МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО
ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

Ю. Л. КОВЫЛОВ

ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ И МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ДВС

Рекомендовано редакционно-издательским советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева (национальный исследовательский университет)» в качестве учебника для студентов, обучающихся по образовательным программам высшего профессионального образования по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» и по направлению подготовки бакалавров «Энергетическое машиностроение»

САМАРА
Издательство СГАУ
2013

УДК 621.431(075)
ББК 31.365я7
К 569

Рецензенты: зав. каф. ТДЛА СГАУ д-р техн. наук, проф. В. Н. Матвеев; доц. каф. ТиЭС СГТУ канд. техн. наук, Л. П. Шелудько

Ковылов Ю. Л.

К 569 **Теория рабочих процессов и моделирование процессов ДВС:** учеб. / Ю. Л. Ковылов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2013. – 416 с.: ил.

ISBN 978-5-7883-0940-8

В данном учебнике представлены основные сведения, понятия и определения, необходимые для дальнейшего изучения других разделов специальности.

В книге отражены термодинамические основы работы ДВС, его характеристики. Представлены режимы работы, основы процессов регулирования и форсирования поршневых ДВС. Приведена разработка математической модели двигателя, предназначенная для расчётов при проектировании нового варианта.

Также рассмотрены особенности работы ДВС нетрадиционных схем (роторно-поршневые, бесшатунные ДВС и др.).

Учебник предназначен для студентов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» и «Энергетическое машиностроение».

ISBN 978-5-7883-0940-8

© Самарский государственный аэрокосмический университет, 2013

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 7
1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ 9
1.1. Двигатель транспортного средства 9
1.2. Поршневой двигатель внутреннего сгорания 15
2. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ ДВС 26
2.1 Условия и параметры, используемые при сравнении термодинамических циклов q_{1V}, q_{1P} и q_{1VP} 29
2.2. Работа термодинамического цикла 35
2.3. Зависимость работы цикла от основных проектных переменных 38
2.5. Зависимость КПД термодинамического цикла со смешанным подводом тепла от параметров цикла 48
3. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ ДВС. РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ. ИХ АНАЛИЗ И РАСЧЁТ 50
3.1. Действительный термодинамический цикл реального двигателя 50
3.1.1. Индикаторная диаграмма 52
3.1.2. Процессы, составляющие индикаторную диаграмму 54
3.1.3. Индикаторные диаграммы различных вариантов ДВС 61
3.1.3.1. Индикаторная диаграмма двухтактного ДВС 62
3.1.3.2. Индикаторная диаграмма ДВС с наддувом 65
3.1.4. Отличия действительного рабочего цикла ДВС от идеального 68
3.1.5. Задачи расчёта индикаторной диаграммы 70
3.2. Анализ и расчёт рабочих процессов 72
3.2.1. Процесс наполнения 73
3.2.1.1. Факторы, влияющие на величину коэффициента наполнения 75
3.2.1.2. Анализ факторов, влияющих на величину коэффициента наполнения 80
3.2.1.3. Расчёт процесса наполнения 105
3.2.1.4. Расчётные формулы для коэффициентов наполнения и остаточных газов 109
3.2.1.5. Особенности процессов газообмена двухтактных двигателей 112
3.2.2. Процесс сжатия 120
3.2.3. Процесс горения 127
3.2.3.1. Общие сведения 127
3.2.3.2. Диаграмма энергия – время 130

3.2.3.3. Горючее и окислитель 134
3.2.3.4. Состав топливовоздушной смеси 139
3.2.3.5. Нормальное горение 142
3.2.3.6. Влияние конструктивных факторов на протекание процесса горения 150
3.2.3.7. Детонация 153
3.2.3.8. Расчёт процесса горения 158
3.2.4. Процесс расширения рабочего тела. 167
3.2.5. Процесс выпуска 171
3.2.6. Расчётная индикаторная диаграмма 176
4. ПАРАМЕТРЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ РАБОТУ ДВС 180
4.1. Индикаторные параметры 180
4.1.1. Влияние различных факторов на индикаторные параметры ДВС 185
4.1.1.1. Влияние различных факторов на индикаторный КПД 185
4.1.1.2. Влияние различных факторов на среднее индикаторное давление 193
4.1.2. Расчёт удельных индикаторных параметров 198
4.2. Эффективные показатели работы ДВС 201
4.2.1. Механические потери в ДВС 202
4.2.2. Влияние условий работы ДВС на механические потери 205
4.2.3. Методы экспериментального определения $N_м$ 208
4.2.4. Расчёт механических потерь и эффективных показателей 213
4.2.5. Определение основных размеров ДВС 219
5. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВС. 221
5.1 . Регулировочные характеристики ДВС 222
5.1.1. Регулировочная характеристика по составу ТВС 222
5.1.2. Регулировочная характеристика по углу опережения зажигания 229
5.2. Эксплуатационные характеристики ДВС 233
5.2.1. Внешняя скоростная характеристика 234
5.2.2. Нагрузочная характеристика 241
5.2.3. Винтовая (дроссельная) характеристика 245
5.2.4. Высотная характеристика авиационного ДВС 249
5.2.5. Многопараметровая характеристика 252
5.3. Расчёт внешней скоростной характеристики 253
6. УСТОЙЧИВОСТЬ РЕЖИМА РАБОТЫ И РЕГУЛИРОВАНИЕ ДВС. 257
6.1 Устойчивость режима работы ДВС. 257

6.2. Количественное и качественное регулирование режимов работы ДВС 262
6.2.1. Изменение цикловой подачи топлива дроссельной заслонкой. 263
6.2.2. Изменение цикловой подачи топлива золотником 267
6.2.3. Сравнение количественного и качественного регулирования ДВС 270
6.3. Устойчивость режимов работы ДсИЗ и дизелей 275
6.4. Автоматические регуляторы частоты вращения вала дизелей. 280
6.4.1. Регуляторные ветки скоростных характеристик дизелей 281
6.4.2. Всережимный регулятор 283
6.4.3. Двухрежимный регулятор. 285
7. ФОРСИРОВАНИЕ ПОРШНЕВЫХ ДВС 288
7.1. Задачи и способы форсирования ДВС 288
7.2. Анализ возможных способов форсирования ДВС. 291
7.3. Преимущества и недостатки двухтактных ДВС 296
7.4. Наддув поршневых двигателей. 303
7.4.1. Общие сведения 303
7.4.2. Реализация наддува без нагнетателя 307
7.4.2.1. Скоростной наддув 307
7.4.2.2. Инерционный наддув 308
7.4.2.3. Компрекс (волновой обменник давления) 312
7.4.3. Наддув с помощью нагнетателей 315
8. КОМБИНИРОВАННЫЕ ДВС 322
8.1. Утилизация части тепла q_2 цикла q_{1VP} в процессе продолженного расширения 324
8.2. Обобщённый термодинамический цикл комбинированного двигателя 327
8.3. Термический КПД обобщённого термодинамического цикла комбинированного двигателя 334
8.4. Анализ зависимости термического КПД комбинированного ДВС от параметров агрегатов наддува 339
8.5. Среднее индикаторное давление обобщённого цикла комбинированного ДВС 344
8.6. Среднее давление механических потерь в комбинированном ДВС 348
8.7. Совместная работа узлов комбинированного ДВС 350
8.7.1. Совместная работа компрессора и турбины в составе комби-ДВС 350

8.7.2. Универсальные характеристики узлов турбокомпрессора..356
8.7.2.1. Универсальная характеристика компрессора 357
8.7.2.2. Универсальная характеристика турбины 360
8.7.3. Согласование характеристик турбокомпрессора
с характеристикой поршневого двигателя 362
9. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДВС И ЕГО МАТЕМАТИЧЕСКАЯ
МОДЕЛЬ.....367
9.1. Содержание и место проектных работ в процессе создания
и эксплуатации двигателя 367
9.1.1. Начальный этап проектирования 369
9.2. Современный метод решения проектных задач. 372
9.3. Метод согласования параметров двигателя и ТС
(на примере ЛА).....374
9.4. Структура ММ изучаемого объекта. Анализ, синтез,
оптимизация. 379
9.4.1. Иерархическая структура изучаемого объекта и его ММ 381
9.4.2. Анализ, синтез, оптимизация проектируемого объекта.....388
Библиографический список 392
ПРИЛОЖЕНИЯ 396

ВВЕДЕНИЕ

Теория двигателей внутреннего сгорания (ДВС) изложена в ряде известных учебников [1,4,5 и др.], созданных коллективами учёных и преподавателей ведущих научных школ России в этой области техники. Естественно, возникает вопрос: "Зачем нужен ещё один, да к тому же очень урезанный по содержанию излагаемого материала?"

Дело в том, что обычно учебники пишут в таком стиле, когда аннотацию можно закончить словами "Учебник предназначен для студентов, обучающихся по специальности "ДВС", но может представлять интерес и для специалистов, работающих в данной отрасли, и использоваться ими при создании и исследовании новых объектов". В результате содержание таких книг насыщено большим количеством результатов исследований авторов, что несколько отвлекает читателя от изучения материала с позиций учебного процесса. Кроме того, всем современным преподавателям известно, что "нынешний студент" не очень-то любит заглядывать в книги и, в частности, в учебники. Он, этот студент, выросший в Интернете, прямо нужно сказать – читать книги не любит. А для обучения это необходимо. Как быть?

По мнению кафедры "Теплотехника и тепловые двигатели" Самарского аэрокосмического университета (СГАУ) в учебном процессе по специальности "ДВС" необходим некоторый учебник, излагающий только самый основной и необходимый для дальнейшего изучения других разделов специальности материал. Причём учебник, предназначенный только для учебного процесса. Это издание предполагается, конечно, не взамен существующим классическим учебникам, а как бы в дополнение как первая ступень в изучении данного раздела техники.

Некоторые замечания по структуре и стилю изложения. В отличие от классических изданий, где излагается именно теория рабочих процессов ДВС, и не только это, в предлагаемой книге теория связана с её предназначением – разработкой на основе теории математической модели двигателя, которая, в свою очередь, предназначена для расчётов при проектировании нового варианта, либо при более глубоком исследовании уже созданных двигателей. В последовательности рассказа всё время подразумевается как бы "сверхзадача" – "Что нужно знать, чтобы суметь спроектировать новый вариант ДВС?"

В связи с изложенными выше замечаниями форма преподнесения материала выбрана как стенограмма (почти стенограмма) лекции, которые читал автор на протяжении более 15 лет в стенах СГАУ. Смеем предположить, что изучение теории ДВС в таком изложении будет более живым и заинтересованным (может быть, студенты даже начнут

читать учебники). Конечно, невозможно утверждать, что предлагаемый вариант "Основ теории ДВС" является наиболее оптимальным и единственно возможным. Разумеется, если сама идея создания такой первой ступени учебной литературы найдёт поддержку у студентов и преподавателей, будут разрабатываться новые структуры содержания материала и новые способы его донесения до умов будущих специалистов в области ДВС.

В связи с ограниченностью объёма дисциплины в учебных планах вузов в структуру учебника не вошли: история развития ДВС (некоторые сведения их истории разбросаны по тексту), а также особенности работы ДВС нетрадиционных схем (роторно-поршневые, бесшатунные ДВС и др.). Предполагается, что, изучив основы, заинтересованный студент уже сам, с помощью известных учебников (и не только), сможет разобраться с какой-либо "экзотикой" или начать создавать математическую модель ДВС всё более и более высокого уровня.

В тексте некоторые слова выделены *курсивом* или даже ***жирным курсивом***. Прошу читателя представить, что в этом месте желательно усилить своё внимание, запомнить некоторые названия и постараться глубже вникнуть в суть излагаемой проблемы.

Терминология, т.е. понятия и определения, в данном тексте приведены в основном только те, которые будут далее употребляться в изложении данной дисциплины. Поэтому ряд терминов, касающихся конструкции ДВС, упоминаются вскользь, для поддержания целостности изложения. И ещё одно замечание. Предлагаю договориться, что в лекциях для краткости изучаемую дисциплину будем называть просто "Теория ДВС".

Все основные разработки в теории ДВС, излагаемые в данном учебнике, выполнены нашими многочисленными предшественниками. Часть из них поимённо упоминается в тексте. Чтобы отдать дань уважения к неупомянутым в тексте именам, автор посчитал корректным привести полный перечень источников, к которым он обращался (хотя бы кратко) в процессе создания и отработки данного текста (см. "Библиографический список"). Конечно, некоторые формулы, выводы и содержание некоторых разделов принадлежат самому автору.

Автор хотел бы поблагодарить весь коллектив кафедры теплотехники СГАУ за идею и реализацию издания данного учебника.

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

В литературе, излагающей какие-либо разделы знаний, полученных ранее человечеством, как правило, используется некоторый набор терминов, понятий и определений, составляющий специфический язык, на котором общаются профессионалы, работающие в данной отрасли знаний (науки, техники, искусства и т.д.). Применительно к учебному процессу большинство названий и определений вводится постепенно, по мере изучения какой-либо дисциплины. Однако часть из них, составляющих в целом введение в предлагаемую область знаний, желательно освоить априори, ещё до того как начнётся углублённая работа с учебником или другой специальной литературой. Поэтому первый раздел посвящен знакомству с этой частью терминологии.

1.1. Двигатель транспортного средства

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) используются как в транспортных средствах, так и в стационарных установках. Причём и там, и там они могут исполнять роль основных, либо вспомогательных двигателей.

Имея в виду специфику нашего вуза и учитывая требования стандарта специальности, будем рассматривать ***основные двигатели транспортных средств (наземных и авиационных),*** касаясь только в необходимых случаях особенностей, возникающих при использовании ДВС на водных судах, в стационарных и вспомогательных энергетических установках.

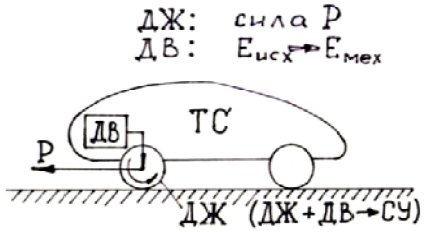


Рис. 1.1 Схема ТС

Итак, транспортное средство (*ТС*) предназначено для перемещения полезной нагрузки на некоторое расстояние *X*, т.е. для совершения механической работы перемещения массы *ТС* и его нагрузки из пункта *A* в пункт *B*. Очевидно, что для приведения в движение *ТС* (рис. 1.1) к нему должна быть приложена сила *P* (в авиации её называют силой

тяги). Следовательно, формула работы перемещения *ТС* может быть записана как

$$L = P \cdot X, Н \cdot м. \qquad (1.1)$$

Из этого простейшего вывода следует, что в составе любого *ТС* есть установка для создания силы тяги *Р* – ***силовая установка (СУ).*** Эта установка состоит из двух основных частей: движителя (*ДЖ*) и двигателя (*ДВ*).

Движитель – это агрегат, который, взаимодействуя с окружающей средой, создаёт силу тяги Р.

Причём *ДЖ* создаёт силу тяги *Р* не только в момент начала движения, но и непрерывно в течение всего времени перемещения на расстояние *Х*, т.е. *ДЖ* совершает работу *L*.

Примерами наиболее распространённых движителей являются:

- **Колесо.** Для него окружающей средой является полотно дороги (если она, конечно, есть). Преодолевая силу сцепления колеса с дорогой, *ДЖ* создаёт силу *Р*. К этому же типу движителей следует отнести гусеницы для наземного транспорта.

- **Винты:** воздушный (для авиации) или гребной (для водного транспорта). Они создают силу *Р*, взаимодействуя с воздухом или водой, которые окружают *ТС*.

- **Весло и парус.** Они действуют так же, как и винты.

- **Струя газов,** протекающих через воздушно-реактивный двигатель. Внутри такого двигателя давление в струе значительно повышается за счёт торможения потока воздуха во входном устройстве и сжатия его в компрессоре (в газотурбинных двигателях). Возникающая разность давлений обеспечивает силу, направленную навстречу движению потока. Эта сила и является силой тяги *Р*. Конструктивно в реализации силы тяги участвуют компрессор и входное устройство.

- **Камера сгорания** ракетного двигателя. Давление газов внутри этого узла многократно превышает давление окружающей среды, что и является причиной возникновения силы, направленной противоположно истечению газов из камеры сгорания и сопла. Эту силу называют силой тяги *Р* ракетного двигателя.

Как уже было отмечено, *ДЖ* совершает работу перемещения *ТС*, т.е. он расходует механическую энергию $E_{мех}$. Следовательно, в составе *ТС* должен быть аккумулятор энергии. Желательно – аккумулятор *механической энергии.*

Существующие аккумуляторы механической энергии, как правило, содержат запас потенциальной энергии деформации эластичных и упругих тел (резина, пружина, сжатый газ и т.д.) или запас кинетической энергии массивных вращающихся тел (маховики). И тот, и другой вид

с помощью дополнительных устройств можно использовать для работы движителя. Однако проблема заключается *в соотношении количества запасаемой энергии и массы аккумулятора с количеством энергии, необходимым для перемещения ТС,* приемлемой массы, на заметное или даже на достаточно большое расстояние. Современный уровень этого соотношения не позволяет создавать аккумуляторы механической энергии для *ТС* народно-хозяйственного значения. Исключение составляют тележки с маховиками для внутризаводских перевозок, авиамодели с упругоэластичным приводом винта и самодвижущиеся игрушки.

Очевидно, что решение задачи об источнике энергии для работы *ДЖ* следует искать на пути преобразования какого-либо иного вида энергии в механическую. Именно по этой причине в составе *СУ* необходим агрегат, который называется ***двигателем.***

Двигатель – это преобразователь *некоторого* ***исходного вида энергии*** ($E_{исх}$), *запасённого на борту ТС,* ***в механическую*** *энергию, необходимую для работы ДЖ:*

$$E_{исх} \rightarrow E_{мех}.$$

Из известных человеку видов энергии (ядерная, лучистая, электрическая, химическая, тепловая, ветер, движение воды и т.д.) для обеспечения работы *ДЖ* в *ТС* наиболее широко используется преобразование

$$E_{хим} \rightarrow E_{тепл} \rightarrow E_{мех}. \qquad (1.2)$$

Следует отметить, что в первую очередь человечество освоило природные источники механической энергии: ветер, движение воды и животных. То есть в силовых установках *ТС* того времени не было двигателей, преобразователей других видов энергии в механическую $E_{мех}$. Единственное преобразование, которым пользовались люди с незапамятных времён:

$$E_{хим} \rightarrow E_{тепл}.$$

Химическая энергия ($E_{хим}$ – энергия связи атомов в молекулах веществ) преобразуется в тепловую в *реакциях окисления (горения)* углерода (уголь и другие виды твёрдого топлива) и водорода, входящих в состав молекул углеводородного топлива (жидкого или газообразного). Но это преобразование в буквальном смысле "свалилось с неба" (пожары от удара молнией), и заслуга человека здесь лишь в том, что он научился использовать горение в малых, не катастрофических масштабах.

Применительно к техническим устройствам первым было освоено преобразование

$$E_{тепл} \rightarrow E_{мех}. \qquad (1.3)$$

Его подробному изучению посвящены основные разделы термодинамики, что обусловило доминирующее положение *тепловых двигателей* в различных видах транспорта.

В данной дисциплине изучаются именно тепловые двигатели, но с некоторой оговоркой: мы будем изучать организацию рабочих процессов *тепловых двигателей* ***внутреннего сгорания*** *– ДВС.*

Дело в том, что в соответствии со вторым законом термодинамики преобразование (1.3) осуществляется некоторым *рабочим телом*, которое переносит тепло q_1 от *источника* с температурой T_1 в *сток* с температурой $T_2 < T_1$. В процессе этого переноса параметры рабочего тела изменяются и в зависимости от технических условий, в которых протекает перенос, бóльшая или меньшая доля тепла q_1 преобразуется в механическую работу деформации рабочего тела. Остальное тепло q_2 передаётся холодному телу, т.е. в сток. Если рабочее тело вернуть в исходное состояние, т.е. замкнуть процесс переноса тепла, то получится термодинамический цикл, при выполнении которого рабочее тело совершает механическую работу:

$$L_ц = q_1 - q_2, \; Дж / цикл. \qquad (1.4)$$

На рис.1.2 показан наиболее общий вариант термодинамиче-ского цикла для поршневых ДВС – цикл со смешанным подводом тепла к рабочему телу, где

$$q_1 = q_1^{'} + q_1^{''}.$$

Все известные поршневые ДВС в действительности реализуют именно этот вариант термодинамического цикла. Двигатель, повторяя эти преобразования энергии с частотой f циклов в секунду, развивает мощность, что, соответственно, от него и требуется.

$$N = L_ц \cdot f, \; Вт. \qquad (1.5)$$

В идеальных термодинамических циклах обычно не оговаривается природа источника тепла q_1. При их технической реализации возможны следующие варианты:

1. Подвод тепла к рабочему телу может быть организован от аккумулятора тепла (наиболее известным из них является термос), либо от какого-то преобразователя иного вида энергии в тепловую. Например, газовая горелка, электроподогреватель и т.д. В таком варианте тепловой двигатель носит название – ***двигатель с внешним подводом тепла*** **(ДВПТ).**

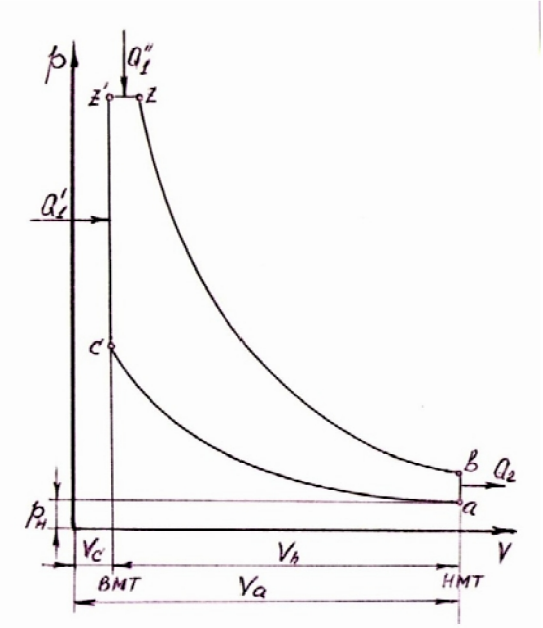


Рис. 1.2. Термодинамический цикл со смешанным подводом тепла

Тепловые аккумуляторы не используются в качестве источника тепла q_1 по тем же причинам, какие были указаны для аккумуляторов механической энергии, поэтому основным способом получения тепла в двигателях был и остаётся процесс горения.

Наиболее известными, и, в своё время, наиболее распространёнными ДВПТ были *паровые машины.* Такие двигатели устанавливались на паровозах и пароходах. Были попытки использовать их и в автомобилях, и даже в авиации (самолёты А. Можайского, К. Адера, Х. Максима). Но именно в автомобильном и авиационном транспорте эти двигатели не получили развития из-за их фундаментального, по самой природе присущего им недостатка: *очень низкой величины коэффициента полезного действия* ***(КПД).***

Напомним, что (Его Величество) КПД является соотношением затраченной и полезно используемой энергии

$$\eta = \frac{L_ц}{q_1}, \qquad (1.6)$$

т.е. этот важнейший параметр оценивает эффективность использования запасённой на борту *ТС* энергии исходного вида. Чем выше КПД, тем больше расстояние действия *ТС* при одном и том же запасе

исходного вида энергии $E_{исх}$. Именно по этому параметру конкурируют двигателестроительные фирмы всех стран.

Так вот, паровые машины имели удручающе низкое значение КПД: 5…8%. Именно эта величина вошла в словарь современных инженеров для характеристики малоэффективных разработок – "КПД, как у паровоза!".

Причина низкой величины КПД для ДВПТ кроется в самом принципе подвода тепла q_1 к рабочему телу (жидкости, помещённой в котёл) из топки, где это тепло получается при сгорании топлива. В любой топке образующиеся продукты сгорания, а вместе с ними и львиная доля тепла, уносятся через трубу в атмосферу. Лишь малая его часть теплопроводностью передаётся через стенки котла рабочему телу и составляет величину q_1. *То есть продукты сгорания, обладая большой внутренней энергией, не участвуют в совершении работы* $L_ц$.

2. Принципиальное отличие **ДВС** от ДВПТ состоит в том, что в этих двигателях ***продукты сгорания являются рабочим телом:***

- в поршневых двигателях продукты сгорания, обладая в конце процесса горения высоким давлением, перемещают поршень внутри цилиндра;
- в газотурбинных двигателях (ГТД) продукты сгорания часть своей энергии преобразуют во вращение турбины;
- в реактивных двигателях (авиационных и ракетных) часть внутренней энергии продуктов сгорания затрачивается на их разгон (увеличение их кинетической энергии) в канале сопла.

Таким образом, во всех вариантах ДВС исключён процесс передачи тепла от источника к рабочему телу, что *значительно повышает эффективность преобразования химической энергии топлива в теплоту* q_1 *термодинамического цикла* (см. рис. 1.2). Уже первый образец ДВС (поршневой двигатель, построенный в г. Кёльне Николаем Отто в 1876 г.) имел КПД (Его Величество – КПД!) более 25% и показал тем самым существенное преимущество этого вида тепловых машин. Аббревиатура "ДВС" исторически закрепилась именно за поршневыми двигателями, а словом "двигатель" часто обозначают то, что, строго говоря, является силовой установкой – СУ.

Подводя итог, можно повторить рассмотренные в данном разделе термины, которые входят в словарь специалистов по ДВС: *транспортное средство, силовая установка, движитель, двигатель, преобразование энергии* $E_{хим} \rightarrow E_{тепл} \rightarrow E_{мех}$, *термодинамический цикл, работа цикла* $L_ц$, *КПД, ДВПТ, ДВС.*

1.2. Поршневой двигатель внутреннего сгорания

При реализации термодинамического цикла (см. рис. 1.2) в поршневом ДВС (рис. 1.3) теплота q_1 подводится к рабочему телу непосредственно в цилиндре *1*, ***в процессе горения*** (*c – z*) ***веществ*** (топлива и воздуха), ***входящих в состав самого рабочего тела***. В конце этого процесса (точка *z*) рабочее тело имеет максимальную внутреннюю энергию, т.е. максимальное давление и температуру. В результате возникает сила *Y*, перемещающая поршень *2* вниз. Так совершается ***рабочий ход поршня*** – основной процесс, ради которого и создаётся двигатель. С точки зрения термодинамики, это – процесс расширения (*z – b*) рабочего тела. После его завершения в точке *b* начинается процесс передачи тепла q_2 в сток, холодному телу.

