами сгорания скорость втекания заряда во вспомогательную камеру существенно выше, чем в однополостных или полуразделенных камерах сгорания.

#### 1.1. Параметры процесса сжатия автотракторных двигателей

Параметры	Бензиновые и газовые двигатели	Быстроходные дизели без наддува
Степень сжатия $\epsilon$	6—9* (11)	15—22
Средний показатель политропы сжатия $n_1$	1,3—1,37	1,32—1,4
Давление конца сжатия $p_c$ , МПа	0,9—1,5	3,5—5,5
Температура конца сжатия $T_c$ , К	550—750	700—900

Сжатие в разделенных камерах сгорания сопровождается дополнительными гидравлическими потерями. Расчет процесса сжатия в двигателях с разделенными камерами сгорания усложняется дросселированием смеси при ее перетекании и наличии дополнительной теплопередающей поверхности (вспомогательная камера), имеющей более высокую температуру. Методы расчета процесса сжатия с применением ЭВМ позволяют определить давление в обеих полостях камеры и скорость втекания заряда во вспомогательную камеру.

В табл. 1.1 приведены параметры процесса сжатия автотракторных двигателей.