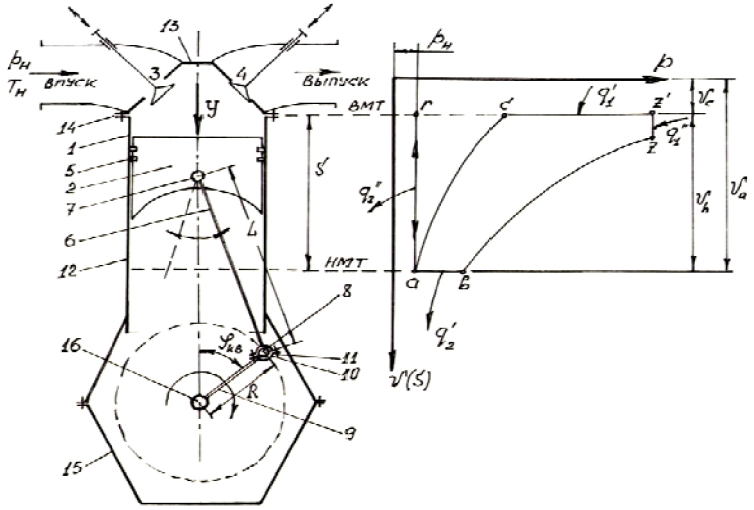


Рис. 1.3. Схема ДВС и его рабочие процессы

Напомним, что в замкнутом *идеальном* термодинамическом цикле рабочее тело также является *идеальным* и постоянным по составу. Это позволяет повторять цикл изменения параметров рабочего тела сколько угодно раз. В реальном двигателе для повторения термодинамического цикла необходима смена рабочего тела, поскольку продукты сгорания топлива и воздуха, из которых оно состоит в точке *b*, не способны вновь повторить процесс подвода тепла q_1 – ***процесс горения.***

Для преодоления этого несоответствия реальный термодинамический цикл размыкается и дополняется ***процессами газообмена:*** *a – r –*

выпуск рабочего тела (отработавших газов) в атмосферу и $r - a$ – впуск в цилиндр свежего заряда. Для их осуществления цилиндр оснащается клапанами: впускным *3* и выпускным *4*. Привод клапанов выполняется ***газораспределительным механизмом (ГРМ),*** который для простоты на рис. 1.3 не показан.

Процесс $r - a$ происходит при открытом клапане *3* и движении поршня вниз. Далее этот клапан закрывается, цилиндр герметизируется и поршень, двигаясь вверх, сжимает рабочее тело в процессе $a - c$. Здесь следует ввести ряд терминов и обозначений:

- в реально выполненном двигателе поршень помещается в цилиндр с определённым зазором для компенсации их деформаций в рабочем состоянии. Герметизация ***цилиндропоршневой группы (ЦПГ)*** в процессах сжатия $a - c$, горения $c - z' - z$ и расширения $z - b$ обеспечивается уплотнением указанного зазора с помощью пружинных поршневых колец *5*;

- поршень в крайних положениях (нижнем и верхнем) изменяет направление своего движения на противоположное, т.е. проходит ***верхнюю (ВМТ) и нижнюю (НМТ) мёртвые точки***, где его скорость равна нулю;

- объём между сечениями цилиндра в ВМТ и НМТ обозначается V_h и называется ***рабочим объёмом цилиндра;***

- если в структуре двигателя не один, а несколько (***i***) цилиндров, то

$$V_H = V_h \cdot i$$

называется ***рабочим объёмом двигателя***. Традиционно этот объём измеряется в литрах и потому имеет ещё одно название – ***"литраж двигателя".*** Именно эту величину часто обозначают на багажниках легковых автомобилей;

- используя понятие литража, вводится понятие ***литровая мощность ДВС:***

$$N_л = N / V_H, \; кВт/л.$$

Этот параметр характеризует качество организации рабочих процессов двигателя и степень его форсирования. Интересно, что примерно за полвека интенсивного развития поршневой авиации (с 1903 г. по середину 1950-х гг.) этот показатель вырос у авиадвигателей на порядок (ориентировочно с 4 до 50 кВт/л). Сейчас этот уровень освоен и даже превышен в двигателях наземного транспорта. Маяком в этом направлении развития ДВС в настоящее время являются двигатели

гоночных мотоциклов и автомобилей. В них достигнута величина $N_л$ ещё, примерно, на порядок выше. Конечно, за всё нужно платить, поэтому двигатели гоночных объектов имеют крайне низкий ресурс и являются по сути дела одноразовыми;

- когда в процессе $a - c$ поршень приходит в ВМТ, свежий заряд, заполнявший ***полный объём цилиндра*** V_a, сжимается до объёма V_c – объёма камеры, где далее будет происходить процесс горения. Поэтому V_c называется ***объёмом камеры сгорания.*** Очевидно, что

$$V_a = V_h + V_c;$$

- отношение объёмов

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} \tag{1.7}$$

является *важнейшим конструктивным и термодинамическим* параметром двигателя и называется ***степенью сжатия***;

- процесс передачи тепла $q_2 = q_2' + q_2''$ "холодному телу" совпадает с процессом выпуска отработавших газов в атмосферу. "Холодным телом" в данном случае является окружающая среда, параметры которой обычно обозначают с индексом "*Н*": p_H, T_H, V_H. Индекс "*Н*" означает высоту (относительно уровня моря), на которой эксплуатируется ДВС. Выпуск происходит через открытый клапан *4* за счёт перемещения поршня из НМТ в ВМТ.

Из сказанного следует, что поршень совершает *возвратно-поступательное* движение между мёртвыми точками (***расстояние между ними называется ходом поршня S***).

Но движители наиболее распространённых транспортных средств (колёса наземного транспорта, воздушный и гребной винты) совершают *вращательное* движение. Следовательно, *двигатель* (ДВ) должен передавать *движителю* (ДЖ) механическую энергию (работу) в виде ***крутящего момента*** $M_{кр}$ ***(н·м).*** Для преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение выходного вала двигателя применяется ***кривошипно-шатунный механизм (КШМ).*** Его конструктивную схему упрощённо можно представить следующим образом.

Шатун *6* (его размер на рис. 1.3 обозначен *L*) подвижно соединён с ***поршневым пальцем*** *7* и с ***шатунной шейкой*** 8 ***кривошипа*** *9* (его размер на рис. 1.3 обозначен *R*). Стержень шатуна крепится к шатунной шейке ***крышкой шатуна*** *10* с помощью ***шатунных болтов*** *11*. Кривошип обычно выполняется в виде П-образного колена на

валу, поэтому основной ***вал двигателя*** 16 называется ***коленчатым (КВ).***

Объём V, который в данный момент занимает рабочее тело в цилиндре, прямо пропорционален перемещению поршня (коэффициентом в этой пропорции является площадь поршня $F_п$ – постоянная величина). Поэтому координаты $p - V$ для изображения термодинамического цикла могут быть, без какого-либо ущерба, заменены на координаты $p - S$, где S – ход поршня. Вместе с тем, текущее положение поршня чётко математически связано с угловым положением кривошипа относительно оси цилиндра – $\varphi_{кв}$. Следовательно, *изменение параметров рабочего тела в цилиндре двигателя может фиксироваться и в координатах* $p - \varphi_{кв}$ (что и будет использовано далее).

Очевидно, что перечисленные конструктивные элементы двигателя объединены в некотором корпусе. Традиционно корпус ДВС состоит из ***блока цилиндров*** *12*, ***крышки блока цилиндров*** *13* (их соединение *14* называется "***газовый стык***") и ***картера*** *15*.

Как уже было указано (см. формулу 1.5), *мощность* N (или иначе – *скорость совершения работы*), которую развивает двигатель в данный момент, зависит не только от работы полученной в процессе изменения параметров рабочего тела в термодинамическом цикле $L_ц$, но и от частоты повторения этих циклов f. Уточним это понятие.

Режим работы силовой установки транспортного средства, как правило, определяется частотой вращения движителя. Если *оптимальные частоты вращения валов* двигателя и движителя не совпадают, то их соединяют через трансмиссию, понижающую или повышающую частоту вращения, передаваемую от вала двигателя. Таким образом, ***частота вращения коленчатого вала двигателя*** "***n*** (об/мин)" является параметром, определяющим режим работы силовой установки. Одновременно величина n задаёт и режим работы двигателя. Обращаясь к рис. 1.3, отметим, что один оборот коленчатого вала двигателя соответствует двум движениям поршня между мёртвыми точками, т.е. поршень в это время проходит путь $2S$. Поскольку ***движение поршня между мёртвыми точками принято называть <u>тактами</u>, то за один оборот КВ поршень совершает <u>два такта</u>. Один такт соответствует*** $\varphi_{кв} = 180^0$.

В настоящее время существуют ДВС, в которых термодинамический цикл совершается за два, четыре или шесть тактов ($\tau = 2, 4, 6$). В основном, ***ДВС бывают двух или четырёхтактными*** (на рис.1.3 изображён разомкнутый термодинамический цикл четырёхтактного ДВС). Есть разработки, в которых применяются два дополнительных

пароводяных такта. В этом случае ДВС можно считать ниже шести-тактным.

На этой основе частоту вращения КВ двигателя n и ***частоту совершения термодинамических циклов*** f можно связать следующим ниже соотношением.

Поскольку частоту вращения вала ДВС принято измерять оборотами вала в минуту – n (об/мин), то выражение $2n/60$ имеет размерность *такт/с*. С учётом того, за какое количество тактов τ совершается термодинамический цикл,

$$f = \frac{n}{30 \cdot \tau}, \text{цикл} / c; \tag{1.8}$$

если двигатель одноцилиндровый, и

$$f = \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot i, \text{цикл} / c; \tag{1.9}$$

если в двигателе i цилиндров. Следовательно, мощность, которую развивает двигатель можно вычислять как

$$N = L_{ц} \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot i, Вт. \tag{1.10}$$

Поскольку потребный режим работы двигателя (n) задаётся движителем, т.е. разработчиком транспортного средства, а величины τ и i также определяются особенностями ТС, то для получения *требуемой на данном режиме мощности двигателя* у его разработчиков в качестве ***проектной переменной*** остаётся только величина $L_{ц}$.

Как получить максимальную величину работы реального цикла $L_{ц}$ двигателя при наименьших затратах исходного вида энергии (топлива), т.е. при максимальном КПД?

Поиску ответа на этот вопрос и посвящена данная дисциплина "Теория рабочих процессов и моделирование процессов ДВС".

На основе уже изложенного можно добавить ещё некоторое количество понятий и определений, которыми мы будем оперировать в процессе изучения данной дисциплины.

Теоретически открытие и закрытие клапанов 3 и 4 (см. рис. 1.3) должно происходить, когда поршень занимает свои крайние положения: в точке a (НМТ), либо в точке r (ВМТ). Опыт создания реальных образцов ДВС показал, что работа ГРМ строго в соответствии с теорией не обеспечивает наиболее полное удаление из цилиндра отработавших газов и заполнение его вновь поступающим свежим зарядом. В результате появились понятия "***опережение открытия***" и "***запазды-***

вание закрытия" клапанов. Это означает, что для повышения качества процессов газообмена на процессы впуска и выпуска в реально выполненных двигателях отводится целиком такт ($\varphi_{кв} = 180^0$) и ещё некоторое время, на которое ГРМ опережает ($\varphi_{оп}$) или запаздывает ($\varphi_{зап}$) относительно мёртвых точек открывать или закрывать впускной и выпускной клапаны. Для каждой марки двигателя величины $\varphi_{оп}$ и $\varphi_{зап}$ – индивидуальные величины, которые получены при его экспериментальной отработке. Они заносятся в паспорт двигателя, либо в программное обеспечение его микропроцессорной системы управления в виде ***диаграммы фаз газораспределения*** (рис. 1.4).

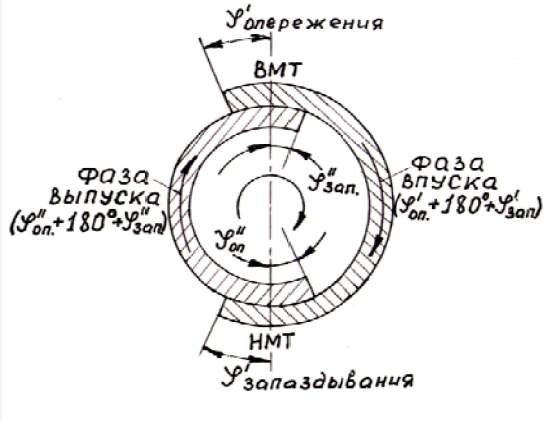


Рис. 1.4. Диаграмма фаз газораспределения

Поршень при своём движении между мёртвыми точками (ВМТ и НМТ) меняет скорость движения от нуля до максимума и снова до нуля. Поскольку при вычислении некоторых параметров двигателя необходимо использовать какую-то конкретную величину скорости, её значение определяют как ***среднюю скорость поршня*** $w_{п\,ср}$. Находят её из следующих соображений – за один оборот коленчатого вала поршень проходит путь $2 \cdot S$, м/оборот. На режиме, соответствующем $n/60$ оборотов в секунду, его средняя скорость

$$w_{пср} = \frac{2 \cdot S \cdot n}{60} = \frac{S \cdot n}{30}, \; м/с. \qquad (1.11)$$

Как уже было отмечено, в ДВС подвод тепла к рабочему телу реализуется в процессе горения. Напомним, что горение – это химические реакции окисления горючих веществ. В качестве окислителя в ДВС используется воздух из окружающей среды, а в качестве горючего (топлива) – продукты переработки нефти (бензины, дизельные топлива, а

также попутный нефтяной газ) и природный газ. Был период в развитии ДВС, когда достаточно широко и успешно в качестве топлива применялись продукты газификации твёрдых видов горючих веществ: угля, дров, торфа и т.д. Таким образом, на борту ТС топливо может быть запасено в любом фазовом состоянии, но *процесс горения протекает на молекулярном уровне и только в смеси газов* – горючего и окислителя. Отсюда следует, что в состав двигателя входит устройство для приготовления ***топливовоздушной смеси (ТВС).***

Различают ДВС с ***внешним*** (вне цилиндра) и ***внутренним*** (непосредственно в цилиндре) ***смесеобразованием***. ДВС с внешним смесеобразованием долгое время в составе системы топливоподачи имели специальный узел – ***карбюратор***, в структуру которого входит приспособление для распыливания топлива в потоке воздуха, дроссельная заслонка для регулирования количества ТВС, поступающей в двигатель, и ряд систем, обеспечивающих состав ТВС, необходимый для поддержания того или иного режима работы двигателя. В настоящее время карбюраторы не выпускают. Их заменила система принудительного впрыска топлива в поток воздуха через форсунки (инжекторы). Форсунки могут устанавливаться во впускном канале питания двигателя воздухом либо непосредственно в цилиндр.

В двигателях с *внешним смесеобразованием* в качестве топлива, как правило, используются бензины и горючие газы (в том числе и продукты газификации твёрдых видов топлива). Свойства этих видов топлива таковы, что для инициирования начала процесса горения в ТВС на их основе приходится подводить дополнительный энергетический импульс. Его реализуют в виде электрической искры, создаваемой свечой зажигания. Такой тип ДВС называют – ***двигатели с искровым зажиганием*** **(ДсИЗ).** Опыт создания и отработки этих двигателей показал, что процесс горения следует начинать не в ВМТ, как это предполагает теория (см. рис. 1.2 и 1.3), а несколько раньше, до прихода поршня в ВМТ. Величина этого опережения оценивается и обозначается ***углом опережения зажигания*** $\varphi_{оз}$, который показывает *на сколько угловых градусов положение кривошипа R в момент подачи искры отличается от того, когда кривошип и шатун вытянуты в одну линию*, совпадающую с осью цилиндра, а поршень в этот момент находится в ВМТ.

В большинстве двигателей, где *ТВС* ***приготавливается непосредственно в цилиндре,*** в качестве горючего используются различные марки и сорта дизельного топлива. В этих двигателях применяют такие степени сжатия ε, при которых в конце процесса сжатия $a - c$ (см.

рис. 1.3) рабочего тела его температура получается выше *температуры самовоспламенения* впрыскиваемого в цилиндр дизельного топлива. Следовательно, в этих двигателях нет систем принудительного, искрового зажигания. Такие двигатели называют ***ДВС с воспламенением от сжатия или дизелями,*** по имени их первого разработчика – Рудольфа Дизеля. Есть варианты ДВС с непосредственным впрыском бензина или горючего газа в цилиндр. Однако двигатели, использующие эти виды топлива, имеют системы принудительного зажигания и относятся к классу ДсИЗ.

Из сказанного выше можно сделать вывод, что в мировом парке ДВС применяются дизели и двигатели с искровым зажиганием, одно- и многоцилиндровые, двух- и четырёхтактные. Причём возможны типы двигателей с любым сочетанием перечисленных отличительных особенностей. Продолжая обзор спектра разновидностей ДВС, следует сказать несколько слов о типах двигателей, особенности которых зависят от вида систем, применяемых в их структуре. Наибольший отпечаток на эти особенности накладывают ***системы наддува*** и ***системы охлаждения*** двигателя.

В целом поршневой двигатель представляет собой сочетание трёх основных узлов – ЦПГ, ГРМ, КШМ и ряда систем, обслуживающих эти узлы. Из изложенного выше описания принципа действия ДВС следует, что преобразование энергии $E_{хим} \rightarrow E_{тепл} \rightarrow E_{мех}$ происходит в цилиндропоршневой группе (ЦПГ), оснащённой газораспределительным механизмом (ГРМ) для осуществления процессов газообмена. Поршень совершает работу под действием силы давления газов и передаёт её на вал двигателя через кривошипно-шатунный механизм (КШМ). Так *двигатель* обеспечивает вращение *движителя*. Перечисленных агрегатов теоретически достаточно для работы ДВС, если под этим понимается только преобразование энергии, поэтому их можно считать *основой двигателя.*

Однако нужно учитывать, что в реальном исполнении ряд его узлов испытывает высокую тепловую нагрузку, а подвижные детали – трение сопряжённых поверхностей. Для их нормального функционирования необходимы как минимум ещё:

- ***система охлаждения*** (прежде всего ЦПГ), предназначенная для отвода в окружающую среду тепловых потоков, направленных от рабочего тела в стенки, ограничивающие его объём;

- ***система смазки*** трущихся деталей, предназначенная для снижения их износа и затрат энергии на перемещение друг относительно друга.

Кроме того, в состав ДВС обычно входят:

- запас энергоносителя (бак) и топливная система;

- воздушная система, являющаяся частью впускной системы;

- система подготовки ТВС;

- выпускная система (как правило, входит в состав ТС и относится к его структуре)***;***

- система зажигания *(в ДсИЗ);*

- система управления двигателем, включающая в себя и системы запуска и выключения двигателя;

- электросистема для обслуживания перечисленных систем.

Охлаждение горячей части ДВС может осуществляться жидкостью (например, водой) или воздухом из окружающей среды. По этому признаку двигатели различаются даже своим внешним видом: в ***двигателях с воздушным охлаждением*** цилиндры и их головки для интенсификации теплоотдачи имеют множественное *оребрение.* В структуре ***двигателей с жидкостным охлаждением*** обязательно наличие теплообменника – *радиатора*. Жидкостное охлаждение может быть применено в двигателях, выполненных по любой из известных конструктивных схем, изображённых на рис. 1.5 (***рядное расположение цилиндров,*** см. рис. 1.5, *а*; ***V – образное,*** см. рис. 1.5, *б*; ***в виде звезды,*** см. рис. 1.5, *в*; ***оппозитное*** см. рис. 1.5, *г*). В двигателе с воздушным охлаждением цилиндры желательно располагать в одной плоскости, перпендикулярной потоку охлаждающего воздуха. Так достигаются одинаковые и наилучшие условия обтекания этим потоком теплопередающих поверхностей. Поэтому в авиации, где чаще всего и применяется этот вид охлаждения, двигатели выполняются по схеме "звезда", либо по оппозитной (оси цилиндров совпадают). *V – образное* расположение цилиндров в два раза сокращает длину вала двигателя в сравнении с рядным расположением, что положительно сказывается на динамике движущихся частей.

Относительно наддува нужно сказать следующее. Мощность ДВС прямо пропорциональна количеству воздуха и топлива, поступающему в цилиндр. Поскольку объём цилиндра – неизменная величина, количество свежего заряда, попавшего в цилиндр, зависит, прежде всего, от плотности воздуха $\rho_в$ (кг/м^3) на входе в двигатель, т.е.

$$N \sim \rho_в .$$

Разработчики авиационных ДВС первыми столкнулись с тем фактом, что с увеличением высоты полёта самолёта мощность двигателя и его тяга снижаются. Причина вполне понятна: с подъёмом на высоту воздух становится менее плотным. Решение задачи восстановления заданной мощности ДВС также вполне очевидно: необходимо воздух

в двигатель подавать из атмосферы через агрегат, повышающий плотность рабочего тела. В то время эти агрегаты получили название "нагнетатели" (сейчас их называют компрессорами). Процесс подачи воздуха через нагнетатель получил наименование "***наддув двигателя***", а сочетание агрегата наддува с его приводом и с необходимыми элементами регулирования – "***система наддува***". Привод нагнетателя можно осуществлять от турбины, работающей на выхлопных газах ДВС (рис. 1.6) (***турбонаддув***) или коленчатого вала двигателя (рис. 1.7) (***система наддува с приводным нагнетателем***).

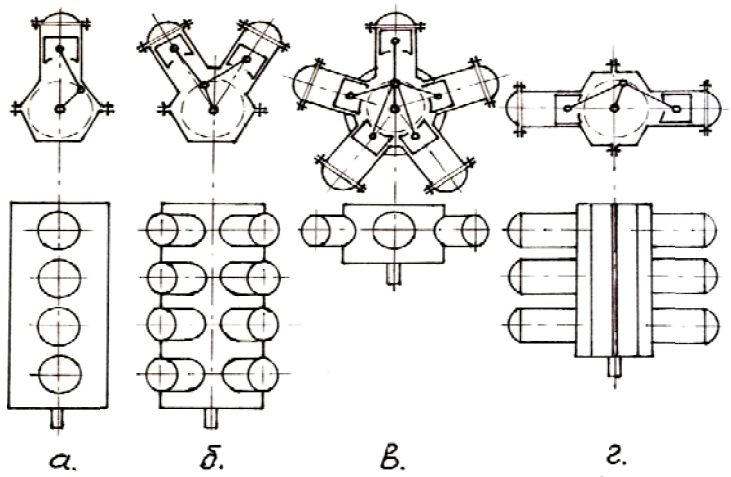


Рис. 1.5. Конструктивные схемы ДВС

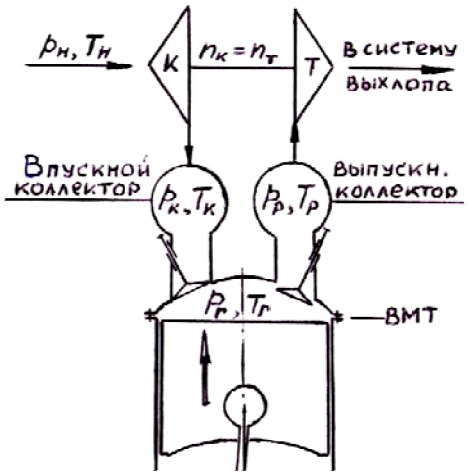


Рис. 1.6 Схема турбонаддува

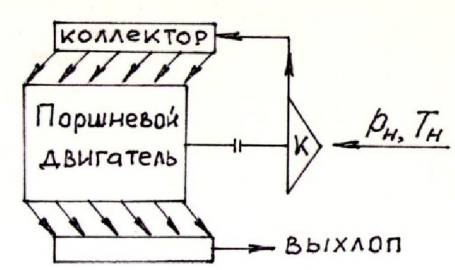


Рис. 1.7. Система наддува с приводным нагнетателем

Поскольку наддув позволяет увеличивать мощность ДВС без изменения его размеров, что технологически очень привлекательно, то он достаточно быстро из авиации перекочевал в наземную технику и получил там весьма широкое распространение. Поэтому далее мы будем изучать ***ДВС*** и без наддува (***с наполнением из атмосферы***) и с наддувом (***форсированные ДВС***).

2. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ ДВС

Как отмечалось ранее, двигатель предназначен для преобразования химической энергии топлива в механическую энергию вращения вала

$$E_{хим} \rightarrow E_{тепл} \rightarrow E_{мех}.$$

Причём первое преобразование происходит в процессе горения, который будет более подробно изучаться далее. Второе преобразование происходит при выполнении ряда процессов, составляющих термодинамический цикл. В теории ДВС наиболее распространено изображение этого цикла в $p - V$ координатах, поскольку координата V в данном типе двигателя чётко связана с положением поршня в цилиндре.

Теоретически считается, что двигатели с искровым зажиганием реализуют цикл Отто (рис. 2.1) с подводом тепла q_1 к рабочему телу при его постоянном объёме (V = const), а дизели реализуют, естественно, цикл Дизеля (рис. 2.2) с подводом тепла q_1 при постоянном давлении (p = const). В действительности и в ДсИЗ, и в дизелях тепло к рабочему телу подводится в процессе горения, который никогда не происходит мгновенно, а занимает некоторое время. За этот, хотя и малый промежуток, поршень двигается к ВМТ и от неё, т.е. объём цилиндра над поршнем изменяется. Следовательно, наиболее точно реальную картину изменения параметров рабочего тела в цилиндре ДВС отражает цикл со смешанным подводом тепла: при V = const в ВМТ, а затем при p = const (рис. 2.3, который является повторением рис.1.2). Будем далее для сокращения записи этот цикл условно обозначать "цикл q_{1VP}" в отличие от q_{1V} – цикл Отто и q_{1P} – цикл Дизеля.

При создании двигателя в первую очередь решаются **две основные задачи**:

1. Двигатель должен развивать на заявленном заказчиком режиме мощность, равную той, которая указана в техническом задании (ТЗ) на проектирование $N = N_{тз}$.

Ни больше, ни меньше. Если проектировщик представит заказчику двигатель с меньшей мощностью, то это означает, что заказ просто не выполнен. Ошибочно думают те, кто считает, что за разработку двигателя с заметно увеличенной (относительно ТЗ) мощностью проектировщики получат премию. Ничего подобного! Если заказчик разрабатывает новый мотоцикл, а вы ему спроектировали двигатель, пригодный для трактора "Кировец", то, скорее всего, он прекратит с вами любое взаимодействие, да ещё и покрутит пальцем у виска.

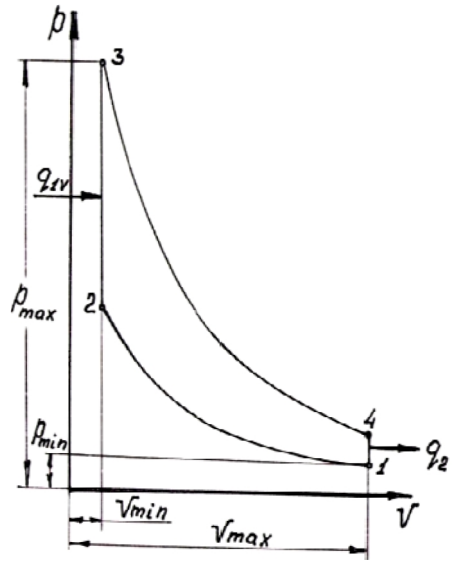


Рис 2.1. Цикл Отто

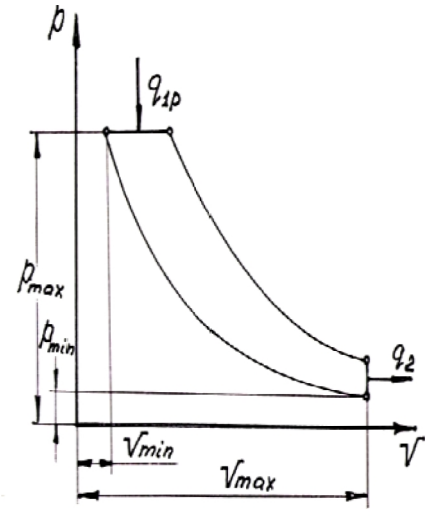


Рис 2.2. Цикл Дизеля

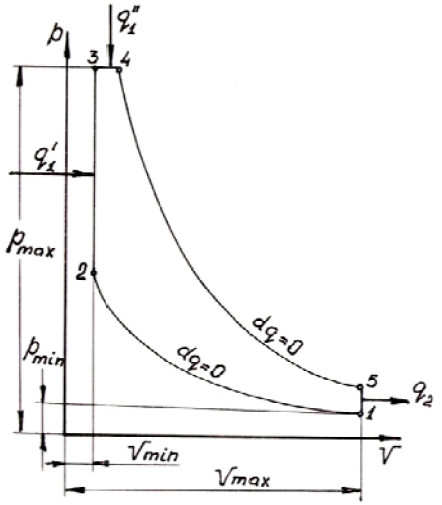


Рис. 2.3. Цикл со смешанным подводом тепла

2. Двигатель должен на всех эксплуатационных режимах иметь максимальную топливную экономичность. Это означает, что преобразование энергии в двигателе должно происходить с максимальным КПД.

Как мы выясним в данной дисциплине, эта задача существенно сложнее, чем создание двигателя с повышенной мощностью. И ещё одна особенность: как и в решении первой задачи, уменьшать КПД, т.е. ухудшать топливную экономичность относительно ТЗ, также недопустимо. А вот увеличить КПД, увеличить насколько это возможно, не только допустимо, но будет только приветствоваться.

Поскольку проектирование двигателя начинается с выбора и анализа параметров процессов преобразования энергии, то для грамотного выполнения этого выбора следует знать зависимости показателей качества процессов преобразования от факторов, влияющих на протекание этих процессов.

Основное влияние на общий КПД двигателя оказывает КПД преобразования тепловой энергии в механическую, т.е. КПД термодинамического цикла, который принят за основу при разработке каждого конкретного двигателя. Поэтому мы начнём изучение первого раздела теории ДВС с термодинамического анализа.

Цель термодинамического анализа – выяснение условий реализации термодинамического цикла, при которых может быть по-

лучена максимальная работа цикла $L_ц$ ***и максимальный термический КПД*** η_t.

2.1 Условия и параметры, используемые при сравнении термодинамических циклов q_{1V}, q_{1P} и q_{1VP}

Условия протекания каждого процесса термодинамического цикла и цикла в целом могут быть представлены в виде *диапазона изменения параметров* этих процессов и цикла. Параметры, как правило, безразмерны, поскольку представляют собой отношения однородных, но уже размерных ***параметров состояния рабочего тела*** (давления p, *Па*, удельного v, $м^3/кг$ или абсолютного объёма V, $м^3$ и температуры T, K).

Процессы термодинамического цикла q_{1VP} (см. рис. 2.3) характеризуются следующими относительными параметрами (***параметрами процессов)***:

- $\varepsilon = V_1/V_2$ – *степень сжатия* в процессе 1 – 2. Отношение полного объёма цилиндра V_{max} к объёму камеры сгорания V_{min};

- $\lambda = p_3/p_2$ – *степень повышения давления* в процессе 2 – 3 подвода тепла q_1' при V=const. В цикле q_{1P} этот процесс отсутствует, т.е. $\lambda = 1$;

- $\rho = V_4/V_3$ – *степень предварительного расширения* в процессе 3 – 4 подвода тепла q_1'' при p = const. В цикле q_{1V} этот процесс отсутствует, т.е. $\rho = 1$;

- $\delta = V_5/V_4 = \varepsilon/\rho$ – *степень последующего расширения* в процессе 4 – 5.

В целом ***цикл характеризуется параметрами***:

- $\Theta = T_{max}/T_{min} = T_4/T_1$ ***– степень повышения температуры в цикле;***

- $\pi = p_{max}/p_{min} = p_4/p_1$ ***– степень повышения давления в цикле.***

Параметры цикла являются ***проектными переменными (ПП).*** Это означает, что при проектировании двигателя величины Θ и π выбираются и могут изменяться самим проектировщиком на основе ранее накопленного опыта создания двигателей, с учётом перспектив развития данной отрасли техники и требований конкретного технического задания. Очевидно, что задача выбора весьма не простая и требует от конструктора ДВС широкого инженерного кругозора. Нужно учитывать, что величины T_{min} и p_{min} от воли конструктора не зависят, поскольку это – параметры окружающей среды. Следовательно, проект-

ными переменными на самом деле являются максимальная температура T_{max} и максимальное давление p_{max} в цикле.

Уже сейчас, на третьем курсе, на уровне всех уже полученных в университете знаний, вы можете представить те ограничения, которые могут возникнуть при желании изменить обе ПП в сторону увеличения. Ясно, что рост величины Θ ограничен возможностями материалов, из которых изготавливается горячая часть двигателя, и системы его охлаждения. Следовательно, проектировщик обязан хорошо разбираться в свойствах современных и перспективных материалов и знать возможности и перспективы развития систем охлаждения.

Неплохо бы представлять себе, что наличие системы охлаждения в ДВС ведёт к снижению его КПД, поскольку часть тепла, полученного в процессе горения, через стенки горячей части ЦПГ "с помощью" этой самой системы выбрасывается в окружающую среду. Следовательно, конструктор ДВС должен искать варианты, исключающие из структуры двигателя эту нужную, но (увы!) вредную для его топливной экономичности, систему. Инженерам всего мира решение этой проблемы известно – горячую часть нужно изготавливать из материалов, способных работать без принудительного охлаждения при температурах, которые развиваются при горении углеводородов в воздухе (порядка 2500…2800 К). Такой материал известен – ***керамика,*** т.е. материал есть, хотя и очень не простой с точки зрения технологии изготовления из него деталей и достижения у них желаемых эксплуатационных свойств.

Примерно то же самое можно рассказать и о перспективах увеличения параметра π. Рост максимального давления в термодинамическом цикле означает и рост усилий, разрывающих цилиндр двигателя, отрывающих головку блока цилиндров от самого блока. *Рост усилия, действующего на поршень, конечно полезный результат, поскольку вместе с ним увеличивается и работа, которую при этом совершает поршень.* Но одновременно растут нагрузки на детали КШМ, на подшипники вала двигателя. Все эти конструктивные элементы ДВС должны выдерживать напряжения, увеличенные по воле конструктора, который выбрал новое значение параметра π. Таким образом, и здесь просматриваются высокие требования к знаниям инженера-проектировщика в области перспективных материалов, их свойств и технологии их обработки.

Закончим это вольное (или невольное) отступление от термодинамики и вернёмся к изучению *параметров* ***состояния рабочего тела*** *(в точке термодинамического цикла),* ***параметров процессов*** *(измене-*

ния состояния рабочего тела по линии, изображающей процесс) и ***параметров цикла****, когда изменение состояния рабочего тела, совершив серию процессов, возвращается в исходную точку.* Отметим, что параметры процессов и параметры цикла выражаются через параметры рабочего тела. Отсюда следует, что параметры цикла и параметры процессов связаны между собой. Получим и проанализируем эти соотношения.

Поскольку давление p_2 в конце процесса сжатия 1 – 2 можно определить, используя уравнение адиабаты (напомним, что в идеальном цикле и процесс сжатия, и процесс расширения рабочего тела совершаются без теплообмена: $dq = 0$), то

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k_1} = \varepsilon^{k_1}, \quad \text{откуда} \quad p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^{k_1}. \qquad (2.1)$$

Здесь показатель адиабаты процесса сжатия k_1 имеет индекс "1". В процессе расширения, хотя он тоже протекает по адиабате, рабочее тело в реальном двигателе имеет другой состав. По этой причине показатель адиабаты процесса расширения мы будем записывать с индексом "2". Это условие уже является отступлением от идеального термодинамического цикла. Продолжая эти отступления в сторону приближения к реальности, следует отметить, что реальные процессы сжатия и расширения рабочего тела протекают с двусторонним теплообменом, т.е. не адиабатически, и, строго говоря, во всех соотношениях параметров процессов и цикла нужно вместо показателя адиабаты употреблять показатель политропы: n_1 вместо k_1 и n_2 вместо k_2.

Используя выражение (2.1), можно связать максимальное повышение давления в цикле (π) с параметрами процессов, определяющих это повышение: процесса сжатия (ε) и процесса подвода тепла без изменения объёма рабочего тела (λ). Запишем

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2} = \frac{p_{\max}}{p_1 \cdot \varepsilon^{k_1}} = \frac{p_{\max}}{p_{\min} \cdot \varepsilon^{k_1}} = \frac{\pi}{\varepsilon^{k_1}},$$

откуда

$$\pi = \lambda \cdot \varepsilon^{k_1}. \qquad (2.2)$$

Из этой взаимосвязи параметров следует, что при выбранном конкретном значении π максимальное значение степени сжатия ε достигается в цикле Дизеля (см. рис. 2.2), в котором $\lambda = 1$:

$$\varepsilon_{\max} = \pi^{1/k_1}. \qquad (2.3)$$

Показать связь параметра Θ с параметрами процессов можно, используя выражение

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad \text{и уравнение состояния газа} \quad p \cdot V = R_\mu \cdot T \cdot M ,$$

где R_μ – универсальная газовая постоянная, а M – количество молей вещества, занимающее объём V. Поскольку

$$\delta = \frac{V_5}{V_4} = \frac{V_1}{V_4},$$

то, используя уравнение состояния рабочего тела, можно записать

$$\frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{V_1}{V_4} = \frac{R_\mu \cdot T_1 \cdot M_1}{p_1} \cdot \frac{p_4}{R_\mu \cdot T_4 \cdot M_4} = \frac{T_{\min}}{p_{\min}} \cdot \frac{p_{\max}}{T_{\max}} \cdot \frac{1}{\mu} = \frac{\pi}{\Theta \cdot \mu}, \qquad (*)$$

где $\mu = M_4 / M_1$ – коэффициент молекулярных изменений в химических реакциях горения. Известно, что вступает в реакцию

$$\mathrm{C_nH_m} + \left(n + \frac{m}{4} \right) \cdot \mathrm{O_2} = n \cdot \mathrm{CO_2} + \frac{m}{2} \cdot \mathrm{H_2O}$$

$M_1 = 1 + n + \frac{m}{4}$ молекул исходных веществ, а получается $M_4 = n + \frac{m}{2}$ молекул продуктов сгорания. В результате изменение количества молекул составляет $\Delta M = \frac{m}{4} - 1$. Очевидно, при горении водорода (H_2, т.е. m = 2) количество молекул убывает $\Delta M = -\frac{1}{2}$, при горении метана (CH_4, т.е. m = 4) количество молекул остаётся неизменным $\Delta M = 0$, при горении жидких углеводородов (m > 1) количество молекул всегда возрастает $\Delta M > 1$. По этой причине коэффициент $\mu \geq 1$, причём равенство единице соблюдается в одном частном случае – при горении метана.

Возвращаясь к формуле (*), подставим в неё соотношение параметров (2.2) $\frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{\lambda \cdot \varepsilon^{k_1}}{\Theta \cdot \mu}$ и выразим отсюда связь Θ с параметрами процессов

$$\Theta = \frac{\lambda \cdot \rho}{\mu} \cdot \varepsilon^{k_1 - 1}. \qquad (2.4)$$

Из формулы (*) также следует, что при выбранных конкретных значениях параметров цикла Θ и π минимальное значение степени сжатия $\varepsilon_{\min}$ достигается в цикле Отто (см. рис. 2.1), в котором отсутствует предварительное расширение в процессе подвода тепла q_1'', т.е. $\rho = 1$:

$$\varepsilon_{\min} = \frac{\pi}{\Theta \cdot \mu}. \qquad (2.5)$$

Таким образом, *выбирая по тем или иным соображениям конкретные значения параметров цикла, мы чётко определяем* ***возможный диапазон изменения степени сжатия****:* от $\varepsilon_{\min}$ в цикле q_{1V} до $\varepsilon_{\max}$ в цикле q_{1P}. А это, как отмечалось ранее, *важнейший конструктивный параметр поршневого двигателя*. В общем случае его изменение в цикле q_{1VP} определяется и величиной степени предварительного расширения ρ:

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot \rho}{\Theta \cdot \mu}. \qquad (2.6)$$

На выбор конкретной величины ε могут повлиять некоторые дополнительные условия, например род применяемого в данном двигателе топлива. Как будет показано далее, этот выбор будет определять и величины основных термодинамических показателей реализации цикла – работы $L_ц$ и КПД η_t.

Уровень параметра Θ, как было сказано ранее, выбирается, исходя из теплостойкости применяемых материалов, из которых предполагается изготавливать горячую часть двигателя, и предполагаемой интенсивности её охлаждения. Непосредственная реализация величины этого параметра при работе ДВС достигается выбором рода топлива, состава ТВС и организацией процесса горения.

Уровень параметра π выбирается, исходя из предполагаемых прочностных свойств конструкции двигателя, а реализуется сочетанием величины ε и также организацией процесса горения, в частности расположения его начала относительно момента прихода поршня в ВМТ, т.е. величиной угла опережения зажигания $\varphi_{оз}$.

Изложенные соображения о параметрах состояния рабочего тела, параметрах процессов, составляющих термодинамический цикл, и параметрах цикла позволяют более чётко сформулировать задачи термодинамического анализа, необходимого для грамотного выбора ПП в процессе проектирования ДВС. Анализ должен дать ответ на такие вопросы:

- Реализация какого термодинамического цикла позволит получить максимальную величину работы $L_ц$ и КПД η_t при одинаковых значениях основных проектных переменных, т.е. при T_{max} = idem и p_{max} = = idem?

- Как изменяются величины $L_ц$ и η_t при изменении значений указанных ПП?

Сравнительный анализ эффективности различных термодинамических циклов выполняется при одних и тех же начальных условиях: $p_1 = p_H$, $T_1 = T_H$, $V_1 = V_a$ = idem, т.е. давление и температура рабочего тела соответствуют атмосферным на высоте "H" над уровнем моря, полный объём цилиндра V_a, в котором реализуются сравниваемые циклы, один и тот же. Проектные переменные – T_{max} = idem и p_{max} = idem.

Графически такой анализ даёт наиболее очевидные результаты в координатах *удельная энтальпия* i – *энтропия* S. На рис. 2.4 представлено изображение циклов q_{1V}, q_{1P} и q_{1VP} в этих координатах. Точка *1* соответствует пересечению изобары $p_1 = p_H$ = const, отображающей давление окружающей среды, с изохорой $V_1 = V_a$ = const, соответствующей полному объёму цилиндра ДВС, принятому за основу для сравнения. Точка *4* является пересечением изобары p_{max} и уровня энтальпии, который соответствует T_{max}.

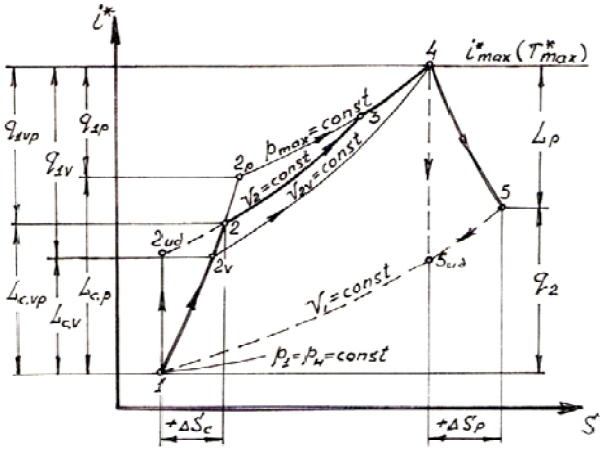


Рис. 2.4. Циклы ДВС в координатах *I-S*

Напомним, что все реальные процессы происходят с увеличением энтропии, поэтому все изображённые на рис. 2.4 линии отклоняются слева направо.

Линия $1 – 2_V – 2 – 2_p$ изображает процесс сжатия в цикле q_{1V} ($1 – 2_V$), в цикле q_{1P} ($1 – 2_p$) и в наиболее общем варианте: в цикле q_{1VP} ($1 – 2$). Расстояние по координате "i" между указанными точками соответствует величине работы, затраченной на сжатие рабочего тела в каждом цикле: L_{CV}, L_{CP} и L_{CVP}. Линии $2_V – 4$ и $2 – 3$ изображают подвод тепла, q_{1V} и q'_{1VP} соответственно, к рабочему телу при постоянном его объёме (поршень в ВМТ). Линии $2_p - 4$ и $3 – 4$ показывают как подводится тепло q_{1P} и q''_{1VP} при p = const. Процесс $4 – 5$ – процесс расширения рабочего тела. Для ДВС – это "рабочий ход", в котором совершается полезная работа L_P.

Характерно, что при принятых условиях сравнения циклов (начальные условия одни и те же, $T_{\max}$ = idem и $p_{\max}$ = idem) работа, полученная при расширении рабочего тела, одна и та же и количество тепла q_2, переданное "холодному телу" (в действительности выброшенное в атмосферу) также для всех циклов одинаковое. Однако количество тепла, которое подводится к рабочему телу в разных циклах, – различно. Следовательно, в разных циклах получается различное значение КПД и работы цикла.

Как и почему изменяются интересующие нас величины? Это и является сутью термодинамического анализа.

2.2. Работа термодинамического цикла

На рис. 2.4 видно, что в любом цикле выполняется равенство $L_C + q_1 = L_P + q_2$, из которого следует, что работа

$$L_ц = q_1 – q_2 = L_P – L_C. \qquad (2.7)$$

Получим выражение работы цикла через *параметры процессов и цикла* с учётом того, что процессы сжатия и расширения протекают политропно с показателями n_1 и n_2 соответственно.

Поскольку и количество тепла (q_1 и q_2), и работа (L_P и L_C), отнесённые к тому или иному процессу, могут быть вычислены, если известны температуры рабочего тела в характерных точках каждого процесса, выразим отношения температур в этих точках через параметры этих процессов.

Для процесса сжатия рабочего тела (1 – 2), поскольку он протекает политропно, действительно уравнение

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n_1-1}, \quad \text{откуда} \quad T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{n_1-1}. \qquad (2.8)$$

Для процесса подвода тепла при V = const (2 – 3) можно записать

$$\frac{T_3}{T_2}=\frac{p_3}{p_2},\ \text{откуда}\ T_3=T_2\cdot\lambda\ \text{или, с учётом (2.8),}$$

$$T_3=T_1\cdot\varepsilon^{n_1-1}\cdot\lambda. \qquad (2.9)$$

Для процесса подвода тепла при p = const (3 – 4) действительно уравнение

$$\frac{T_4}{T_3}=\frac{V_4}{V_3},\ \text{откуда}\ T_4=T_3\cdot\rho\ \text{или, с учётом (2.9),}$$

$$T_4=T_1\cdot\varepsilon^{n_1-1}\cdot\lambda\cdot\rho. \qquad (2.10)$$

Для процесса расширения рабочего тела (4 – 5), с учётом того, что он протекает политропно, можно записать

$$\frac{T_5}{T_4}=\left(\frac{V_4}{V_5}\right)^{n_2-1}=\frac{1}{\delta^{n_2-1}},\ \text{откуда}\ T_5=T_4\cdot\left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{n_2-1}\ \text{или, с учётом (2.10),}$$

$$T_5=T_1\cdot\lambda\cdot\rho^{n_2}. \qquad (2.11)$$

Имея в виду эти соотношения, запишем уравнения для вычисления работы сжатия и расширения, не забывая при этом, что в процессе сжатия рабочее тело представляет собой свежий заряд (либо воздух, либо ТВС), а в процессе расширения это уже продукты сгорания. Соответственно введём обозначения теплоёмкостей:

- теплоёмкость свежего заряда – c_p или c_V;
- теплоёмкость рабочей смеси (о том, что это такое, мы поговорим несколько позже) будем обозначать со штрихом, например – $c_V^{'}$;
- для теплоёмкости продуктов сгорания примем обозначение с двумя штрихами, например – $c_V^{''}$ или $c_p^{''}$.

Итак, используя все изложенные предварительные соображения, получим формулы для L_P и L_C. Работа, полученная в процессе расширения

$$L_P=i_4^*-i_5^*=c_p^{''}\cdot T_4^*-c_p^{''}\cdot T_5^*=c_p^{''}\cdot T_4^*\cdot(1-T_5^*/T_4^*)=c_p^{''}\cdot T_4^*\cdot\left[1-\left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{n_2-1}\right].$$

Работа, затраченная в процессе сжатия рабочего тела:

$$L_C=i_2^*-i_1^*=c_p^{'}\cdot T_2^*-c_p^{'}\cdot T_1^*=c_p^{'}\cdot T_1^*\cdot\left(\frac{T_2^*}{T_1^*}-1\right)=c_p^{'}\cdot T_1^*\cdot\left(\varepsilon^{n_1-1}-1\right).$$

Следовательно, работа, которую совершает рабочее тело, изменяя свои параметры в соответствии с термодинамическим циклом, может быть выражена как

$$L_{ц} = c_{p}^{''} \cdot T_{4}^{*} \cdot \left[1 - \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2 - 1} \right] - c_{p}^{'} \cdot T_{1}^{*} \cdot \left(\varepsilon^{n_1 - 1} - 1 \right). \qquad (2.12)$$

Если вспомнить, что проектными переменными при создании нового ДВС являются параметры цикла – Θ и π, то для получения выражения, удобного для дальнейшего термодинамического анализа, следует формулу (2.12) преобразовать в *выражение работы через параметры цикла.* Для этого напомним, что при выборе конкретных численных значений параметров Θ и π определяется и диапазон возможного изменения степени сжатия ε (см. формулы (2.3) и (2.5)). Следовательно, в формуле (2.12) "лишней" оказывается только величина ρ. Её можно записать через параметры цикла, используя выражение (2.6):

$$\rho = \frac{\varepsilon \cdot \Theta \cdot \mu}{\pi}.$$

Подставим это в выражение (2.12) и вынесем в нём за скобки независимую от конструктора энтальпию свежего заряда $C_{P}^{'} \cdot T_{1}^{*}$. В результате получаем

$$L_{ц} = c_{p}^{'} \cdot T_{1}^{*} \cdot \left\{ a \cdot \Theta \cdot \left[1 - \left(\frac{\mu \cdot \Theta}{\pi} \right)^{n_2 - 1} \right] - \varepsilon^{n_1 - 1} + 1 \right\}, \qquad (2.13)$$

где $a = c_{p}^{''} / c_{p}^{'}$ – коэффициент, учитывающий изменение свойств рабочего тела при совершении им полного термодинамического цикла.

Таким образом, работа, которая может быть получена в цикле q_{1VP}, кроме параметров цикла зависит ещё и от параметра процесса сжатия – ε. В общем-то

$$L_{ц} = f(\Theta, \pi, \varepsilon, T_{\min}, a, \mu, n_1, n_2),$$

т.е. кроме проектных переменных (Θ, π, ε) на величину работы, которая получается в цикле, влияют ещё и температура окружающей среды ($T_{\min}$), и свойства рабочего тела, и род выбранного топлива, и применяемый состав ТВС, что отражается на величинах коэффициентов a, μ и показателей политроп n_1, n_2. Как и в какой степени влияют на работу

ДВС факторы $T_{\min}$, a, μ, n_1, n_2 рассмотрим далее, при подробном изучении рабочих процессов, а пока проанализируем влияние основных ПП.

2.3. Зависимость работы цикла от основных проектных переменных

а) ***Во-первых, рассмотрим вариант, когда выбраны определённые значения*** Θ ***и*** π.

Если их в дальнейшем не предполагается изменять, то этот выбор автоматически задаёт диапазон, в котором возможно варьировать величиной степени сжатия: от $\varepsilon_{\min} = \dfrac{\pi}{\Theta \cdot \mu}$, соответствующей циклу q_{1V} (Отто), до $\varepsilon_{\max} = \pi^{1/k_1}$, которая реализуется в цикле q_{1P} (Дизеля).

При фиксированных значениях всех величин, которые входят в формулу (2.13), кроме ε она преображается в следующее выражение:

$$L_{ц} = \text{const} - c \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}, \qquad (2.14)$$

где $c = c_p^{'} \cdot T_1^*$ – энтальпия рабочего тела на входе в двигатель, зависит только от внешних условий. Если в данном варианте анализа её принять постоянной величиной, то из формулы (2.14) следует, что *с ростом степени сжатия работа цикла уменьшается*. Объясняется это тем, что при сжатии рабочего тела его температура (T_2 на рис. 2.4) увеличивается, и чем больше степень сжатия, тем выше эта температура ($T_{2p} > T_2 > T_{2V}$). При фиксированном уровне максимальной температуры в цикле T_4 уменьшается количество тепла q_1, которое можно подвести к рабочему телу. В результате $L_{ц} = q_1 - q_2$ снижается (как это показано на рис. 2.5), поскольку при $T_{\max} = \text{idem}$ и $p_{\max} = \text{idem}$, то во всех циклах величина q_2 также одинаковая.

Отсюда следует очень важный ***вывод: при одинаковом рабочем объёме и одинаковых параметрах цикла и режиме работы дизель имеет мощность меньше, чем ДсИЗ, в котором реализуется цикл Отто. Следовательно, при указанных условиях литровая мощность дизеля ниже литровой мощности ДсИЗ.***

б) ***Второй вариант анализа: изменяем степень повышения температуры в цикле*** Θ ***при фиксированном значении параметра*** π.

Выполнить такой анализ непосредственно по формуле (2.13) можно, но из-за неявной зависимости работы цикла от параметра Θ его лучше проводить численно, что и было сделано. Современный достигнутый уровень $\Theta \cong 10$ и параметра $\pi \cong 150$. В численном анализе были взяты за основу эти значения и рассчитаны величины работы цикла при существенном удалении в обе стороны изменения аргументов.

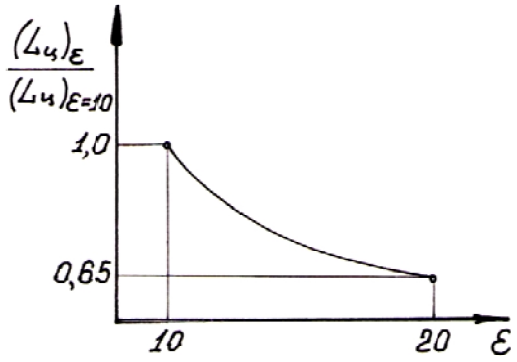


Рис. 2.5 Снижение работы цикла

Полученные результаты показали, что *функция* $L_ц = f(\Theta)$ *обращается в нуль при некотором минимальном и некотором предельном значениях максимальной температуры в цикле* T_{max} *и имеет экстремум (максимум) при некотором оптимальном значении этой температуры.* Чтобы наглядно проиллюстрировать этот результат и выяснить его физическую подоплёку, рассмотрим деформацию термодинамического цикла q_{1VP} (для простоты возьмём идеальный цикл, в котором процессы сжатия и расширения протекают адиабатно) при постоянном значении максимального давления в цикле и переменной величине максимальной температуры (рис. 2.6).

На этом рисунке цифрами *1 – 2 – 3 – 4 – 5 -1* обозначены характерные точки замкнутого термодинамического цикла, в котором максимальная температура соответствует точке *4* (T_4), а максимальное давление (в процессе *3 – 4*) соответствует изобаре p_{max} = const. На рисунке показаны: суммарное подведенное тепло q_1, тепло q_2, переданное в окружающую среду в изохорном процессе *5 – 1* при V_1 = const, работа сжатия L_C и работа расширения L_P. Процессы *1 – 2* и *4 – 5* протекают изоэнтропически, поэтому они показаны вертикальными линиями.

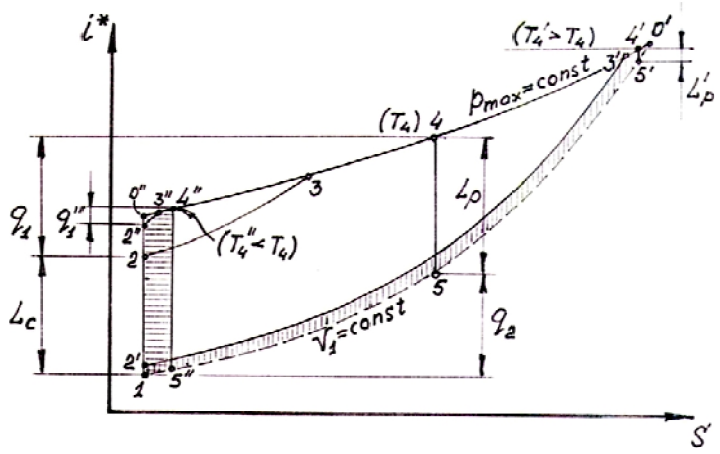


Рис. 2.6 Деформация цикла q_{1vp} при постоянном значении максимального давления и переменной величине максимальной температуры

Теперь представим себе, что горизонтальная линия T_4 = const, проходящая через точку *4*, сдвигается вверх, что означает увеличение параметра Θ. Очевидно, что вертикальный отрезок *4 – 5* сдвигается вправо-вверх и уменьшается в размерах, что означает уменьшение работы расширения L_P рабочего тела. В точке *0′* работа расширения превращается в нуль, т.е. *цикл вырождается*. Происходит это при выборе величины параметра Θ, соответствующего $T_{4пред}$. Каково физическое объяснение этого эффекта?

Вспомним, что степень сжатия рабочего тела зависит от параметров цикла:

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot \rho}{\Theta \cdot \mu}.$$

При фиксированных значениях $\boldsymbol{\pi}$ **и** $\boldsymbol{\mu}$ (μ зависит в основном от состава ТВС, который в данном анализе принимается неизменным), ***рост величины*** $\boldsymbol{\Theta}$, влияя некоторым образом на величину ρ (об этом мы будем говорить позднее, при подробном изучении рабочих процессов), в основном ***приводит к заметному уменьшению степени сжатия*** ε. В пределе (в точке *0′*) $\varepsilon \to 1$. Напомним, что степень сжатия – это отношение объёмов цилиндра

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}.$$

Изменение объёма цилиндра достигается движением поршня. Если степень сжатия равна единице, то это означает, что поршень неподвижен (это возможно только в случае, если радиус кривошипа R равен нулю, см. рис. 1.3), поэтому ни о какой работе расширения говорить не приходится.

Заметьте! Горение происходит. При горении ТВС давление в цилиндре растёт и достигает $p_{\max}$, соответствующего выбранному значению параметра π. Но работы расширения нет! Поршень, видите ли, неподвижен! Это рассуждение может показаться парадоксом. Действительно, что ж это за двигатель, у которого поршень не движется? Однако вспомним, что параметр Θ – это *проектная переменная*, т.е. величина, которая выбирается проектировщиком. Теоретически возможен вариант, когда конструктор ошибочно выбирает предельное значение $T_{4пред}$. Двигателя пока ещё нет, он только лишь проектируется. И вот в этом-то проекте оказывается, что поршень не может двигаться! Ясно, что этот вариант ПП непригоден для дальнейшей проработки.

Усвоив предыдущие рассуждения, будет уже проще выяснить, что же происходит, когда проектировщик (опять же ошибочно) выберет значение максимальной температуры в цикле равное $T_{4\min}$ (см. рис. 2.6). Ясно, что при снижении уровня температуры T_4, точка 4 цикла постепенно смещается влево-вниз и в пределе совпадает с точкой $0''$. При этом величина $q_1 \to 0$. Физически это объясняется существенным ростом степени сжатия рабочего тела

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot \rho}{\Theta \cdot \mu}.$$

При возрастании степени сжатия растёт температура рабочего тела в конце процесса сжатия. Она постепенно приближается по своей величине к выбранному значению $T_{4\min}$. Подвод тепла, в результате которого температура газа должна возрасти, становится невозможен. Ну а если нет подвода тепла, то откуда взять полезную работу? Закон сохранения энергии в нашей вселенной пока ещё никто не отменял!

Итак, мы выяснили, что при изменении параметра цикла Θ возможны неприятные *предельные значения, при которых двигатель вырождается.* Но есть и положительные результаты: *в диапазоне между этими предельными значениями работа цикла* $L_ц$ *имеет экстремум* (максимум рис. 2.7*)*. Оптимальное значение параметра Θ_{opt}, при котором достигается этот максимум, можно определить известным мате-

матическим приёмом: найти частную производную $\partial L_ц / \partial \Theta$ и приравнять её к нулю: $\frac{\partial L_ц}{\partial \Theta} = 0$.

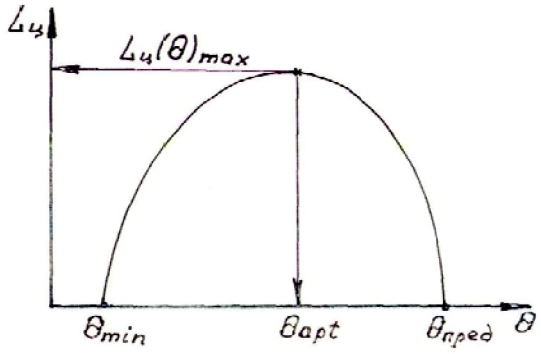


Рис. 2.7 Изменение работы цикла в зависимости от величины параметра Θ (при Θ = const)

Из полученного нового выражения (оно получено, но имеет неявный вид, поэтому здесь не приводится) следует, что $\Theta_{opt} = f(\pi)$, т.е. *при выбранном конкретном значении π значение параметра Θ_{opt} становится вполне определённым.*

в) ***Третий вариант анализа: изменяем степень повышения давления в цикле π при фиксированном значении параметра Θ.***

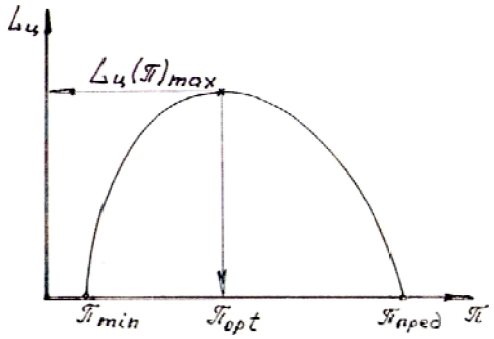


Рис. 2.8. Изменение работы цикла в зависимости от величины параметра π (при Θ = const)

Поскольку степень сжатия ε даже при фиксированных значениях параметров Θ и π имеет некоторый диапазон изменения (от $\varepsilon_{\min}$ в цикле q_{1V} до $\varepsilon_{\max}$ в цикле q_{1P}), то проследить в явном виде зависимость $L_ц = f(\pi)$ по формуле (2.13) достаточно сложно. Выполненный численный анализ показал, что, как и в случае изменения параметра Θ, *функция* $L_ц = f(\pi)$ *при некоторых значениях параметра* π *обращается в нуль и имеет экстремум (максимум) при некотором оптимальном значении* π_{opt} (рис. 2.8).

Для выяснения физического смысла полученных результатов, как и в варианте **б**, рассмотрим графическую интерпретацию влияния параметра π на деформацию цикла (рис. 2.9).

Здесь, как и на рис. 2.6, цифрами *1 – 2 – 3 – 4 – 5 -1* обозначен замкнутый идеальный термодинамический цикл q_{1VP}. В точке *4* цикла достигаются максимальные параметры, соответствующие пересечению изобары $p_з$ =const и уровня энтальпии, соответствующего температуре $T_{\max}$ = const. Далее анализ напоминает только что выполненное изучение функции $L_ц = f(\Theta)$.

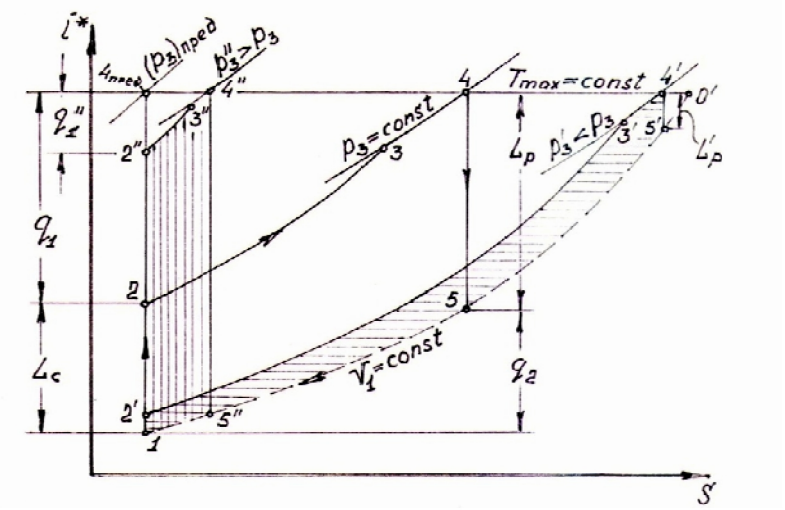


Рис. 2.9. Деформация цикла q_{1VP} при постоянном значении максимальной температуры и переменной величины максимального давления

При снижении уровня предполагаемого максимального давления в цикле до величины $p_{з\,\min}$ точка *4* перемещается вправо и достигает своего предельного значения *0'*. Видно, что при этом полезная работа расширения L_P рабочего тела стремится к нулю. *Двигатель вырож-*

дается. Причина та же, что и при достижении параметром Θ своего предельного значения: при снижении величины параметра π возможная в проекте ДВС степень сжатия $\varepsilon \to 1$. Конструктивно это означает, что радиус кривошипа $R \to 0$ и мы опять приходим к ошибочному варианту проекта с неподвижным поршнем.

Увеличение параметра π при $\Theta = \text{const}$ сдвигает точку *4* цикла влево, вплоть до её предельного значения $4_{\text{пред}}$. Очевидно, что такая деформация цикла сдвигает процессы *2 – 3* и *3 – 4* вверх, величина $q_1 \to 0$. Физическое объяснение совпадает с анализом, изложенным для варианта **б** : рост π приводит к увеличению степени сжатия ε и, как следствие, к возрастанию температуры $T_2 \to T_{\max}$. Подвод тепла к рабочему телу становится невозможен, *двигатель вырождается.*

Для поиска значения π_{opt}, при котором достигается максимум функции $L_ц = f(\pi)$, был применён тот же математический приём: получено выражение для частной производной этой функции, которое затем приравнивается к нулю:

$$\frac{\partial L_ц}{\partial \pi} = 0.$$

Зависимость π_{opt} от других параметров получилась также неявной (для упрощения текста она здесь не приводится), но характерно, что

$$\pi_{\text{opt}} = f(\Theta),$$

т.е. *при выбранном конкретном значении Θ значение параметра π_{opt} становится вполне определённым.*

Итак, *выполненный термодинамический анализ зависимости $L_ц = f(\Theta, \pi)$ показал, что существуют значения Θ_{opt} и π_{opt}, при которых работа, полученная в цикле q_{1VP}, максимальна. Величины Θ_{opt} и π_{opt} взаимосвязаны. Расчётный анализ этой взаимосвязи привёл к выводу, что* ***перспективное развитие ДВС в направлении увеличения работы термодинамического цикла возможно при одновременном и взаимосвязанном увеличении оптимальных значений параметров цикла Θ_{opt} и π_{opt}*** (рис. 2.10).

Вторая часть термодинамического анализа обычно посвящена поиску условий, реализация которых позволит не только обеспечить максимум работы при совершении термодинамического цикла, но и обеспечит наиболее экономичное получение этой работы. Экономичное – с точки зрения затрат энергии. Применительно к ДВС экономичное преобразование энергии $E_{хим} \to E_{тепл} \to E_{мех}$ означает экономное расходование энергоносителя – топлива. С учётом цен на автозаправках ста-

новится ещё более понятным словосочетание "экономичное преобразование энергии", поскольку здесь речь идёт уже непосредственно о содержимом наших кошельков. Поскольку качество любого преобразования энергии принято оценивать величиной **КПД**, именно ***этот коэффициент является важнейшим показателем качества работы конструкторов ДВС*** (особенно с учётом высказывания о кошельке). В дальнейшем мы установим, что увеличение мощности двигателя (конечно, при необходимости) задача, в принципе, не такая уж и сложная.

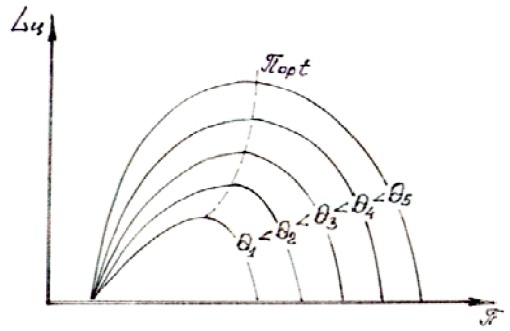


Рис. 2.10. Совместное влияние параметров цикла q_{1VP} на величину получаемой работы $L_ц$

Конструкторы ДВС всех фирм мира знают целый ряд приёмов, позволяющих увеличить мощность исходного образца на десятки, и даже на 100%. Но те же конструкторы во всем мире бьются и над решением задачи увеличения КПД и считают большим достижением увеличение его всего лишь на несколько процентов. Этим "лирическим отступлением" хотелось бы подчеркнуть важность и сложность задачи, о которой пойдет далее речь.

Для наглядности дальнейших рассуждений повторим рисунок термодинамического цикла q_{1VP} (см. рис. 2.3). Отметим, что здесь мы будем изучать основу основ – термический КПД, следовательно и цикл, и рабочее тело условно принимаем идеальными. Напомним, что в идеальном цикле процессы сжатия и расширения рабочего тела происходят адиабатно (без теплообмена – $dq = 0$).

Как известно, *КПД – это отношение полезно используемой энергии ко всему количеству энергии, затраченной для получения этой полезной части.* Применительно к изучаемому циклу

$$\eta_t = \frac{L_ц}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1' + q_1''}. \qquad (2.15)$$

Каждую составляющую q_1', q_1'' и q_2 можно выразить через интервал температур в конце и начале процесса с учётом условий его протекания. Так, количество тепла q_1', подведённого к рабочему телу в изохорном процессе 2 – 3:

$$q_1' = C_V \cdot (T_3 - T_2),$$

количество тепла q_1'', подведённого к рабочему телу в изобарном процессе 3 – 4:

$$q_1'' = C_P \cdot (T_4 - T_3),$$

количество тепла q_2, отведённого от рабочего тела в изохорном процессе 5 – 1:

$$q_2 = C_V \cdot (T_5 - T_1).$$

Воспользуемся формулами (2.8; 2.9; 2.10; 2.11), в которых температуры во всех характерных точках цикла q_{1VP} были с помощью параметров процессов выражены через значение исходной температуры T_1. Тогда формулы для вычисления q_1', q_1'' и q_2 могут быть преобразованы следующим образом:

$$q_1' = C_V \cdot (T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda - T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}) = C_V \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot (\lambda - 1);$$
$$q_1'' = C_P \cdot (T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda \cdot \rho - T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda) = C_P \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda \cdot (\rho - 1);$$
$$q_2 = C_V \cdot (T_1 \cdot \lambda \cdot \rho^k - T_1) = C_V \cdot T_1 \cdot (\lambda \cdot \rho^k - 1).$$

Подставим полученные выражения в формулу (2.15):

$$\eta_t = 1 - \frac{C_V \cdot T_1 \cdot (\lambda \cdot \rho^k - 1)}{C_V \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot (\lambda - 1) + C_P \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)}$$

и, учитывая, что показатель адиабаты $k = C_P/C_V$, преобразуем её к виду

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} \cdot [\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)]}. \qquad (2.16)$$

Полученная формула показывает ***зависимость термического КПД*** *наиболее общего варианта термодинамического цикла со смешанным подводом тепла*, который реализуется практически во всех поршневых ДВС, ***от параметров процессов,*** *составляющих этот цикл.* Из неё можно получить и известные частные случаи:

- *КПД цикла q_{1V} с подводом тепла при постоянном объёме* (цикла Отто). В этом цикле отсутствует предварительное расширение рабочего тела в изобарном подводе тепла q_1'' ($\rho = 1$), следовательно

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \qquad (2.17)$$

- *КПД цикла q_{1P} с подводом тепла при постоянном давлении* (цикла Дизеля). В этом цикле отсутствует повышение давления в изохорном подводе тепла q_1' ($\lambda = 1$), следовательно

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{k \cdot (\rho - 1)}. \qquad (2.18)$$

Для удобства анализа влияния проектных переменных (Θ и π) на КПД термодинамического цикла преобразуем эту формулу. Используем с этой целью взаимосвязь параметров цикла (Θ и π) и параметров процессов (ε, λ, ρ), записанных ранее формулами (2.2) и (2.6):

$$\lambda = \frac{\pi}{\varepsilon^k} \quad \text{и} \quad \rho = \frac{\Theta \cdot \varepsilon}{\pi}.$$

Здесь в выражении для степени предварительного расширения ρ отсутствует коэффициент молекулярных изменений в процессе горения μ, поскольку, напоминаем, в данном разделе рассматривается *идеальный цикл изменения параметров идеального рабочего тела.*

Таким образом, заменяя в формуле (2.16) параметры λ и ρ на их выражения через параметры цикла, получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\frac{\pi}{\varepsilon^k} \cdot \left(\frac{\Theta \cdot \varepsilon}{\pi}\right)^k - 1}{\frac{\pi}{\varepsilon^k} - 1 + k \cdot \frac{\pi}{\varepsilon^k} \cdot \left(\frac{\Theta \cdot \varepsilon}{\pi} - 1\right)} = 1 - \frac{\frac{\Theta^k}{\pi^{k-1}} - 1}{\frac{\pi}{\varepsilon} - \varepsilon^{k-1} + k \cdot \frac{\pi}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{\Theta \cdot \varepsilon}{\pi} - 1\right)}.$$

Или окончательно:

$$\eta_t = 1 - \frac{\frac{\Theta^k}{\pi^{k-1}} - 1}{\frac{\pi}{\varepsilon} - \varepsilon^{k-1} + k \cdot \left(\Theta - \frac{\pi}{\varepsilon}\right)}. \qquad (2.19)$$

Эта формула показывает зависимость термического КПД цикла q_{1VP} от параметров цикла и зависящей от них степени сжатия ε. Далее следует анализ этих зависимостей.

2.5. Зависимость КПД термодинамического цикла со смешанным подводом тепла от параметров цикла

Поскольку степень сжатия ε является третьей проектной переменной, наряду с Θ и π, причём зависимой от их величины, выражение (2.19) приходится анализировать расчётным путём. Так же, как и в случае анализа выражения для работы термодинамического цикла по формуле (2.13).

Напомним, что при фиксации значений параметров цикла Θ и π для величины ε получается вполне определённый диапазон изменения от $\varepsilon_{\min}$ в цикле q_{1V} до $\varepsilon_{\max}$ в цикле q_{1P}. На этой основе был выполнен численный анализ изменения термического КПД по формуле (2.19). ***Общий итог таков****: при Θ = idem и π = idem изменение степени сжатия от $\varepsilon_{\min}$ до $\varepsilon_{\max}$ приводит к монотонному возрастанию величины КПД* (рис. 2.11).

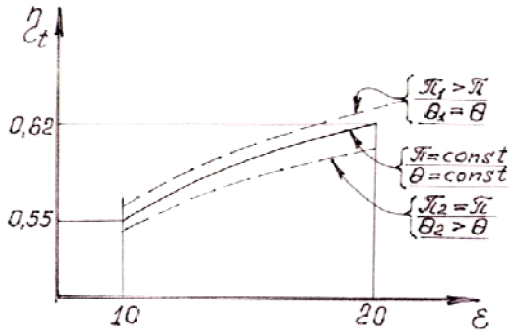


Рис. 2.11 Зависимость КПД термодинамического цикла q_{1VP} от его параметров цикла Θ и π

Отсюда следует фундаментальный вывод: ***дизель при прочих равных условиях (одинаковый литраж, режим работы, параметры Θ и π и т.п.) имеет более высокий КПД, т.е. он более экономичен (в смысле расходования топлива), чем ДсИЗ!***

Если учесть, что дизельное топливо технологически (подчеркнём – технологически, а не в соответствии с прихотями "рынка"), т.е. в производстве, менее затратно (его цена *обязана быть ниже цены бензина*), то дизели являются весьма привлекательными вариантами ДВС в перспективе их развития. Действительно, теоретически дизель при прочих равных условиях расходует меньше топлива, чем его аналог, выполненный как ДсИЗ. При этом ещё и топливо дешевле. Для нагнетания контраста сообщу, что в некоторых судовых дизелях в качестве топ-

лива используется мазут (самая дешёвая стадия переработки нефти) или даже сырая нефть. Как говорится – "Дальше ехать некуда!"

Из сказанного следует, что несмотря на ранее полученный результат: "***литровая мощность дизеля при прочих равных условиях ниже литровой мощности ДсИЗ***", дизель имеет существенные преимущества в плане перспектив развития ДВС: ***его КПД всегда выше, чем КПД двигателя с искровым зажиганием***, работающего, как правило, ещё и на бензине, т.е. более дорогом топливе. Варианты ДВС и дизелей, и ДсИЗ, работающих на газообразном топливе, имеют те же фундаментальные особенности, на которые накладываются ещё особенности систем топливоподачи при использовании газобаллонной аппаратуры. Но об этом вы подробнее узнаете в дисциплине "Системы топливоподачи ДВС".

Продолжим изложение результатов численного анализа зависимости термического КПД от параметров цикла (см. формулу (2.19)).

Этот анализ показал, что *монотонный рост степени повышения давления в цикле – π, при Θ = const ведёт также к монотонному увеличению КПД цикла*, что само по себе и неплохо. Но! Как всегда есть какое-то "но". Численный анализ показал, что *весьма существенный рост величины π (примерно в два раза) даёт прирост η_t всего на 5...7%.*

Нужно всегда учитывать, что мы пока рассматриваем лишь теоретический КПД идеального цикла. При его реализации указанный незначительный выигрыш может исчезнуть в той сумятице потерь энергии иного рода, какая присуща "живому", реально действующему ДВС. Следовательно, при варьировании ПП "π" может оказаться, что "игра не стоит свеч!". Выражение, в общем-то пришедшее из карточной игры, но в данном случае вполне применимо.

Анализ влияния на КПД изменения параметра Θ показал, что его рост при фиксации параметра π = const приводит к снижению КПД. Объясняется этот эффект тем, что при увеличении подвода тепла к рабочему телу, т.е. увеличению его максимальной температуры в цикле при фиксированном значении π, не растёт давление рабочего тела, т.е. *не увеличивается его способность совершать механическую работу*. Работоспособность рабочего тела не изменяется. При всё большем подводе к нему тепловой энергии ясно, что КПД преобразования энергии становится всё ниже. Основная часть тепла q_1, подведённая к рабочему телу, не совершая механической работы, передаётся в виде q_2 "холодному телу", т.е. в реальном двигателе выбрасывается в окружающую среду.

3. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ ДВС. РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ. ИХ АНАЛИЗ И РАСЧЁТ

3.1. Действительный термодинамический цикл реального двигателя

До сих пор мы рассматривали "основу основ" – *идеальный термодинамический цикл изменения параметров рабочего тела* (газа). Его реализация в ЦПГ ДВС приводит, в конечном итоге, к совершению поршнем "***рабочего хода***", т.е. его поступательного движения под действием колоссального давления, которое возникает в цилиндре в конце процесса горения. В ДсИЗ максимальное давление продуктов сгорания в конце процесса горения достигает 7…9 МПа (70…90 кГ/см^2), а в дизелях и того больше – 10…15 МПа (100…150 кГ/см^2). Здесь в скобках показано давление в "старых" размерностях, не в системе СИ, но, как это ни удивительно, до сих пор себя не изживших. Покажем это на "живых" примерах.

Как известно, размерность давления – "паскаль" представляет собой отношение *силы, измеряемой* ***в ньютонах,*** *к площади поверхности (измеряемой в* ***квадратных метрах****), на которую действует эта сила.* В случае ДВС – к площади поверхности поршня.

А теперь вопрос: "Кто из вас контролирует свой вес в ньютонах?" Или ещё забавнее: "Вы просите в магазине взвесить колбасу в ньютонах ?!" Попробуйте! И вы узнаете от продавцов много нового о своей личности! Вы, конечно, понимаете, что это не имеет никакого отношения к технике. Но и в технике, где давно и прочно обосновалась международная система единиц (СИ), есть эпизоды, где гораздо более ясно и живо некоторые результаты воспринимаются именно в старых, привычных системах единиц измерения. Вот доказательство в той области техники, которой мы с вами занимаемся в данный момент.

Возьмём для примера всем известный автомобиль – грузовик "КАМАЗ". В цилиндрах его двигателя "суетятся" поршни диаметром 120 мм (в "старых" размерностях – 12 см). Представим себе, что в момент достижения в цилиндре максимального давления (в конце процесса сгорания – p_z), его величина составляет примерно 10 МПа (≅100 кГ/см^2), что, в общем-то, недалеко от действительности. **Вопрос**: "Какова сила, которая в этот момент действует на поршень?" Ясно, что не только на поршень, но и на все детали КШМ и т.д. Если ответить на этот вопрос в *ньютонах,* поверьте, прозвучит не очень вразумительно. А теперь ответим на этот вопрос в "*старых, добрых килограммах*". Представьте себе, что давление 100 кГ/см^2 есть ни что иное, как ситуа-

ция, когда на поверхность поршня в один квадратный сантиметр действует сила веса "серьёзного мужика" массой в один центнер! Следовательно, ответ на поставленный вопрос выглядит так:

- сила Y (см. рис. 1.3) равна произведению давления газов на поршень на его площадь:

$$Y = p_z \cdot F_n = p_z \cdot \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} = 100\left(кГ/см^2\right) \cdot \frac{3.14 \cdot 12^2\,(см^2)}{4} = 11304\ кГ,$$

т.е. ***более 10 тонн!***

Вы только вообразите себе! При частоте вращения вала 3000 об/мин (50 Гц, т.е. 50 об/с), т.е. при частоте совершения циклов (см. формулы 1.8 и 1.9) 25 раз в секунду (для человеческого восприятия – это непрерывно, поскольку в кинематографе человек воспринимает 24 кадра/с как непрерывное изображение) в ДВС 25 раз в секунду по поршню бьёт "молот" с силой более 10 тонн! *Вот что в действительности происходит под капотом любого автомобиля!* И если при этом ничего не разрушается, и даже ничего "не утомляет" человека, сидящего за рулём, то это означает, что инженеры, спроектировавшие это механизм, предусмотрели всё (Ну, почти всё!), что может произойти при его работе. Это Вы, и никто другой, должны всё (Ну, почти всё!) предусмотреть!

Вернёмся к рассмотрению *термодинамического цикла.* Надеюсь, что вы прониклись важностью этого понятия. Очевидно, что подробное изучение этого цикла и возможности его реализации в "живом", "металлическом" ДВС, составляет суть той дисциплины, которой вы сейчас занимаетесь.

Итак, все инженеры, специалисты по ДВС, при проектировании двигателя, его конструировании, изготовлении и испытании прежде всего изучают самое основное: *насколько удалось в данной конструкции реализовать термодинамический цикл, положенный в основу принципа действия выбранного типа и варианта ДВС.* Т.е. всех разработчиков прежде всего интересует: насколько реальный (тот, который получился в данном двигателе) термодинамический цикл соответствует ***принятому за основу***.

Отсюда следует, что при испытании первого образца (да и не только первого) вновь разработанного ДВС прежде всего стараются получить информацию о том, как реализуется выбранный термодинамический цикл в данной, конкретной "железяке".

Так вот, термодинамический цикл изменения параметров рабочего тела, к нашему с вами удовольствию, удаётся зарегистрировать, т.е. буквально всё измерить с помощью соответствующих датчиков и записать в темпе эксперимента.

3.1.1. Индикаторная диаграмма

Как следует из диаграммы *P-V* термодинамического цикла, для его регистрации, т.е. для получения картины изменения ситуации в цилиндре, необходимо связать изменение давления газов в цилиндре с положением поршня в каждый конкретный момент. И то, и другое удаётся измерить в темпе эксперимента. Регистрируя угол поворота кривошипа $\varphi_{кв}$ и зная длину шатуна L и радиус кривошипа R, можно точно определить положение поршня в цилиндре, т.е. величину объёма V, который занимает газ над поршнем. Регистрация угла поворота кривошипа (коленчатого вала) относительно мёртвых точек (ВМТ или НМТ) не составляет в настоящее время каких-либо затруднений.

Для регистрации давления газа в цилиндре в него вставляют датчик, мембрана которого должна быть расположена заподлицо (на одном уровне) с поверхностью камеры сгорания. Датчик в темпе эксперимента фиксирует давление газа в цилиндре, что может быть записано на каком-либо носителе с помощью осциллографа или электромагнитного преобразователя. Таким образом, при проведении испытания ДВС мы можем получить запись в координатах $p - \varphi_{кв}$. Она выглядит так, как это представлено на рис. 3.1.

Эту информацию вы получите при выполнении лабораторной работы "Индицирование ДВС". Там же вы изучите технологию преобразования диаграммы $p - \varphi_{кв}$ в координаты $p - V$. Основной результат этой работы – ***действительный термодинамический цикл***, *который реализуется в цилиндре изучаемого двигателя.*

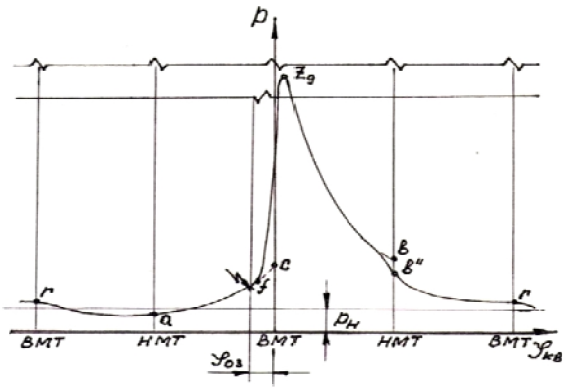


Рис. 3.1 Осцилографическая запись индикаторной диаграммы в $p - \varphi_{кв}$ координатах

Поскольку датчик давления и система, связанная с его работой, *в эпоху начала изучения рабочих процессов в ДВС* называлась ***индикатором***, запись, полученная с помощью указанной системы, называлась ***"индикаторной диаграммой".*** *Запомним это название, поскольку в дальнейшем многие факторы, параметры и просто отдельные величины, характеризующие работу ДВС* ***(точнее, то, что происходит в цилиндре двигателя)****, будут именоваться* ***индикаторными,*** что будет означать, что эти величины рассчитаны по ***действительно зарегистрированным параметрам внутри цилиндра ДВС*** в процессе его испытания.

Итак, с учётом соотношения (см. кинематику КШМ ДВС),

$$AX = \frac{S}{2} \cdot \left[(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2 \cdot \varphi) \right],$$

(где AX – расстояние поршня от ВМТ, S – ход поршня, $\lambda = R/L$), связывающего положение поршня (AX) в цилиндре с углом поворота коленчатого вала (φ), можно получить индикаторную диаграмму в координатах $p - V$ (рис. 3.2). Здесь показана *индикаторная диаграмма четырёхтактного ДВС с наполнением из атмосферы*. Далее рассмотрим и обсудим все особенности и отличия ***индикаторной диаграммы***, т.е. того, что действительно происходит в цилиндре ДВС, от *теоретического термодинамического цикла,* изображённого на рис. 3.2 пунктиром, соединяющим точки $a - c - z - b - a$ (в идеальном цикле смена состава рабочего тела не рассматривается).

Во-первых, напомним, что движения поршня между мёртвыми точками (ВМТ и НМТ) называются тактами. Теоретически (этому соответствует *идеальный термодинамический цикл*), в один такт ($\varphi_{кв} = 180^0$) должен совершаться один термодинамический процесс. Следовательно, в рис. 3.2 можно выделить:

- $r - a$ – такт наполнения цилиндра свежим зарядом;
- $a - c$ – такт сжатия рабочего тела;
- $z - b$ – такт расширения рабочего тела;
- $a - r$ – такт выталкивания рабочего тела из цилиндра.

Сразу же бросается в глаза, что *процессы подвода и отвода тепла* в тактах никак не фиксируются. Это можно считать первым и очень существенным отличием теории от практики. ***Процессов****, которые реализуются в цилиндре ДВС –* **пять**: *наполнение, сжатие,* ***горение,*** *расширение (он же "рабочий ход") и выпуск,* а тактов – четыре. Рассмотрим процессы более подробно.

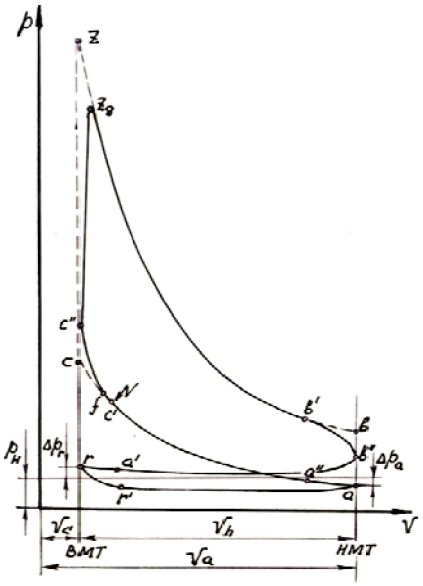


Рис. 3.2 Индикаторная диаграмма в $p - V$ координатах

3.1.2. Процессы, составляющие индикаторную диаграмму

- ***Процесс наполнения (или впуска)*** $a' - r - a - a''$, как отмечалось ранее (см. раздел 1.2), начинается до того, как поршень приходит в ВМТ. Теоретически в момент прихода поршня в ВМТ должен открываться впускной клапан и, при движении поршня в НМТ, происходить процесс впуска рабочего тела в цилиндр двигателя. Однако практика показала, что для увеличения количества свежего заряда, попадающего в цилиндр, необходимо открывать впускной клапан до того, как поршень продвинется в ВМТ, а закрывать этот клапан следует после того, как поршень окажется в НМТ. В результате процесс наполнения в реальном двигателе начинается в точке a' и, пройдя ВМТ и такт наполнения ($r - a$), заканчивается в точке a'' после прохождения поршнем НМТ. Следовательно, по углу поворота коленчатого вала процесс впуска занимает один такт (180^0 по углу поворота КВ) плюс *опережение открытия впускного клапана* (опережение прихода поршня в ВМТ – $20\ldots40^0$) и *запаздывание закрытия впускного клапана,* т.е. запаздывание его закрытия при прохождении поршнем НМТ ($40\ldots65^0$). В результате вместо теоретических 180^0 (*такт*) ***процесс наполнения*** в разных двигателях занимает от 240… до почти 300^0 по углу поворота коленчатого вала. Напомним, что все эти ухищрения имеют целью по-

лучить как можно большее наполнение цилиндра свежим зарядом, поскольку от его величины однозначно зависит работа, которая может быть получена при реализации цикла, следовательно, и мощность ДВС (см. формулу (1.5)).

- ***Процесс сжатия:*** этот процесс необходим для того, чтобы обеспечить рабочему телу (газу) способность совершать механическую работу. Газ без повышения давления на стенки, ограничивающие его объём, не способен (даже при значительном повышении его температуры) совершать какую-либо работу, связанную с его расширением. Поэтому процесс сжатия – важнейший с точки зрения увеличения КПД двигателя (напомним – "*Его Величества!" КПД*). Но в чистом виде (т.е. когда цилиндр двигателя представляет собой герметичный объём) "процесс сжатия", без вмешательства каких-либо дополнительных соображений, занимает в индикаторной диаграмме сектор ***менее такта***: от точки a'' до точки c', в которой подаётся сигнал на начало следующего, важнейшего процесса – процесса горения.

- ***Процесс горения*** (от точки c' – момента подачи сигнала на начало этого процесса, до точки $z_д$, когда заканчивается процесс нарастания давления газа в цилиндре) **.** Название этого процесса вошло в наименование "ДВС". "С" – сгорание, т.е. подвод тепла не откуда-то извне, а непосредственно в процессе химических *экзотермических реакций,* происходящих в самом рабочем теле. Поскольку эти реакции занимают некоторый, хотя и очень малый, но реальный промежуток времени, на их обеспечение приходится отводить не 0^0 по углу поворота КВ, как это предполагается в идеальном термодинамическом цикле.

В действительности процесс начинается с некоторым опережением прихода поршня в ВМТ (*угол опережения зажигания* – $\varphi_{оз} = 15\ldots45^0$) и заканчивается в точке $z_д$, которая располагается после ВМТ (на $8\ldots10^0$ по углу поворота КВ). Следует напомнить, что теоретически предыдущий *процесс сжатия* рабочего тела должен продолжаться до прихода поршня в ВМТ. Следовательно, горение начинается и частично протекает при движении поршня к ВМТ, т.е. в процессе сжатия. Представьте себе, что происходит в цилиндре: поршень сжимает газы, которые вновь образуются в химических реакциях, причём с выделением тепла, т.е. газы стремятся расширяться, а поршень их сжимает. Давление в цилиндре скачком увеличивается до предельного для данного типа ДВС уровня. *Уровень вы обязаны точно назначить и обес-*

печить его выполнение. Это и есть один из показателей квалификации и ответственности инженера!

Далее…Почему точка z_0 не совпадает с ВМТ? А Вы представьте себе такой вариант, что максимальное давление p_z действительно получается в ВМТ! Это в тот момент, когда КШМ вытянут в одну линию. В начале этого раздела мы получили (правда, для вполне конкретного двигателя) потрясающий результат: оказывается в этот момент по поршню "бьёт молот с усилием более 10 тонн"! Представьте себе, что мы (инженеры-проектировщики) неудачно подставили этому удару КШМ, вытянутый в одну линию. Вы можете понять, что с ним происходит? Удар по поршню – поршневому пальцу – через шатун по шатунной шейке кривошипа передаётся на коленчатый вал и далее – на коренные шейки коленчатого вала. Я думаю, что такие удары приведут к результату, который очень наглядно иллюстрирует натурный разрушенный коленвал в аудитории 139-а нашей кафедры. Специально сходите и посмотрите!

А теперь нам легко понять, почему КШМ в этот момент "слегка согнут". Всего на $8…12^0$ (рис. 3.3). Удар (для примера – 10 тонн) придётся по механизму, который "согласен деформироваться – складываться". Это означает, что "удар" будет не разрушающим, а производительным: он будет максимизировать рабочий ход! Крутящий момент на валу двигателя в этот момент резко возрастёт!

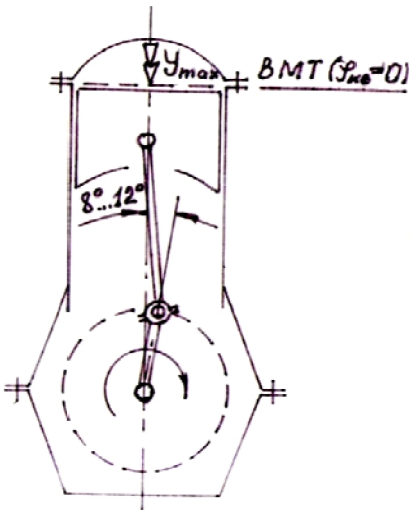


Рис. 3.3 Схема КШМ ДВС

- Таким образом, процесс горения как бы само собой переходит в ***процесс расширения*** рабочего тела $z_д - b'$, т.е. в процесс, ради которого и сооружался этот ДВС, – ***рабочий ход двигателя.*** *Рабочий ход* – это процесс, в котором совершается работа движения поршня в ЦПГ из ВМТ в НМТ, которая в дальнейшем, за вычетом всех предыдущих затрат энергии, *реализуется как полезная работа*, полученная в термодинамическом цикле. Казалось бы, нужно этот процесс продлить до НМТ, чтобы получить максимальную работу, совершаемую поршнем. Но практика показала, что расширение рабочего тела до перемещения поршня в НМТ не даёт того прироста мощности двигателя, который может быть обеспечен за счёт интенсивного газообмена. Следовательно, ***процесс*** *газообмена* необходимо начинать ещё до начала ***тактов*** *газообмена*. Так оно и происходит:

- ***Процесс выпуска отработавших газов*** ($b' - b'' - r - r'$) начинается ещё до прихода поршня в НМТ, в точке $в'$ индикаторной диаграммы. Делается это, как мы с вами далее рассмотрим, для повышения качества процессов газообмена, которые играют важнейшую роль в повышении полезной работы цикла и, соответственно, в повышении мощности ДВС. Качество процессов газообмена очевидно следует оценивать по таким показателям:

1. *Полностью ли удаётся очистить цилиндр* от продуктов сгорания, образовавшихся в предыдущем цикле? Если вновь обратиться к рис. 1.3, то из него ясно следует, что при выталкивании поршнем отработавших газов, при его движении из НМТ в ВМТ, часть этих газов, занимающих объём камеры сгорания V_c, в любом случае остаётся в цилиндре. Эту часть продуктов сгорания так и называют – "*остаточные газы*". Их количество численно оценивается соответствующим коэффициентом – *коэффициентом остаточных газов*, о чём мы далее поговорим подробнее.

2. *Полностью ли удаётся заполнить цилиндр* свежим зарядом (смесью воздуха с топливом в ДсИЗ или только воздухом в дизелях)? К сожалению, по многим причинам (о них поговорим далее) в двигателях с наполнением из атмосферы (без наддува) не удаётся разместить в цилиндре объём свежего заряда, даже просто соответствующий рабочему объёму V_h, который геометрически очерчивается движением поршня из ВМТ в НМТ. Величина поступившего в цилиндр в этом процессе свежего заряда (относительно освободившегося рабочего объёма цилиндра) оценивается соответствующим коэффициентом – *коэффициентом наполнения.* О нём мы также далее поговорим более подробно.

Сейчас хочется только обратить ваше внимание на то, что процессы газообмена: *процесс выпуска отработавших газов и замена их свежим зарядом в процессе наполнения* являются фундаментальным отступлением от идеализации процессов, происходящих в цилиндре ДВС, т.е. от идеального термодинамического цикла, который мы взяли *за основу при проектировании данного двигателя*. Но это отступление внесло существеннейшие коррективы в результаты, т.е. в *величину работы термодинамического цикла и в величину КПД*, которые мы намеревались получить, ориентируясь на тот или иной вариант этого цикла.

Вот об этом-то и будет далее идти речь. Нам очень важно разобраться в причинах снижения любого показателя, любого процесса, поскольку они в конечном итоге сказываются (и, как правило, в нежелательную для нас сторону) на показателях, характеризующих работу двигателя в целом, во всех условиях его эксплуатации.

Итак, в индикаторной диаграмме, которую мы подробно рассмотрели, следует отметить некоторые нюансы, существенно ***отличающие её от теоретического термодинамического цикла:***

- Процесс ***a′ – r – r′*** **– называют "*перекрытием клапанов*"** – очень короткий промежуток времени, когда открыты оба клапана (если их два) – впускной и выпускной. В это время происходит *продувка цилиндра свежим зарядом*. Представьте себе тот сквозняк, который получится, если открыть одновременно и дверь, и окно в любой комнате. Это и есть тот результат, который достигается перекрытием клапанов: объём цилиндра продувается свежим зарядом (правда при условии, что свежий заряд обладает для того необходимой энергией).

- Процесс ***дозарядки цилиндра a – a"*** в тот промежуток времени, когда поршень уже начал своё движение из НМТ к ВМТ, а впускной клапан остаётся ещё открытым. Смысл происходящего в этот момент весьма банален: газ (свежий заряд), подчиняясь движению поршня, течёт в цилиндр при движении поршня вниз. Но после НМТ, когда поршень изменяет направление своего движения, газ не способен, в силу своей инертности, моментально подчиниться "команде поршня", и, несмотря на противоречивость обстоятельств, продолжает двигаться в цилиндр. Для той цели, что мы с вами преследуем – это замечательно! Это увеличивает свежий заряд цилиндра. Отсюда название – "*дозарядка*". Но бесконечно это продолжаться не может. Рано или поздно в цилиндре установится давление, равное давлению, с которым свежий заряд поступает в него. Дозарядка прекратится. Искусство (квалификация) создателей двигателя в том и заключается, чтобы

уловить этот момент (в расчётах или экспериментально) и захлопнуть впускной клапан тогда, когда газ (свежий заряд) вдруг спохватится и попытается изменить направление своего движения.

- Процесс *"выхлопа" – b′ – b″* – в четырёхтактном ДВС это промежуток времени, который никак не соотносится с тактом "*выпуска*". Мы планируем открытие выпускного клапана (точка *b′*) тогда, когда ещё происходит процесс расширения (напомню – основной процесс, ради которого и городился весь огород – "*рабочий ход*"). Здесь очень удобно подчеркнуть, насколько важны и насколько определяющи в конечном результате работы ДВС процессы газообмена. Инженеры – создатели всё новых типов ДВС, давно уловили, что *очистка цилиндра* (Чувствуете!? Опять процессы газообмена.) за счёт самоистечения под действием разности давлений в цилиндре и в среде, куда происходит выброс продуктов сгорания, даёт более существенную прибавку работы цикла, чем законченное, полное их расширение.

- Точка *c′ – начало процесса горения.* В этот момент в ДсИЗ подаётся напряжение на свечу зажигания (между её электродами проскакивает искра), а в дизелях в цилиндр через форсунку подаётся топливо, которое самовоспламеняется. Напомним, что теоретически начало процесса подвода тепла q_1 к рабочему телу (газу, который находится в цилиндре) совпадает с моментом прихода поршня в ВМТ. Но это только теоретически, *когда совершенно непонятно – откуда берётся это тепло.*

В ДВС, по самому их наименованию, тепло q_1 *подводится к рабочему телу в процессе горения.* Как уже отмечалось, процесс горения занимает некоторый (а при плохой его организации – очень значительный) промежуток времени. Как сделать так, чтобы реальный процесс подвода тепла почти совпадал с идеальным (мгновенным) процессом? Этот вопрос в сочетании с множеством проблем, связанных с реализацией процесса горения, является содержанием отдельной дисциплины "Процесс горения и экология ДВС", которую вы будете изучать в дальнейшем. Сейчас следует отметить лишь то, что управлять размещением процесса подвода тепла относительно ВМТ в реальном ДВС удаётся, варьируя угол опережения зажигания – $\varphi_{оз}$, т.е. расположение точки c' на индикаторной диаграмме. Причём непосредственно горение (пламя) возникает не сразу, а через некоторое время – в точке f. В промежутке $c' - f$ (он называется "*индукционный период процесса горения*") в ТВС происходят предпламенные химические реакции.

- Следует обратить особенное внимание на **три характерные величины давлений:** p_H, Δp_a **и** Δp_r. Они, как и процессы газообмена, на рис. 3.2 специально показаны укрупненно, т.к. пропорционально их изображение не соответствует максимальной величине давления в точке z_∂. Итак, p_H – давление в среде (в атмосфере), из которой в цилиндр двигателя втекает свежий заряд. Нужно хорошо понимать, что атмосферное давление $p_H \cong 0{,}1$ МПа в сравнении с максимальным давлением $p_z \cong 7{,}0\ldots8{,}0$ МПа в ДсИЗ и $p_z \cong 10{,}0\ldots15{,}0$ МПа в дизелях, составляет примерно сотую часть (это, конечно, очень обобщённо) и на индикаторной диаграмме, можно сказать, его почти не видно. Но величина давления рабочего тела на входе в двигатель, как мы покажем далее при обсуждении ДВС с наддувом, играет весьма значительную роль в зарядке цилиндра ДВС перед совершением каждого термодинамического цикла. Напомним, что от величины свежего заряда (и по массе, и по объёму) напрямую зависит работа $L_ц$, которая может быть получена в термодинамическом цикле, где реализуется энергия, внесённая в цилиндр с данным свежим зарядом ТВС.

Перепад давлений Δp_a – это показатель гидравлического сопротивления впускной системы ДВС. Действительно, на входе в двигатель давление газа равно p_H (при наполнении из атмосферы) или $p_к > p_H$ (при подаче свежего заряда в ДВС из компрессора наддува). Но при течении газа (воздуха) через воздушный фильтр, "кривые-косые" каналы впускной системы (порой очень плохо обработанные), через карбюратор (если он есть) и через впускной клапан, который из-за плохообтекаемой формы представляет собой весьма значительное гидравлическое сопротивление, происходят так называемые "гидравлические потери". Они представляют собой затраты механической энергии движения потока газа на трение о стенки каналов, на внезапное расширение (или сужение) канала, на его повороты и образование завихрений за плохообтекаемыми телами. В результате ***давление газа в цилиндре оказывается всегда ниже давления среды, из которой происходит его наполнение.*** И чем сложнее впускная система ДВС, тем больше её гидравлическое сопротивление Δp_a, тем меньше плотность свежего заряда, тем ниже работа, которая может быть получена в термодинамическом цикле, т.е. снижается мощность ДВС. Так, вкратце, можно обрисовать ситуацию на входе в двигатель.

Примерно то же можно сказать и о выпуске. Представьте себе, что при движении потока газа из цилиндра (в процессе выпуска) он должен преодолеть сопротивление "кривой-косой" выхлопной трубы, весьма запутанного направления движения в глушителе и гидравличе-

ское сопротивление нейтрализатора (если он есть) токсичности выхлопных газов. Про нейтрализатор хотелось бы сказать несколько слов отдельно.

В погоне за "экологичностью ДВС" проектировщики этих двигателей придумали агрегат, который снижает содержание нежелательных составляющих в его выхлопе – "нейтрализатор". Его функция – создавать условия для протекания химических реакций, в результате которых получаются вещества, безвредные для жизни человека. Что представляет современный нейтрализатор? Это – хонейкомб, т.е. "пачка макарон", но уменьшенная до сечения 1 мм^2 и менее. Вы, надеюсь, можете себе представить каково гидравлическое сопротивление такого объекта!

В чём его суть? Хонейкомб имеет огромную суммарную поверхность взаимодействия с потоком газа. Эта поверхность покрыта (не удивляйтесь!) ***платиной***. Да, в чистом виде платиной! Дело в том, что платина является великолепнейшим катализатором химических реакций, в результате которых на выхлопе ДВС все газы, являющиеся продуктами не полностью завершившихся химических реакций, превращаются в компоненты полного сгорания нефтепродуктов, т.е. CO_2 и H_20. Чтобы не было каких-либо кривотолков, скажу, что толщина платинового слоя составляет в этих устройствах 10…20 мкм. Это примерно то же, что и золочение часов и некоторых ювелирных изделий. Эффект весьма значительный, а затраты – чисто символические.

Итак, величина Δp_a показывает, насколько точка *"a"* на индикаторной диаграмме расположена ниже уровня $p_к$ или $p_Н$. А величина Δp_r показывает, насколько давление в цилиндре двигателя превышает давление в окружающей среде $p_Н$, ибо выброс отработанных газов всегда происходит в окружающую среду (что, с точки зрения *ЭКОЛОГИИ*, весьма проблематично).

3.1.3. Индикаторные диаграммы различных вариантов ДВС

Как уже отмечалось в первой главе данной книги, каждый конкретный ДВС может представлять собой сочетание разнообразных признаков: по типу применяемого топлива и способу его зажигания, количеству тактов, необходимых для выполнения термодинамического цикла, способу наполнения цилиндров свежим зарядом (непосредственно из атмосферы или через компрессор наддува), типу системы охлаждения и т.д. Причём нет принципиальных ограничений для создания двигателя, воплощающего любое сочетание перечисленных и других известных признаков. Естественно, что все указанные различия

накладывают свой отпечаток на реализацию рабочего процесса, что отражается на конфигурации индикаторной диаграммы либо на численных значениях координат её характерных точек.

Что касается численных значений, договоримся, что об этом лучше рассуждать, имея перед собой результаты расчётов того или иного типа ДВС. Следовательно, такие различия будут наиболее отчётливо видны после выполнения курсовой работы по проектированию двигателя.

Сейчас же мы рассмотрим некоторые принципиальные отличия индикаторных диаграмм двигателей, структура которых (сочетание перечисленных признаков) имеет заметное влияние на протекание рабочих процессов, следовательно, и на конфигурацию действительного термодинамического цикла – индикаторную диаграмму.

3.1.3.1. Индикаторная диаграмма двухтактного ДВС

Двухтактный ДВС – это поршневой двигатель, в котором все ранее перечисленные процессы: *наполнение, сжатие, горение, расширение и выпуск* (пять процессов!), совершаются за один оборот коленчатого вала ($\varphi_{кв} = 360^0$), т.е. за два такта (каждый по $\varphi_{кв} = 180^0$ поворота коленчатого вала). Как это удаётся выполнить? А если удаётся, то зачем сочинили четырёхтактный двигатель?! Попробуем, по возможности коротко, разобраться в чём тут суть дела.

Основные процессы, создающие конфигурацию индикаторной диаграммы: *сжатие, подвод тепла к рабочему телу (в ДВС – это горение), расширение* ***(рабочий ход)*** во всех вариантах ДВС (во всех вариантах сочетания отличительных признаков) – суть одно и то же! То есть дизель или ДсИЗ, с наддувом или с наполнением из атмосферы и т.д., всё это неважно, поскольку в основе основ – в ЦПГ совершается сжатие рабочего тела, подвод к нему тепла (в процессе горения) и далее расширение, т.е. – ***рабочий ход.*** Всё! Это – именно *ТО,* ради чего и придумывался (изобретался) данный конкретный вариант ДВС. Но подготовка к совершению этих процессов (особенно процессов газообмена) в каждом конкретном варианте ДВС существенно различна. В чём их различие?

Итак, в двухтактном ДВС все *основные процессы* совершаются, как и во всех других поршневых ДВС. **Отличие в том**, *что процессы газообмена в этом ДВС совершаются не с помощью движения поршня, как это было подробно изучено ранее для четырёхтактного ДВС, а за счёт продувки полости цилиндра свежим зарядом.*

Таким образом, часть термодинамического цикла (рис. 3.4) – $a'' - c' - f - c'' - z_д - b' -$ составляющая "*основу основ*", ничем не отличается от протекания этих же процессов в других ДВС, *а процессы газообмена* протекают своеобразно. Как? (см. рис.3.4).

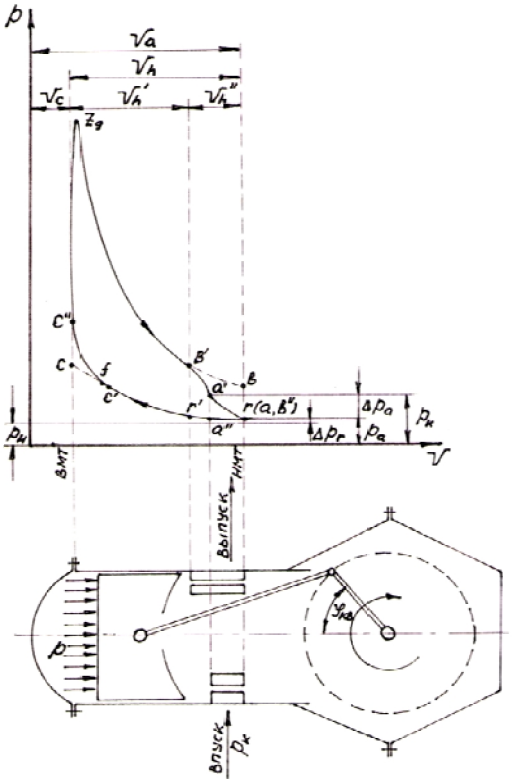


Рис. 3.4 Схема двухтактного ДВС и его индикаторная диаграмма

Поршень при своём движении из ВМТ к НМТ в процессе расширения рабочего тела (***первый такт***) достигает положения, соответствующего точке b' индикаторной диаграммы. При этом в двухтактном ДВС (см. рис.3.4) открываются выхлопные окна, вырезанные в нижней части гильзы цилиндра, т.е. полость цилиндра разгерметизируется и сообщается с выхлопной системой двигателя (с выхлопной трубой и другими агрегатами, которые встроены в эту систему). Не все варианты двухтактных ДВС имеют именно выхлопные окна, но во всех в момент, соответствующий точке b', срабатывает механизм, разгерметизирующий ЦПГ. Раскалённые продукты сгорания, которые до этого момента давили на поршень, получают возможность вырваться из ци-

линдра через эти выхлопные окна (или что-то ещё). Давление в цилиндре резко снижается (см. линию $b' - r'$), но затем поршень, продолжая движение к НМТ, открывает продувочные окна (также вырезанные в нижней части гильзы цилиндра), из которых в цилиндр поступает свежий заряд. Как правило, в двухтактных ДВС свежий заряд (чистый воздух или ТВС), поступает в цилиндр из компрессора, т.е. с давлением выше атмосферного.

Условия в цилиндре (в частности давление) устанавливаются в соответствии с действующими факторами: *истечение продуктов сгорания из цилиндра через выпускные окна в атмосферу и поступление в цилиндр свежего заряда через продувочные (впускные) окна из продувочного компрессора.* Это сочетание условий действует в процессе $r' - r - a'$, который называется "***продувка цилиндра***". В этом процессе цилиндр действительно продувается свежим зарядом, т.е. ***втекающие*** через впускные окна ***газы*** выдавливают или даже уносят с собой в выхлопную систему ***отработавшие газы***.

А теперь попробуйте вообразить и оценить: насколько эффективна такая система очистки цилиндра в сравнении с выталкиванием отработавших газов движением поршня?! Мы с вами далее более подробно рассмотрим варианты исполнения системы продувки цилиндров двухтактных ДВС. Но заранее могу сообщить, что при всех конструктивных ухищрениях в двухтактных двигателях не удаётся достичь столь высокого показателя степени очистки цилиндра от продуктов сгорания предыдущего цикла, как это получается в четырёхтактных ДВС за счёт двух дополнительных движений (тактов) поршня. Напоминаю, что степень очистки цилиндра от газов, отработавших в предыдущем цикле, оценивается *коэффициентом остаточных газов.* Следовательно, этот показатель в двухтактных ДВС всегда хуже, чем его значение в четырёхтактных ДВС (при прочих равных условиях). Действительно, чем выше коэффициент остаточных газов, т.е. *чем больше их осталось после процесса очистки от них цилиндра,* тем меньше попадёт свежего заряда в цилиндр двигателя и тем хуже будет работа данного цилиндра в следующем цикле.

Продолжим изучение изменений условий в цилиндре двухтактного двигателя при движении поршня уже из НМТ в ВМТ (***второй такт***). В точке a' индикаторной диаграммы (см. рис. 3.4) поршень перекрывает продувочные окна. Поступление свежего заряда прекращается. Но выхлопные окна (в тех конструкциях, где они есть) всё ещё открыты. Этот участок процесса $a' - a''$ далеко не всегда реализуется в большинстве конструкций двухтактных ДВС, но возможность его появления следует учитывать при изучении рабочих процессов этих двигателей, ибо это – их принципиальная особенность. Суть происходящего

на этом участке индикаторной диаграммы состоит в том, что свежий заряд перестал поступать в цилиндр двигателя, а выпуск рабочего тела (в том числе и свежего заряда) из цилиндра всё ещё происходит! Ясно, что тут возможны потери свежего заряда, т.е. количества исходной энергии (вместе с энергоносителем), поступившей в цилиндр. Поскольку энергоносителем является топливо, то это означает его потери и увеличение его расхода. А это – ни что иное, как потери в кошельке потребителя! Ясно, что потребитель должен возненавидеть двухтактные ДВС. Но он их с удовольствием использует. Почему?! Они очень просты в конструктивном исполнении, т.е. у них достаточно малая цена. Подробнее разделе 7.3.

А сейчас нужно отметить некоторые особенности индикаторной диаграммы двухтактных ДВС. В графическом изображении этой диаграммы (см. рис. 3.4) следует выделить (по оси V) два характерных участка: V' – ***полезный объём цилиндра***, в котором происходят ***основные процессы*** термодинамического цикла (*сжатие – подвод тепла – расширение*) и V''***- потерянный объём***, в котором не могут продолжаться основные процессы, поскольку цилиндр негерметичен.

Для численной оценки потери полезного объёма цилиндра в двухтактных ДВС применяют *коэффициент* ***потерянного хода поршня***. Напоминаю, что объём цилиндра над поршнем и ход поршня прямо пропорциональны. Коэффициентом пропорциональности является площадь поперечного сечения цилиндра. Таким образом, *коэффициент потерянного хода поршня*

$$\psi = \frac{V_h''}{V_h} = \frac{S''}{S}. \qquad (3.1)$$

Откуда полезный объём цилиндра

$$V_h' = (1 - \psi) \cdot V_h, \qquad (3.2)$$

геометрическая степень сжатия

$$\varepsilon' = \frac{V_a}{V_c}, \qquad (3.3)$$

действительная степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{V_c + V_h'}{V_c}. \qquad (3.4)$$

3.1.3.2. Индикаторная диаграмма ДВС с наддувом

Во всех вариантах ДВС, которые обсуждались ранее, процессы газообмена происходили на уровне давления окружающей среды – p_H.

Это характерно для двигателей с наполнением из атмосферы. В двигателях с наддувом свежий заряд попадает в цилиндр через компрессор, где давление газа возрастает относительно атмосферного. Следовательно, на входе в цилиндр $p_к > p_Н$ (индекс "*к*" означает, что данная величина фиксируется по условиям за компрессором). Какие изменения вносит в процессы газообмена, и в целом в индикаторную диаграмму, такое сочетание условий на входе в двигатель?

Прежде всего нужно отметить, что *основные процессы*, протекающие в ЦПГ, выполняются в той же последовательности (*сжатие рабочего тела, горение и расширение продуктов сгорания*), но на ином, заметно более высоком уровне давлений. В этом и состоит смысл наддува – *увеличение силы* Y, *действующей на поршень* (см. рис. 1.3). Напомним, что сила Y зависит от двух составляющих: от *площади поршня* (в данном случае, её изменение не рассматривается) и от *давления газов на поршень.* Наддув приводит к увеличению этого давления. Вполне понятен результат – увеличивается работа, совершаемая поршнем в процессе расширения рабочего тела, т.е. при постоянном режиме работы двигателя (n = const) увеличивается его мощность. Заметьте – при неизменной площади поршня (цилиндра), т.е. *не изменяя геометрию (размеры) двигателя*!

Прирост мощности двигателя в соответствии с законом сохранения энергии может быть обеспечен лишь при увеличении затраченной энергии. Выполняется это условие за счёт того, что в процессе наполнения цилиндра свежим зарядом в него поступает увеличенная *масса этого заряда*, т.е. и *дополнительная масса топлива (энергоносителя*). Масса свежего заряда растёт (*даже, если не увеличивается его объём*) из-за увеличения его плотности

$$\rho_к = \frac{p_к}{R \cdot T_к} \qquad (3.5)$$

вследствие работы компрессора наддува.

Далее, при более подробном изучении процесса наполнения, мы покажем, что *наддув увеличивает и объём свежего заряда* в сравнении с вариантом наполнения цилиндра из атмосферы.

Напомним, что энергию для работы компрессора можно получить отбором мощности от вала двигателя (см. рис. 1.7) или приводом от турбины, расположенной в потоке выхлопных газов (см. рис. 1.6).

Очевидно, что ***процесс наполнения*** и в том, и в другом случае протекает так, как это показано на рис. 3.5. Начинается он в точке a' до прихода поршня в ВМТ, затем выполняется *такт наполнения* $r - a$ (поршень движется из ВМТ в НМТ) и завершается процесс в точке a'', когда давление в цилиндре уравнивается с давлением потока во впуск-

ном канале и закрываются впускные органы (клапан в четырёхтактном ДВС и продувочные окна в двухтактном двигателе). На участке $a' - r - r'$ процесса открыты и впускные, и выпускные клапаны.

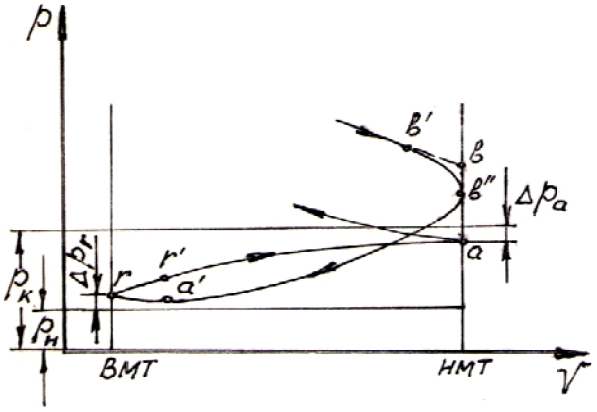


Рис. 3.5 Процесс наполнения ДВС с наддувом

Происходит продувка цилиндра потоком свежего заряда. На участке $a - a''$ цилиндр *дозаряжается* до уровня давления за компрессором наддува $p_к$ за счёт инерции движения газа во впускном отверстии. Если бы процесс наполнения закончился в конце такта, в точке a, то давление в цилиндре оказалось бы ниже $p_к$ на величину гидравлического сопротивления системы впуска – Δp_a.

Процесс выпуска из цилиндра отработавших газов в двух вариантах привода компрессора наддува (см. рис. 1.6 и 1.7) протекает поразному.

Вариант с отбором мощности на привод компрессора от вала двигателя никаким образом не затрагивает выхлопную систему ДВС. В результате процесс протекает так же, как и было рассмотрено ранее (см. рис. 3.2). Начинается в точке b', ещё до прихода поршня в НМТ. В этот момент открывается выпускной клапан (в четырёхтактном ДВС) или выпускные окна (в двухтактном ДВС), т.е. цилиндр сообщается с атмосферой, давление в которой мы договорились обозначать p_H. Давление в цилиндре резко снижается и в конце *такта выпуска* $b'' - r$ почти достигает уровня p_H, но остаётся выше него на величину гидравлического сопротивления выпускной системы двигателя – Δp_r. Заканчивается процесс после прохода поршнем ВМТ в точке r', т.е. накладываясь на процесс наполнения. Как было сказано ранее, закры-

вается выпускной клапан с запаздыванием для улучшения очистки цилиндра от продуктов сгорания предыдущего цикла. Дополнительная очистка осуществляется продувкой.

Нужно отметить различие течения процесса на участке r -r'. В двигателе *с наполнением из атмосферы* (см. рис. 3.2) давление в цилиндре понижается, поскольку "срабатывает" гидравлическое сопротивление впускной системы. В двигателе *с наддувом* (рис. 3.5) давление в цилиндре растёт, поскольку в него втекает свежий заряд с давлением $p_к > p_н$.

При использовании турбонаддува выпуск отработавших газов из цилиндра происходит через турбину. Наличие этого агрегата вносит существенные изменения в процессы газообмена. Они будут рассмотрены в главе 8, посвящённой изучению теории комбинированных ДВС.

Итак, подводя итог изучению индикаторной диаграммы, повторим, что *в ней содержится информация о том, что* ***в действительности происходит в ЦПГ*** *за один цикл изменения параметров рабочего тела.* Напомним, что индикаторная диаграмма – это то, что получилось в двигателе при попытке реализовать при его работе один из трёх идеальных термодинамических циклов: циклы q_{1V}, q_{1P} или q_{1VP}. Поэтому небезынтересно обобщить те отличия от идеала, которые мы отмечали при обсуждении того или иного варианта индикаторных диаграмм.

3.1.4. Отличия действительного рабочего цикла ДВС от идеального

1. *В реальном ДВС* процесс подвода тепла q_1 извне, как это подразумевается в идеальном термодинамическом цикле, заменяется на разогрев рабочего тела в процессе горения веществ, из которых оно состоит. В результате при совершении цикла меняется химический состав рабочего тела. После завершения ***рабочего хода действительный цикл*** (в отличие от идеального) ***приходится размыкать*** для смены отработавших газов на свежий заряд.

2. *Идеальный цикл выполняется за два такта.* Следовательно, *на него формально более похожа индикаторная диаграмма двухтактного ДВС, точнее её часть* $a'' - c' - f - c'' - z_д - b'$ (см. рис.3.4), которая протекает в герметичной ЦПГ. Другая часть диаграммы выполняется в негерметичном цилиндре и реализует процессы газообмена.

3. *В четырёхтактном ДВС два такта (сжатие и расширение рабочего тела), соответствующие идеальному циклу, формируют часть*

индикаторной диаграммы $a - a'' - c' - f - c'' - z_0 - b' - b''$ (см. рис.3.2). После выполнения этих процессов цикл также размыкается и происходит газообмен, но за счёт двух дополнительных ходов поршня (двух дополнительных тактов).

4. *Введение процесса горения в рабочий цикл ДВС существенно усложнило сам принцип действия и структуру двигателя*, в отличие от варианта выполнения идеального цикла. Для протекания горения с максимальным тепловым эффектом (а в этом и состоит его назначение), при минимизации нежелательных побочных явлений, в современных ДВС применяется микропроцессорная система управления дозированием цикловой подачи топлива в сочетании со сложной системой топливоподачи и подготовки ТВС, системой зажигания и нейтрализации вредных составляющих продуктов сгорания.

5. *В идеальном цикле подразумевается, что процессы сжатия и расширения рабочего тела протекают без теплообмена с окружающей средой (адиабатически).* Из-за ограниченных теплофизических свойств материалов, из которых выполняется горячая часть двигателя, они не способны длительное время работать в среде с температурой, возникающей в процессе горения. По этой причине *в структуре реального ДВС* появляется система охлаждения. *Процессы сжатия и расширения протекают политропически с двусторонним теплообменом.*

6. Из-за наличия в реальном двигателе *гидравлического сопротивления впускной и выпускной систем* начало и конец тактов газообмена по оси давлений *"p"* отличаются от давления на входе в двигатель (на величину Δp_a) и от давления в окружающей среде (на величину Δp_r).

7. Для наилучшей организации процессов горения и газообмена их начало и конец не совпадают с положением поршня в ВМТ и НМТ. Эти отличия от идеального цикла возникают потому, что *идеальная схема – мгновенный подвод тепла к неизменному рабочему телу,* ***не может быть воспроизведена в действительности*** и реализуется в виде указанных процессов. Они, в свою очередь, не вписываются в схему идеального цикла.

8. Абстрактная передача тепла q_2 "холодному телу" в идеальном цикле реализуется в рабочем цикле в виде выноса тепла вместе с отработавшими газами в атмосферу и теплоотдачей в систему охлаждения. Такая замена заметно увеличивает потери энергии, поступающей в цикл в виде тепла q_1, т.е. снижает КПД ДВС.

3.1.5. Задачи расчёта индикаторной диаграммы

Как мы с вами уже установили в вышеизложенных разелах, мощность, которую развивает ДВС:

$$N = L_ц \cdot f, \; Вт,$$

где $L_ц$ – работа, полученная в термодинамическом цикле в процессе преобразования тепловой энергии в механическую:

$$L_ц = q_1 - q_2, \; Дж / цикл;$$

f – частота повторения циклов в единицу времени. Она зависит от режима работы двигателя – n, количества тактов – τ, необходимых для совершения одного цикла в одном цилиндре, и от числа цилиндров – i, т.е. (см. формулу (1.9))

$$f = \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot i, \; цикл / с.$$

Следовательно (см. формулу (1.10))

$$N = L_ц \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot i, \; Вт. \qquad (*)$$

Теперь попробуем кратко сформулировать задачу ***проектирования нового двигателя***. Заказчик – это фирма, которая проектирует и создаёт какой-то объект, например транспортное средство, потребляющий механическую энергию. В составе такого объекта необходим двигатель как преобразователь некоторой исходной энергии в механическую. Заказчик решает, что наилучшим вариантом для его разработки будет ДВС. В результате мозговой центр заказчика формирует и выдаёт фирме, разрабатывающей ДВС, техническое задание (ТЗ) примерно такого содержания:

- спроектируйте ДВС, который на номинальном режиме $n_{ном}$ (*указывается число об/мин*) развивает мощность N (*указывается число Дж в секунду*);

- для нашей разработки оптимальным является дизель (*или ДсИЗ*), четырёхтактный (*т.е. оговаривается $\tau = 4$; возможны и другие варианты*) с количеством цилиндров i (*указывается число*);

- дополнительно оговаривает ряд требований и ограничений (*которые в данный момент для нас несущественны*).

Частоту вращения вала ДВС задаёт заказчик. Именно ту, которая необходима, например, движителю его будущего транспортного средства. Частота вращения задаётся на режиме, при работе на котором ТС потребляет максимальную мощность. Такой режим для ДВС называют "номинальным" (иногда коротко – "номинал"). После создания ДВС

все основные показатели его работы заносятся в паспорт именно на номинальном режиме.

Какова основная задача проектирования нового двигателя? Я всё время подчёркиваю слово "нового", поскольку есть *другой аспект проектирования – подбирается подходящий из существующих ДВС и на его основе создаётся двигатель* ***с более высокими показателями качества работы***. Мы пока будем говорить только о варианте разработки нового ДВС. Так вот, ***основная задача проектирования любого*** **нового** ***технического объекта – определение его геометрических размеров*** при выполнении требований ТЗ.

Обратимся к формуле (*) и содержанию ТЗ и попробуем на этой основе сконструировать *схему процесса проектирования* ДВС. Очевидно, что единственная неизвестная величина в этой формуле – работа цикла $L_ц = \dfrac{30 \cdot N \cdot \tau}{n \cdot i}$, поскольку всё остальное известно из ТЗ. Задача проектирования сводится к созданию такого двигателя, в каждом цилиндре которого на номинальном режиме получалась бы именно эта работа $L_ц$.

"Ну, и где же здесь геометрические размеры?" – спросите Вы. Не торопитесь. Вспомним, что и теоретический термодинамический цикл ДВС, и действительный цикл, т.е. индикаторную диаграмму, обычно изображают в координатах $p - V$. Из термодинамики известно, что площадь фигуры термодинамического цикла в этих координатах в определённом (выбранном нами) масштабе равна работе $L_ц$, полученной в этом цикле. При этом координата "V" – очевидная геометрия ЦПГ, это *объём цилиндра* $V_ц$.

Задача проектирования ДВС становится более ясной: *нужно спроектировать такой термодинамический цикл, который в минимальном объёме* $V_ц$ *обеспечил бы получение работы* $L_ц$.

Что значит – спроектировать термодинамический цикл? Это означает – рассчитать все пять процессов, составляющих этот цикл. Причём с максимальным учётом всех отличий реальных процессов, действительно протекающих в двигателе, от идеальных, составляющих идеальный термодинамический цикл выбранного типа двигателя.

В принципе, это означает, что ***основу проектирования ДВС составляет расчёт индикаторной диаграммы.*** Этот метод проектирования поршневых двигателей предложил ещё в 1907 году профессор Московского высшего технического училища (МВТУ, сейчас этот вуз называется "Московский государственный технический университет" – МГТУ) Василий Игнатьевич Гриневецкий. В дальнейшем соратники

и ученики В.И. Гриневецкого дополнили и развили его предложение, по сути, создали метод проектного расчёта ДВС и его математическую модель. Какого уровня эта ММ – мы определимся в конце книги. А пока условимся, что мы изучаем основные уравнения и формулы "ММ ДВС Гриневецкого".

Итак, чтобы научиться создавать новые двигатели, нам нужно, прежде всего, научиться рассчитывать все процессы, составляющие индикаторную диаграмму: наполнение – сжатие – горение – расширение – выпуск.

Цель расчёта каждого процесса – по параметрам рабочего тела в исходной точке определить его параметры в точке окончания процесса. Для процессов сжатия и расширения, формирующих площадь фигуры индикаторной диаграммы, следует рассчитать линии этих процессов в координатах $p - V$. Кроме того, для каждого процесса нужно выделить, сформулировать и рассчитать параметр, характеризующий качество его протекания. Этот параметр необходим для сравнения с уже достигнутым уровнем аналогичных разработок в мировом двигателестроении.

3.2. Анализ и расчёт рабочих процессов

В этом разделе мы более подробно рассмотрим каждый из процессов, составляющих индикаторную диаграмму. Постараемся изучить все физические явления, происходящие в двигателе при выполнении им того или иного процесса. Введём параметры, с помощью которых можно оценить ***качество выполнения*** *каждого процесса.* Выявим факторы, влияющие на эти параметры, следовательно, получим возможность наметить мероприятия, которые может использовать проектировщик двигателя для повышения КПД (*топливной экономичности*) и работы цикла (*мощности двигателя*). Покажем: как в рамках принятой математической модели можно рассчитать основные параметры каждого процесса.

Последовательность изучения процессов совпадает с реальными событиями, происходящими в двигателе при его "оживлении", т.е. при переходе двигателя из выключенного состояния – в рабочее. Естественно, что всё начинается с процесса заполнения цилиндра рабочим телом. Причём такого состава, который позволит полноценно выполнить и процесс горения. Напомню, что в *дизелях и в ДсИЗ с непосредственным впрыском* топлива в цилиндр *свежим рабочим телом в процессе наполнения является воздух. В бензиновых двигателях с внешним (относительно цилиндра) образованием ТВС* свежим рабочим телом является сама топливовоздушная смесь.

3.2.1. Процесс наполнения

Назначение этого процесса – зарядка цилиндра свежими веществами, химический состав которых позволит осуществить процесс горения в следующем цикле изменения параметров рабочего тела.

Естественно, что при проектировании ДВС хочется сделать так, чтобы в этом процессе в цилиндр поместилось максимально возможное количество свежего заряда. Суть в том, что при известном составе ТВС, т.е. при известной величине коэффициента избытка воздуха α, *количество поступившего в цилиндр рабочего тела определяет и количество поступившего в цилиндр топлива* (энергоносителя), *т.е. его цикловую подачу.* Действительно, поскольку

$$\alpha = \frac{G_{в\,ц}}{G_{т\,ц} \cdot L_0},$$

то величина ***цикловой подачи топлива*** $G_{т\,ц}$ (т.е. количество топлива, которое будет подано в цилиндр в данном цикле) зависит от *цикловой подачи воздуха* $G_{в\,ц}$:

$$G_{т\,ц} = G_{в\,ц} \cdot \frac{1}{\alpha \cdot L_0},$$

составляющего основу свежего заряда рабочего тела, поступающего в цилиндр. В этой формуле стехиометрический коэффициент L_0 – физико-химическая константа для выбранного топлива, а коэффициент α – выбранная нами величина для данного двигателя и данного режима его работы. Именно ***коэффициент*** α характеризует соотношение топлива и воздуха в составе горючей смеси и является ***проектной переменной***, т.е. может изменяться в процессе проектирования двигателя самим проектировщиком, исходя из каких-либо соображений.

Чтобы оценить количественно ***качество выполнения данного процесса***, введём в словарь нашей (специалистов по ДВС) терминологии понятие – ***коэффициент наполнения*** η_v. *Его величина показывает насколько действительно поступивший в цилиндр свежий заряд* $G_ц$ *(в данном процессе наполнения) отличается от теоретически возможной его величины* $G_{ц\,теор}$ *:*

$$\eta_v = \frac{G_ц}{G_{ц\,теор}}.$$

Действительно, поступившее в цилиндр количество веществ $G_ц$ оценивает объективную реальность, в которой значительную роль иг-

рают условия, при которых происходит процесс наполнения. Величина $\boldsymbol{G_ц}$, при прочих равных условиях, строго говоря, изменяется даже от цикла к циклу. Поэтому при проектировании двигателя её принимают некоторой средней по всем циклам на данном режиме работы ДВС.

В отличие от $\boldsymbol{G_ц}$ величина $\boldsymbol{G_{ц\,теор}}$ может быть точно рассчитана по условиям на входе в двигатель (плотности воздуха $\rho_к$) и объёму V_h, который освобождает поршень в цилиндре при своём движении из ВМТ в НМТ:

$$G_{ц\,теор} = \rho_{к(Н)} \cdot V_h .$$

Здесь индекс "к" применяется, когда свежий заряд поступает в двигатель из компрессора, т.е. в двигателе с наддувом; индекс "$_Н$" – при наполнении цилиндров из атмосферы (её состояние обычно оценивается параметрами $p_Н$, $T_Н$).

Таким образом, если принять (это, конечно, – условность), что в цилиндр поступает свежий заряд с плотностью $\rho_{к(Н)}$, то

$$\eta_V = \frac{\rho_{к(Н)} \cdot V_{с.з.}}{\rho_{к(Н)} \cdot V_h},$$

где $V_{с.з.}$ – объём действительно поступившего свежего заряда в цилиндр в данном цикле. При условии, что плотность свежего заряда не изменяется от входа в двигатель до его состояния в цилиндре, ***коэффициент наполнения***

$$\eta_V = \frac{V_{с.з.}}{V_h}. \qquad (3.6)$$

Ясно, что этот показатель *качества выполнения процесса наполнения* напрямую влияет на работу, которую можно получить в данном цикле. Следовательно, он влияет (причём прямо пропорционально) и на мощность, которую развивает ДВС на данном режиме его работы. Естественно, что желательно бы знать – *каково его предельно возможное значение и какими способами можно приблизить реальное значение* η_V *к его пределу.*

Предельное значение коэффициента наполнения можно достаточно просто сформулировать на основе следующих постулатов:

- свежий заряд в процессе наполнения занимает весь объём цилиндра V_a, т.е. все продукты сгорания, полученные в предыдущем цикле, удалены из цилиндра полностью;

- плотность свежего заряда не изменяется от входа в двигатель до его состояния в цилиндре в конце процесса наполнения, т.е. отсутствует влияние на процесс наполнения гидравлического сопротивления

впускного тракта двигателя и подогрев свежего заряда при его входе в цилиндр.

Следовательно, предельное значение коэффициента наполнения можно выразить как

$$\eta_{V\,пред} = \frac{G_{ц\,пред}}{G_{ц\,теор}} = \frac{\rho_{к\,пред} \cdot V_a}{\rho_{к\,теор} \cdot V_h}.$$

При условии $\rho_{к\ пред} = \rho_{к\ теор}$ ***предельное значение коэффициента наполнения*** может быть рассчитано по достаточно простой формуле:

$$\eta_{V\ пред} = \frac{V_a}{V_h} = \frac{V_a}{V_a - V_c} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}. \qquad (3.7)$$

Из неё следует, что *при идеальных условиях выполнения процесса* коэффициент наполнения, характеризующий качество его выполнения, оказывается более единицы! Т.е. *в цилиндр (в идеале) можно поместить рабочего тела больше, чем это предусмотрено теорией.* Это может служить *направлением, идеалом, перспективой* при совершенствовании системы наполнения цилиндра свежим зарядом. К сожалению, в условиях *реальных современных ДВС коэффициент наполнения оказывается (в двигателях без наддува) всегда меньше единицы.* Это означает, что в цилиндр двигателя поступает свежий заряд, но (увы!) не в том количестве, которое могло бы быть, если бы...!

Далее мы постараемся выявить причины, которые мешают заполнению цилиндра свежим зарядом.

3.2.1.1. Факторы, влияющие на величину коэффициента наполнения

Теоретически, заполнение цилиндра новой порцией рабочего тела происходит следующим образом (рис. 3.6 и 3.7). В конце такта выпуска, когда поршень, выталкивая продукты сгорания, отработавшие в предыдущем цикле, приходит в ВМТ, эти продукты сгорания занимают объём камеры сгорания V_c. Следовательно, они остаются в цилиндре и поэтому называются ***"остаточные газы"***. Этот объём продуктов сгорания в дальнейшем перемешается со свежим зарядом и образует с ним ***"рабочую смесь"***, которая и будет *рабочим телом* в следующем термодинамическом цикле.

Поскольку для получения предельного значения коэффициента наполнения $\eta_{V\ пред}$ никаких остаточных газов в цилиндре не должно быть, конструкторы ДВС придумывают всевозможные ухищрения для снижения их содержания. Одним из таких мероприятий является *продувка цилиндра в период перекрытия клапанов* – небольшой участок

индикаторной диаграммы $a' - r - r'$ (см. рис. 3.2), где одновременно открыты впускной и выпускной клапаны. Отметим для себя, что продувка положительно влияет на величину коэффициента наполнения, т.е. на качество протекания процесса наполнения.

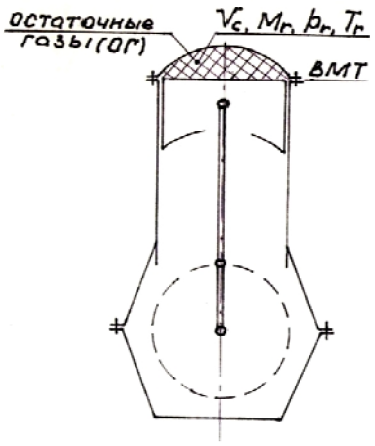


Рис. 3.6 Наполнение цилиндра при положении поршня в ВМТ

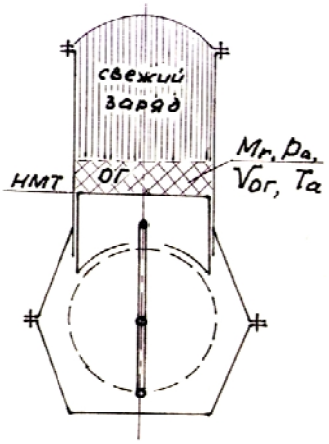


Рис. 3.7 Наполнение цилиндра при положении поршня в НМТ

В идеале можно представить себе ситуацию, когда "сквозняк" – течение струи свежего заряда из открытого впускного клапана через камеру сгорания в открытый выпускной клапан – полностью очистит объём камеры сгорания от этих самых остаточных газов. С точки зрения заполнения цилиндра свежим зарядом это великолепно! Получает-

ся предельное значение коэффициента наполнения. Но задумайтесь – какой ценой? В процессе продувки вместе с продуктами сгорания из цилиндра вытекает и часть свежего заряда. Можно предположить, что в дизелях и бензиновых ДВС с непосредственным впрыском топлива в цилиндр это не так уж и страшно, поскольку в этих двигателях свежим зарядом является воздух. Вроде бы не жалко, т.к. за него с владельца транспортного средства денег не требуют. (Пока! Когда мы будем рассматривать более подробно процесс горения, то покажем, что – зря не требуют!). Но и воздух (назовём его технологическим) следует экономить, поскольку на обеспечение его течения по каналам впускной системы уже затрачена энергия (топливо из бака). Тем более актуальна экономия свежего заряда в двигателях с внешним смесеобразованием, поскольку в этом случае свежий заряд – это ТВС.

Из сказанного следует, что, используя продувку цилиндра для повышения значения коэффициента наполнения, необходимо оптимизировать этот процесс для снижения потерь свежего заряда.

Итак, в конце такта выпуска (в точке r индикаторной диаграммы) остаточные газы занимают объём V_c (см. рис. 3.6). Их параметры в этот момент обозначим с индексом $"r"$:

- давление – p_r ;
- температура – T_r ;
- количество (в молях) – M_r .

При перемещении поршня в НМТ (см. рис. 3.7) количество остаточных газов (M_r), конечно, не изменилось, но параметры состояния стали соответствовать положению поршня в конце такта наполнения (точка a индикаторной диаграммы):

- давление – p_a ;
- температура – T_a ;
- объём – $V_{ог}$.

Таким образом, полный объём цилиндра (V_a) занят свежим зарядом ($V_{сз}$) и остаточными газами ($V_{ог}$), т.е. в точке a индикаторной диаграммы

$$V_a = V_{сз} + V_{ог} .$$

Коэффициент наполнения в этот момент можно записать как отношение

$$\eta_{Va} = \frac{V_{сз}}{V_h}, \text{ откуда } V_{сз} = \eta_{Va} \cdot V_h . \qquad (3.8)$$

Очевидно, что с учётом дозарядки (её величину принято оценивать ***коэффициентом дозарядки*** $\varphi_{доз}$), когда при движении поршня из

НМТ (из точки *"a"* индикаторной диаграммы) к ВМТ, т.е. уже в *такте сжатия,* при открытом впускном клапане свежий заряд по инерции всё ещё поступает в цилиндр:

$$\eta_V = \eta_{Va} \cdot \varphi_{доз}. \qquad (3.9)$$

Запишем уравнение состояния остаточных газов в конце такта выпуска (без учёта продувки цилиндра во время перекрытия клапанов)

$$P_r \cdot V_c = 8314{,}3 \cdot T_r \cdot M_r$$

и в конце такта наполнения

$$P_a \cdot V_{ог} = 8314{,}3 \cdot T_a \cdot M_r ,$$

где 8314,3 Дж/(кмоль·град) – универсальная газовая постоянная. Преобразуем оба уравнения в выражение для M_r и приравняем их

$$M_r = \frac{P_r \cdot V_c}{8314{,}3 \cdot T_r} = \frac{P_a \cdot V_{ог}}{8314{,}3 \cdot T_a}.$$

Отсюда можно получить следующее выражение для объёма остаточных газов, который «мешает» объёму свежего заряда $V_{сз}$ заполнить весь объём цилиндра V_a:

$$V_{ог} = \frac{P_r \cdot T_a}{P_a \cdot T_r} \cdot V_c \qquad (3.10)$$

Поскольку в нижней мёртвой точке, т.е. в конце такта наполнения

$$V_a = V_{сз} + V_{ог} ,$$

то, используя формулы (3.8) и (3.10), можно записать

$$V_a = V_h \cdot \eta_{Va} + \frac{P_r \cdot T_a}{T_r \cdot P_a} \cdot V_c$$

или, поделив на V_c:

$$\varepsilon = (\varepsilon - 1) \cdot \eta_{Va} + \frac{P_r \cdot T_a}{P_a \cdot T_r}.$$

Отсюда с учётом дозарядки (см. формулу (3.9)) и вспоминая выражение для предельного значения коэффициента наполнения (3.7), получим

$$\eta_V = \varphi_{доз} \cdot \left(\eta_{V\,пред} - \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_H + \Delta P_r}{P_к - \Delta P_a} \cdot \frac{T_a}{T_r} \right). \qquad (3.11)$$

В этой формуле величины Δp_a и Δp_r учитывают гидравлическое сопротивление впускной и выпускной систем (см. рис. 3.2).

Проанализируем полученное выражение. Этот анализ позволит нам выяснить влияние на коэффициент η_v различных факторов:

1. Если нет никакой дозарядки ($\varphi_{доз}$ =1), т.е. всё происходит строго в соответствии с теорией, и если выпуск отработавших газов осуществлять в вакуум (p_H = 0), то при отсутствии гидравлического сопротивления выпускной системы (Δp_r = 0) коэффициент наполнения достигнет своей предельной величины. (Понятно, что это фантастика, но в то же время и ориентир для дальнейших разработок).

2. Дозарядка ($\varphi_{доз}$), если она происходит, положительно влияет на η_v, поскольку позволяет хотя бы частично скомпенсировать неизбежные потери (см. второй член в скобках).

3. Чем выше степень сжатия (ε) при прочих равных условиях, тем меньше относительная величина объёма камеры сгорания V_c, тем меньше относительный объём остаточных газов $V_{ог}$ (см. формулу (3.10)), т.е. возрастает относительный объём свежего заряда (см. (3.8)) и коэффициент наполнения.

4. Чем выше гидравлическое сопротивление выпускной (Δp_r) и впускной (Δp_a) систем, тем ниже коэффициент наполнения.

5. Чем выше наддув двигателя (чем более $p_к$), тем выше коэффициент наполнения. Но следует помнить, что с ростом $p_к$ увеличивается и температура воздуха за агрегатом наддува $T_к$, что ведёт к росту температуры T_a и к снижению коэффициента наполнения. Видимо, по этим двум показателям следует искать оптимум.

6. Чем выше температура T_a газов в цилиндре в конце такта наполнения, тем больший объём займут остаточные газы (см. формулу (3.10)), следовательно, уменьшится объём, занимаемый свежим зарядом, т.е. снизится η_v.

7. Чем выше температура остаточных газов T_r в конце такта выпуска, тем меньше количество остаточных газов в объёме V_c, следовательно, и меньше их объём ($V_{ог}$) в конце такта наполнения, т.е. больше объём $V_{сз}$, выше коэффициент наполнения.

Итак, мы с вами рассмотрели схему процесса наполнения и на её основе выяснили *основные факторы*, влияющие на качество выполнения этого процесса. Неплохо. Но хочется иметь и какие-либо расчётные соотношения, которые бы позволили численно определять те факторы, которые входят в формулу (3.11) или в какую-либо аналогичную формулу. Только так можно что-то рассчитать, т.е. построить некоторую математическую модель ДВС, пригодную для его проектирования.

3.2.1.2. Анализ факторов, влияющих на величину коэффициента наполнения

а) *Гидравлическое сопротивление впускной системы.*

Система впуска воздуха в двигатель (рис. 3.8), как правило, включает в себя воздушный фильтр *1*, патрубки *2*, разделяющие поток после фильтра на равные части и подводящие воздух к цилиндрам, и впускные клапаны *3*, с помощью которых патрубки сообщаются или разделяются с полостью цилиндра. В ДсИЗ после воздушного фильтра, во впускном коллекторе, но ещё до разделения его на патрубки, располагается дроссельная заслонка (ДЗ) *4*, с помощью которой выполняется регулирование двигателя. При наличии карбюратора *5* ДЗ включается в его состав. Воздушный канал карбюратора *6* выполнен конфузорно-диффузорным. В сочетании с ДЗ такое устройство имеет заметное гидравлическое сопротивление. В дизелях ДЗ и карбюратор отсутствуют. В современных ДсИЗ с инжекторной системой подачи топлива отсутствует сужение воздушного канала карбюратора. И то, и то приводит к снижению гидравлического сопротивления, т.е. к росту коэффициента наполнения.

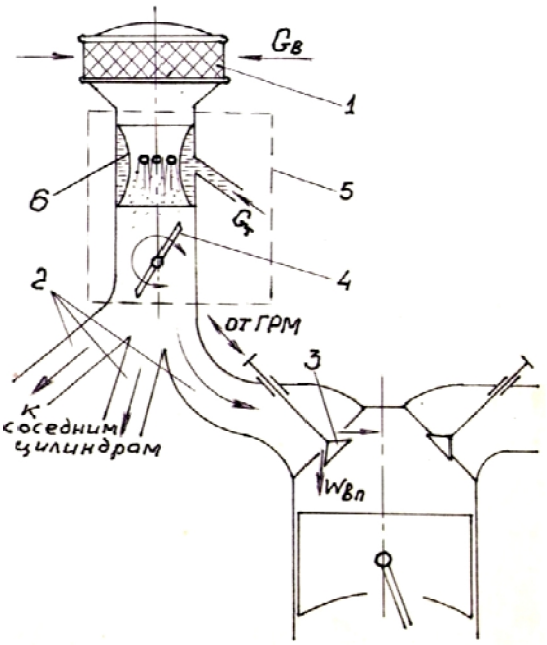


Рис. 3.8 Система впуска воздуха в двигатель

Величину потерь механической энергии движущегося потока воздуха оценивают перепадом давления от входа в двигатель "$p_{к(Н)}$" до давления в цилиндре в конце такта наполнения "p_a":

$$\Delta p_a = p_{к(Н)} - p_a . \qquad (3.12)$$

Напомним, что индекс "*к*" употребляется в случае подачи воздуха в двигатель из компрессора наддува, а индекс "$_Н$" – при наполнении цилиндров ДВС из атмосферы.

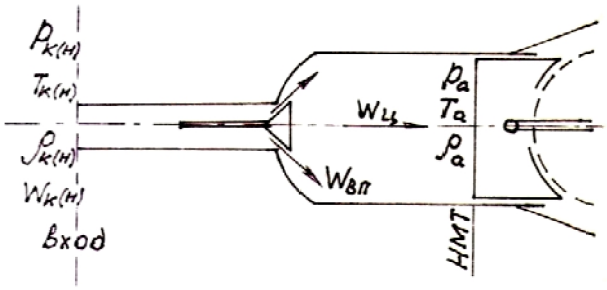


Рис. 3.9 Расчётная схема впускной системы
(самое узкое сечение канала – щели впускного клапана)

Чтобы получить какое-либо несложное соотношение для расчёта величины Δp_a , следует упростить конструктивную схему впускного тракта. В рамках математической модели не самого высокого уровня, которую, однако, можно с успехом использовать для эскизного проектирования ДВС, расчётная схема впускной системы сводится к самому узкому сечению канала – щели впускного клапана (рис.3.9). Именно это сечение привносит наибольшую долю в потери энергии потока воздуха, поскольку скорость в щели клапана $w_{вп}$ при проектировании двигателей различного назначения задают в диапазоне $\boldsymbol{w_{вп}}$ **= 50…130 м/с.** Во всех других сечениях впускного тракта скорости воздуха на порядок, или даже на два порядка, ниже. Поэтому скорость газа в цилиндре $w_ц$ после его внезапного расширения на выходе из кольцевой щели клапана связывают со скоростью $w_{вп}$ при помощи коэффициента пропорциональности β:

$$w_ц = \beta \cdot w_{вп} . \qquad (3.13)$$

Запишем уравнение сохранения механической энергии потока от входа (сечение "*вх*" – см. рис. 3.9) до состояния в цилиндре в конце такта наполнения:

$$\frac{p_к}{\rho_к}+\frac{w_к^2}{2}-\xi\cdot\frac{w_{вп}^2}{2}=\frac{p_a}{\rho_a}+\frac{w_ц^2}{2}.$$

Здесь ξ – коэффициент гидравлического сопротивления впускного тракта от входа до клапана; $\rho_к$ и ρ_a – плотность свежего заряда во входном сечении и в цилиндре в конце такта впуска.

Далее преобразование этого уравнения производится при следующих допущениях:

1. Скорость движения воздуха на входе в двигатель $w_к$ (через воздушный фильтр) настолько мала в сравнении даже со скоростью движения заряда в цилиндре $w_ц$, что без существенных погрешностей можно принять $w_к \cong 0$.

2. Изменение плотности свежего заряда при его перемещении из сечения "*вх*" до его состояния в цилиндре в конце такта наполнения столь незначительно, что можно принять $\rho_к \cong \rho_a$.

В результате, используя выражения (3.12) и (3.13), можно записать

$$\Delta p_a=\rho_к\cdot\left(\frac{w_ц^2}{2}+\xi\cdot\frac{w_{вп}^2}{2}\right)=\frac{\rho_к\cdot w_{вп}^2}{2}\cdot\left(\beta^2+\xi\right). \qquad (3.14)$$

Таким образом, величину гидравлических потерь удалось связать с помощью коэффициентов $(\beta^2 + \xi)$ со скоростью движения газа в самом узком месте впускного канала. Отметим, что *эта скорость является проектной переменной в процессе проектирования ДВС*, поскольку её величину назначает и реализует в соответствующей конструкции сам проектировщик (специалист в области теории и конструкции ДВС). То же относится и к величине коэффициентов $(\beta^2 + \xi)$.

Очевидно, что для уменьшения Δp_a необходимо предпринимать все меры для снижения величины $w_{вп}$. Величина этой скорости, конечно, зависит от режима работы ДВС, т.е. от частоты вращения вала двигателя (коленчатого вала).

Текущее значение $w_{вп}$ можно определить из уравнения неразрывности потока при его движении через щель клапана, *имеющую в данный момент площадь проходного сечения* $f_{кл}$, в цилиндр, где газ движется вместе с поршнем (его площадь обозначим $F_п$) со средней скоростью $w_{п\,ср.}$ Поскольку мы уже договорились не принимать всерьёз малозначительные изменения плотности потока свежего заряда в процессе наполнения, то уравнение неразрывности этого потока можно записать как

$$w_{вп} \cdot f_{кл} = w_{п\,ср} \cdot F_п . \qquad (3.15)$$

Поскольку средняя скорость движения поршня (см.формулу 1.11)

$$w_{п\,ср} = \frac{S \cdot n}{30},$$

то скорость $w_{вп}$ можно записать как

$$w_{вп} = C \cdot \frac{n}{f_{кл}},$$

где $C = \frac{S \cdot F_п}{30}$ – для данного двигателя вполне определённая и постоянная величина. Учитывая изложенное,

$$\Delta p_а = C^2 \cdot \frac{\rho_к \cdot n^2}{f_{кл}^2} \cdot \left(\beta^2 + \xi\right). \qquad (3.16)$$

Анализируя эту формулу, мы можем представить некоторые способы снижения потерь энергии движущегося потока $\Delta p_а$:

1. *Снижение частоты вращения вала двигателя n.* Увы! Это от нас не зависит! Напоминаю, что частоту вращения вала ДВС на всех режимах его эксплуатации определяет заказчик разработки двигателя. Частоту вращения вала двигателя ТС диктует внешняя нагрузка через ***движитель***!

2. *Снижение величины коэффициентов* ($\beta^2 + \xi$) *, характеризующих гидравлическое сопротивление всех частей впускного тракта.* Это один из основных путей увеличения коэффициента наполнения цилиндра свежим зарядом. Реализуется этот способ конструированием и технологическим исполнением каналов с "зеркальными стенками", без резких поворотов и внезапных сужений или расширений, т.е. по известному и основному закону газовой динамики: *"Что красиво для глаза, то хорошо и для газа!"*.

3. *Увеличение площади проходного сечения кольцевой щели впускного клапана* $f_{кл}$.

Об этом способе снижения гидравлического сопротивления впускного тракта двигателя стоит рассказать подробнее. Дело в том, что площадь проходного сечения впускного (и выпускного) клапана не постоянна по времени, поскольку они и открываются , и закрываются не мгновенно. Хотя для человеческого восприятия все изменения в ГРМ происходят практически моментально, на самом деле, если рассмотреть этот процесс с помощью замедленной съёмки, изменение площади проходного сечения клапана по времени происходит так, как

это показано на рис. 3.10. Здесь по оси ординат отложена высота "подъёма " клапана h, а по оси абсцисс – угол поворота коленчатого вала $\varphi_{кв}$. *Высота подъёма клапана* – это, вообще-то говоря, *термин* (можете записать его в свой словарь специалиста по ДВС). На самом-то деле, в различных конструкциях ДВС клапаны (и впускной, и выпускной) могут двигаться горизонтально, либо опускаться вниз, либо действительно подниматься.

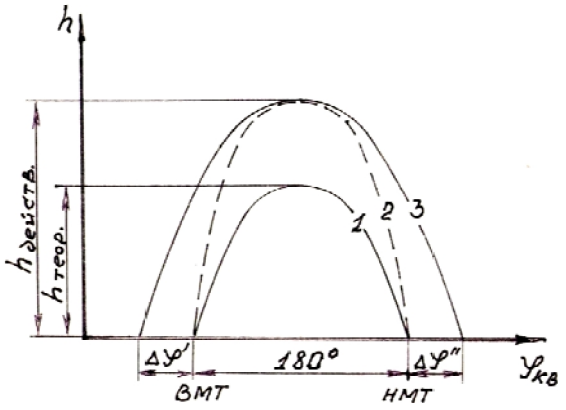


Рис. 3.10 Изменение площади проходного сечения клапана по времени

Итак, при движении поршня от ВМТ к НМТ площадь проходного сечения впускного клапана постепенно нарастает, а затем при его закрытии постепенно убывает до нуля. Очевидно, что площадь $f_{кл}$ изменяется в процессе наполнения.

Для обеспечения наибольшей эффективности процессов наполнения и выпуска отработавших газов необходимо обеспечить как можно большие проходные сечения клапанов. Поскольку эти сечения переменны по времени, пропускную способность клапанов оценивают параметром

$$A_{кл} = \int_0^{\tau} f_{кл} \cdot d\tau, \qquad (3.17)$$

который называется – "***время – сечение***" клапана, т.е. сечение щели клапана с учётом времени её действия. Если связать время действия клапана с углом поворота коленчатого вала $\varphi_{кв}$ (основного вала двигателя), то один оборот коленчатого вала (360^0) за $60/n$ секунд, означает, что один угловой градус поворота КВ совершается за

$$1^0 = \frac{60}{360 \cdot n} = \frac{1}{6 \cdot n}\, c.$$

Подставляя это соображение в формулу (3.17), получим

$$A_{кл} = \frac{1}{6 \cdot n} \cdot \int_{\varphi_0}^{\varphi_{зап}} f_{кл} \cdot d\varphi,$$

где пределы интегрирования соответствуют углу опережения открытия впускного клапана $\varphi_{оп} = \varphi_0$ и углу запаздывания $\varphi_{зап}$ его закрытия. Геометрическая интерпретация понятия "время-сечение" представляет собой площадь на рис. 3.10, ограниченную линией $h = f(\varphi_{кв})$.

Теперь, вооружившись знанием о "время-сечении", рассмотрим работу впускного клапана в *процессе наполнения цилиндра свежим зарядом.* Теоретически, процесс должен начинаться в ВМТ и заканчиваться в НМТ (см. рис. 3.10, линия *1*). Видно, что "время-сечение" клапана (площадь под линией *1*) весьма скромная величина. Хочется сделать побольше потому, что небольшая величина $h_{теор}$ предопределяет малую величину $f_{кл}$, следовательно, высокое значение скорости газа в щели клапана и рост Δp_a. Как снизить эту скорость? Как уменьшить Δp_a ?

Есть предложение – увеличить высоту подъёма клапана (линия *2*). Действительно, "время-сечение" клапана в этом варианте заметно возрастает. Но! Одновременно увеличивается градиент $\partial h/\partial\varphi$. Теоретически здесь нет никаких проблем. Однако при *конструировании двигателя* такой вариант может натолкнуться на проблемы, связанные с *динамикой движения кулачка распределительного вала и толкателя клапана*, конструктивного элемента ГРМ, который обеспечивает выполнение программы открытия и закрытия клапана, т.е. конфигурацию линии $h = f(\varphi_{кв})$. Увеличение градиента $\partial h/\partial\varphi$ на практике означает существенный рост динамических нагрузок на сопряжение толкателя клапана и кулачка, приводящего его в движение. Рост этого градиента увеличивает указанные нагрузки, которые данное сопряжение может просто не выдержать. Что делать?

Предлагается другой вариант – попробуем увеличить высоту подъёма клапана до уровня $h_{действ.}$ (см. на рис.3.10 линии *2* и *3*), но при сохранении градиента $\partial h/\partial\varphi$. В этом случае линия 3 повторяет линию *1*, но в масштабе $h_{действ.}/h_{теор.} > 1$. Время-сечение клапана существенно возросло, но при этом заметно раздвинулись временные границы процесса наполнения. Возможно ли это? Какие при этом могут быть получены преимущества и какие могут быть недостатки? Проанализируем последствия предлагаемого решения задачи.

1. *Время-сечение*, которое может быть получено в таком варианте работы впускного клапана, *существенно возрастает. Следовательно, существенно снижается величина скорости потока в щели клапана* $w_{вп}$, *т.е. и гидравлические потери* Δp_a. Количество свежего заряда, вошедшего в цилиндр, возрастает хотя бы из-за увеличения времени, которое отводится на этот процесс.

2. Сохраняется допустимая величина градиента $dh/d\varphi$, что обеспечивает нормальную (по допустимым нагрузкам) работу ГРМ.

3. На участке диаграммы $\Delta\varphi'$ (это – *опережение, относительно положения поршня в ВМТ, открытия впускного клапана*) площадь проходного сечения клапана $f_{кл}$ невелика, следовательно, скорость потока газа в этой щели $w_{вп}$ высока. Но! На этом участке поршень движется к ВМТ и подтормаживает втекающий в цилиндр поток. Это – явно положительное воздействие. Кроме того, при опережении открытия впускного клапана ($\Delta\varphi'$) и всё ещё открытом выпускном клапане (см. рис. 3.2, участок $a' – r – r'$ диаграммы – "перекрытие клапанов") происходит продувка цилиндра, т.е. дополнительная его очистка от остаточных газов. Именно они мешают свежему заряду заполнить весь освобождающийся объём цилиндра.

4. На участке диаграммы, где поршень движется от ВМТ к НМТ, подъём клапана и площадь проходного сечения его щели достигают своего максимального значения. Это снижает скорость течения газа $w_{вп}$, следовательно, и величину Δp_a.

5. На участке диаграммы, обозначенном как $\Delta\varphi''$ (это – *запаздывание, относительно положения поршня в НМТ, закрытия впускного клапана*) возможна дозарядка цилиндра за счёт инерции потока в щели впускного клапана. Суть этого явления состоит в том, что поток, имея скорость 50…100 м/с, не способен мгновенно остановиться при достижении поршнем положения НМТ. Поток продолжает двигаться в цилиндр, постепенно замедляя своё течение. Поршень при этом движется от НМТ вверх, тоже с очень небольшой скоростью. Результат для нас с вами получается весьма привлекательный: пока они (поток и поршень) разберутся – кто, куда и зачем движется, в цилиндре появится некоторое дополнительное, можно считать незапланированное, количество свежего заряда. А нам это и нужно!

Подводя итог анализу предложенного мероприятия, можно утверждать, что реализация линии *3* на рис. 3.10 сулит значительные преимущества в сравнении с теорией (см. линию *1*). Этот эффект используется практически во всех современных ДВС (вспомним диаграмму фаз газораспределения на рис. 1.4).

Но в истории развития ДВС наметился и вариант прямого воздействия на величину $f_{кл}$ за счёт непосредственного увеличения проходного сечения впускного (и выпускного) клапана. Началось всё, *как всегда, с авиации*. Постепенное форсирование авиационных ДВС привело к тому, что диаметр поршня (следовательно, и цилиндра) в этих двигателях достиг значения 150…250 мм. При таких размерах цилиндра один впускной клапан, даже значительных размеров, уже не справлялся с возложенной на него работой. Конструкторы авиационных поршневых двигателей придумали выход из этого затруднительного положения: было предложено (к сожалению, не могу точно указать автора) применить *несколько впускных и выпускных клапанов на один цилиндр*. При диаметре поршня 200 мм и более в конструкции авиа ПД применяли 2…3 впускных и 1…2 выпускных клапана. Впоследствии это мероприятие перекинулось и на другие варианты применения ДВС: наземные транспортные и нетранспортные устройства.

б) *Наддув двигателя.*

Этот способ повышения мощности двигателя без изменения его размеров помимо своего основного назначения – увеличения плотности свежего заряда, поступающего в цилиндр, имеет ещё одно преимущество. Как выяснилось, при анализе экспериментальных результатов, полученных при отработке уже первых конструкций агрегатов наддува, коэффициент наполнения цилиндра свежим зарядом, при прочих равных условиях, в двигателе с наддувом всегда выше, чем в ДВС без наддува (с заполнением цилиндра из атмосферы). И чем выше наддув, т.е. чем больше давление за компрессором, тем больше эта разница. Всё это напрямую сказывается на мощности двигателя. Она увеличивается! Что, несомненно, является дополнительным достоинством, которое автоматически получается при использовании наддува.

Выясним физическую основу такого влияния степени наддува на заполнение цилиндра свежим зарядом. Для начала вспомним: от каких факторов зависит объём газов, которые остаются в цилиндре по окончании процесса их выпуска и мешают тем самым свежему заряду заполнить весь объём V_a? Объём остаточных газов в соответствии с формулой (3.10):

$$V_{ог} = \frac{p_r \cdot T_a}{p_a \cdot T_r} \cdot V_c$$

кроме других параметров определяется величиной давления в цилиндре в конце такта наполнения – p_a.

При заполнении цилиндра из атмосферы (ДВС без наддува) продукты сгорания, оставшиеся в объёме V_c по окончании такта выпуска

(рис. 3.11), имеют давление $p_r > p_H$. Затем при движении поршня из ВМТ в НМТ давление в цилиндре понижается из-за наличия гидравлического сопротивления впускной системы. В конце такта наполнения давление принимает значение $p_a = p_H - \Delta p_a < p_r$. Естественно, объём остаточных газов увеличивается. На рис. 3.11 это условно показано в НМТ как $V_c + \Delta V$. Объём, который может заполнить свежий заряд, уменьшается, следовательно, снижается коэффициент наполнения. *Чем больше гидравлическое сопротивление впускной (Δp_a) и выпускной (Δp_r) систем, тем ощутимее этот эффект.*

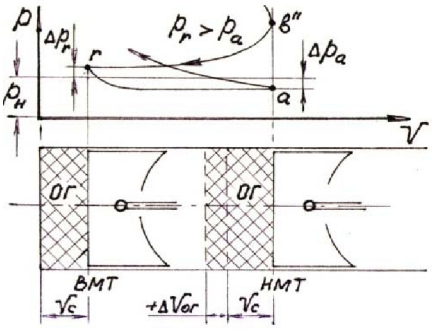


Рис. 3.11 Изменение объёма остаточных газов в НМТ без наддува

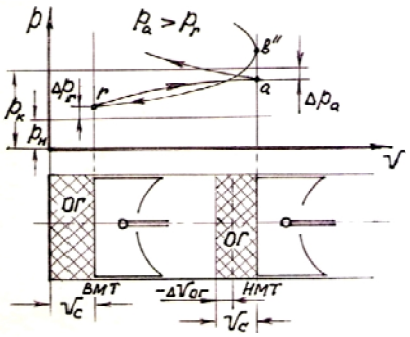


Рис. 3.12 Изменение объём остаточных газов в НМТ с наддувом

Иное дело, если цилиндр наполняется из компрессора наддува, когда свежий заряд поступает с давлением $p_к > p_H$ (рис. 3.12). При перемещении поршня в НМТ в цилиндре устанавливается давление $p_a = p_к - \Delta p_a > p_r$, т.е. давление в цилиндре становится больше той величины (p_r), которую имели остаточные газы в конце такта выпуска, когда они занимали объём камеры сгорания V_c. Следовательно, их объём уменьшается в сравнении с величиной V_c. На рис. 3.12 это условно показано

в НМТ как $V_c - \Delta V$. Освободившийся объём занимает свежий заряд. Коэффициент наполнения растёт. Заметьте, что *прирост давления в цилиндре $p_к - p_r$ зависит (как и в двигателе без наддува) от величины гидравлического сопротивления впускной (Δp_a) и выпускной (Δp_r) систем.* Чем больше его суммарная величина ($\Delta p_a + \Delta p_r$), тем меньше указанный эффект. Но чем больше давление наддува $p_к$, тем значительнее сжатие остаточных газов в конце такта наполнения ($-\Delta V\uparrow$), тем выше коэффициент наполнения. Именно ***этот эффект при высоком наддуве позволяет достигать величины $\eta_V > 1$.***

Абсолютная величина прироста коэффициента наполнения, конечно, зависит от соотношения объёмов V_c и V_a, т.е. от степени сжатия ε. Связь η_V со степенью сжатия и наддувом двигателя профессор М.М. Масленников (один из ведущих теоретиков авиационных ДВС, см. его книгу [19] в списке дополнительной литературы) предложил аппроксимировать следующей эмпирической зависимостью:

$$\frac{\eta_V}{\eta_{V0}} = \frac{1{,}15 - p_H / p_к}{1{,}15 - p_{H0} / p_{к0}}. \qquad (3.18)$$

Здесь параметры с индексом "0" принадлежат исходному варианту ДВС (например, без наддува), а параметры без этого индекса – к вновь проектируемому двигателю с наддувом. Оказалось, что эта эмпирическая формула очень неплохо аппроксимирует и сравнение двигателей без наддува, конструктивно выполненных с различной величиной суммарного гидравлического сопротивления впускной и выпускной систем ($\Delta p_a + \Delta p_r$). На рис. 3.13 сплошной линией показано обобщение экспериментальных данных, а пунктиром – расчёт по формуле (3.18). Расхождение составляет величину не более двух процентов, что в эскизном проектировании ДВС вполне допустимо, хотя это будет погрешностью расчёта.

На рис. 3.13 единица и по оси абсцисс, и по оси ординат означает исходный вариант двигателя со своими, вполне определёнными значениями всех показателей его работы. Увеличение соотношения $p_к/p_H$ от единицы и выше означает всё возрастающий наддув ДВС. При этом заметно, как растёт коэффициент наполнения: при пятикратном наддуве двигателя η_V увеличивается примерно на 10%. Численно это можно представить так: предположим, что в исходном варианте ДВС $\eta_V = 0{,}8$. Следовательно, при наддуве этого двигателя до $p_к/p_H = 5{,}0$ мы получим коэффициент наполнения $\eta_V = 0{,}88$. Напоминаю, что также уве-

личится и мощность двигателя (на 10%), а это очень заметный прирост, причём без изменения размеров двигателя!

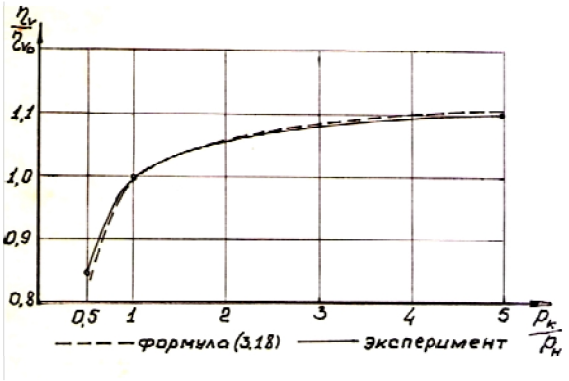


Рис. 3.13 Сравнение обобщения экспериментальных данных и расчёта по формуле (3.18)

Движение по изучаемой зависимости (рис. 3.13) влево от $p_к/p_H = 1$ означает создание всё более неудачных конструкций впускной и выпускной систем, со всё большим гидравлическим сопротивлением. Результат очевиден: коэффициент наполнения снижается. Причём, если гидравлическое сопротивление указанных систем составляет практически половину давления на входе в двигатель ($p_к/p_H = 0{,}5$), что, конечно, вряд ли бывает в действительности (не могут же добросовестные конструкторы так ошибаться), то величина коэффициента η_V уменьшится на 15%. Хотя такое, и даже более, увеличение гидравлического сопротивления впуска возможно при дросселировании ДВС. Но это относится уже не к проектированию, а к эксплуатации двигателя.

в) *Влияние температур T_a и T_r.*

В принципе, влияние указанных температур совершенно очевидно из формулы (3.11). Но дело в том, что *эти температуры взаимосвязаны и, к тому же, зависят от температуры свежего заряда $T_к$, поступающего в цилиндр.* Следовательно, в этой части анализа нужно выяснить: как температура рабочей смеси в конце такта наполнения T_a зависит от температуры свежего заряда на входе в двигатель $T_к$ и от температуры газов, которые остаются в цилиндре в конце такта их выталкивания T_r. Эту взаимосвязь можно установить, исходя из уравнения теплового баланса, характеризующего состояние рабочего тела на входе в двигатель и его состояние в процессе и в конце такта наполнения:

$$Q_a = Q_{сз} + Q_r + \Delta Q. \qquad (3.19)$$

Здесь Q_a – количество тепла в рабочей смеси, занимающей полный объём цилиндра V_a, при положении поршня в НМТ в конце такта наполнения (точка *a* индикаторной диаграммы); $Q_{сз}$ – количество тепла, внесённое в цилиндр свежим зарядом; Q_r – количество тепла, которое содержится в остаточных газах; ΔQ – количество тепла, добавленное в свежий заряд за счёт теплоотдачи от стенок, ограничивающих объём V_a.

Поскольку рабочая смесь состоит из свежего заряда и продуктов сгорания предыдущего цикла (остаточных газов), величину Q_a можно представить как сумму

$$Q_a = (mc_p)_{t_0}^{t_a} \cdot T_a \cdot M_{сз} + (mc_p^{"})_{t_0}^{t_a} \cdot T_a \cdot M_r, \qquad (3.20)$$

где $(mc_p)_{t_0}^{t_a}$ – средняя мольная теплоёмкость **свежего заряда** при постоянном давлении в диапазоне температур $t_0\ (^0C) \ldots t_a\ (^0C)$, *кДж/(кмоль·град)*;

$(mc_p^{"})_{t_0}^{t_a}$ – та же теплоёмкость, но **продуктов сгорания** (верхний индекс – "");

T_a – температура газа в цилиндре в конце такта наполнения;

$M_{сз}$ – количество свежего заряда, поступившего в цилиндр в такте наполнения в расчёте на единицу сгоревшего топлива, *кмоль/кг топл.*

M_r – количество остаточных газов в расчёте на единицу сгоревшего топлива, *кмоль/кг топл.*

Используя указанные обозначения, величину $Q_{сз}$ запишем так:

$$Q_{сз} = (mc_p)_{t_0}^{t_к} \cdot T_{к(Н)} \cdot M_{сз}. \qquad (3.21)$$

Здесь теплоёмкость свежего заряда усредняется в диапазоне температур $t_0\ (^0C) \ldots t_{к(Н)}\ (^0C)$, поскольку этот заряд поступает в цилиндр с температурой $T_{к(Н)}$. Индекс "к" – для двигателя с наддувом, индекс "$_Н$" – для двигателя с наполнением из атмосферы.

Количество тепла, *оставшееся* в цилиндре вместе *с остаточными газами*:

$$Q_r = \left(mc_p^{"}\right)_{t_0}^{t_к} \cdot T_r \cdot M_r. \qquad (3.22)$$

Теплоёмкость продуктов сгорания здесь усреднена в диапазоне температур $t_0\ (^0C) \ldots t_r\ (^0C)$.

Величину подогрева свежего заряда при его попадании в цилиндр запишем в виде

$$\Delta Q = (mc_p)_{t_к}^{t_a} \cdot \Delta T \cdot M_{сз}. \qquad (3.23)$$

Здесь теплоёмкость свежего заряда следует усреднять в диапазоне температур, соответствующем ΔT: $t_к\,(^oC) \ldots t_a\,(^oC)$.

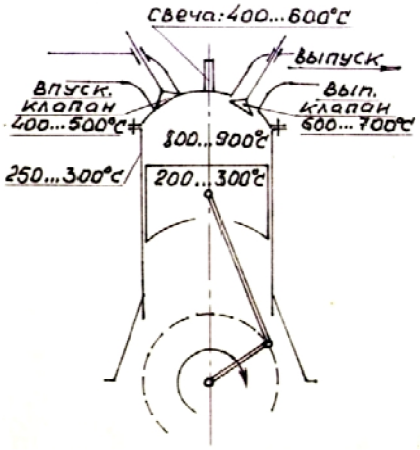


Рис. 3.14 Обобщение экспериментальных результатов, полученных при термометрировании ЦПГ

Несколько слов об уровне температур деталей ЦПГ, с которыми соприкасается свежий заряд, когда он втекает в цилиндр. На рис. 3.14 показано обобщение экспериментальных результатов, полученных при термометрировании ряда авиационных ДсИЗ ещё в эпоху их бурного развития. Значения температур приведены в ^oC, поскольку в то время система СИ ещё не получила международного признания. Очевидно, что свежий заряд, имеющий температуру $T_Н = (-40^oC \ldots +40^oC)$ при наполнении двигателя из атмосферы, и $T_к = (0^oC \ldots 160^oC)$ при подаче свежего заряда из компрессора наддува, попадая в обстановку, изображённую на рис. 3.14, обязательно испытывает некоторый подогрев. Величина подогрева – ΔT пропорциональна *площади стенок* выступающих в роли нагревателя, *разнице температур* стенок и втекающего газа, *времени протекания процесса* теплообмена и *обратно пропорциональна массе свежего заряда*.

Примем, что суммарная площадь стенок цилиндра, его головки и днища поршня пропорциональна квадрату диаметра цилиндра $F_{ст.} \sim (D_ц)^2$, а объём полости, занимаемой свежим зарядом (следовательно, и его масса), $V_{сз} \sim (D_ц)^3$. Учитывая, что время, в течение которого происходит процесс наполнения и изучаемый теплообмен, обратно про-

порционально режиму работы двигателя – *1/n*, то зависимость подогрева свежего заряда от перечисленных факторов можно выразить как

$$\Delta Q \sim \frac{D_ц^2}{D_ц^3} \cdot \left(T_{ст} - T_{к(Н)}\right) \cdot \frac{1}{n} \sim \frac{1}{D_ц \cdot n} \cdot \left(T_{ст} - T_{к(Н)}\right). \quad (3.24)$$

Из этих рассуждений следует, что при прочих равных условиях чем больше размеры двигателя ($D_ц \uparrow$), чем выше режим его работы (*n, об/мин* $\uparrow$), и чем выше температура свежего заряда ($T_{к(Н)} \uparrow$), тем *ниже величина подогрева* ΔQ. Чем выше разница температур стенок и свежего заряда, тем подогрев больше. Эта разность напрямую определяется величиной температуры T_r, поскольку *рост температуры остаточных газов (продуктов сгорания), приводит к росту температуры стенок ЦПГ* $T_{ст}$.

Считается, что величина ΔQ для различных сочетаний перечисленных условий колеблется в диапазоне 0…80 град.

Итак, разобравшись со всеми составляющими теплового баланса, продолжим его анализ. Подставим в уравнение (3.19) формулы (3.20)…(3.23):

$$\begin{aligned}(mc_p)_{t_0}^{t_a} \cdot T_a \cdot M_{сз} + (mc''_p)_{t_0}^{t_a} \cdot T_a \cdot M_r &= \\ = (mc_p)_{t_0}^{t_к} \cdot T_{к(Н)} \cdot M_{сз} &+ \\ + \left(mc''_p\right)_{t_0}^{t_к} \cdot T_r \cdot M_r + (mc_p)_{t_к}^{t_a} \cdot \Delta T \cdot M_{сз}&. \end{aligned} \quad (3.25)$$

Далее введём понятие **"*коэффициент остаточных газов*"**

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_{сз}}, \quad (3.26)$$

которое *представляет собой относительное количество продуктов сгорания предыдущего цикла, оставшихся в цилиндре по окончании такта выпуска*. Этот коэффициент является параметром, характеризующим ***качество процесса выпуска***. Чем меньше его величина, тем лучше очистка цилиндра, тем выше коэффициент наполнения.

Применяя коэффициент γ_r и считая, что все теплоёмкости, фигурирующие в уравнении (3.25), мало отличаются друг от друга (допущение данной математической модели), т.е.

$$(mc_p)_{t_0}^{t_a} \cong (mc_p)_{t_0}^{t_к} \cong (mc''_p)_{t_0}^{t_a} \cong (mc''_p)_{t_0}^{t_к} \cong (mc_p)_{t_к}^{t_a},$$

поделим правую и левую части этого выражения на $M_{оз}$:

$$T_a + T_a \cdot \gamma_r = T_{к(Н)} + T_r \cdot \gamma_r + \Delta T,$$

откуда получаем формулу, показывающую взаимосвязь температур T_a и T_r, входящих в выражение (3.11),

$$T_a = \frac{T_{к(Н)} + T_r \cdot \gamma_r + \Delta T}{1 + \gamma_r}. \qquad (3.27)$$

Причём полученная взаимосвязь неявная, т.к. кроме T_r на величину температуры T_a влияет *температура свежего заряда* на входе в двигатель $T_{к(Н)}$, *подогрев этого заряда в цилиндре* ΔT, который зависит и от $T_{к(Н)}$, и от T_r, а также *коэффициент остаточных газов* γ_r, зависящий и от T_a, и от T_r. Последнее утверждение можно подтвердить, используя формулу (3.10):

$$V_{ог} = \frac{p_r \cdot T_a}{p_a \cdot T_r} \cdot V_c,$$

которая показывает – от каких факторов и как зависит абсолютная величина объёма остаточных газов, *следовательно, и коэффициента* γ_r. Из этой формулы следует, что рост T_r ведёт к снижению $V_{ог}$, но при этом растёт величина T_a (см. формулу (3.27)), действующая в противоположном направлении.

Чтобы всё же разобраться, как изменяется отношение температур T_a / T_r (*оно входит в формулы* (3.10) *и* (3.11)) при изменении температуры и количества остаточных газов, обратимся к результатам экспериментальных исследований конкретных двигателей.

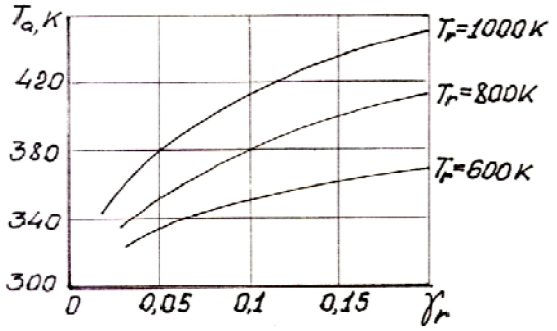


Рис. 3.15 Влияние температуры и относительной доли остаточных газов на температуру рабочей смеси

Так, на рис. 3.15 приведены опытные данные, показывающие насколько велико влияние температуры и относительной доли остаточных газов на температуру рабочей смеси в конце такта наполнения при $T_к$ = idem. Видно, что с ростом γ_r и T_r температура T_a заметно растёт. Но при увеличении T_r примерно на 70% (1000 К /600 К) T_a в диапазоне изменения γ_r = 0,05…0,2 увеличивается только на 10…20%. Это важно, поскольку эти две температуры по формуле (3.11)

$$\eta_V = \varphi_{доз} \cdot \left(\eta_{V\,пред} - \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_H + \Delta P_r}{P_к - \Delta P_a} \cdot \frac{T_a}{T_r} \right)$$

оказывают на коэффициент наполнения η_V противоположное влияние. Причём, чем выше T_a / T_r, тем больше объём остаточных газов $V_{ог}$ (см. формулу (3.10)), тем ниже коэффициент η_V.

Перестроим рис. 3.15 в координаты T_a / T_r _ T_r (рис. 3.16) и, проанализировав полученные зависимости, сделаем определённые выводы:

- с ростом температуры T_r отношение температур T_a / T_r уменьшается, следовательно объём остаточных газов $V_{ог}$ уменьшается, а коэффициент наполнения η_V растёт;
- с ростом количества остаточных газов в цилиндре, т.е. при увеличении коэффициента γ_r, отношение температур T_a / T_r увеличивается, следовательно коэффициент наполнения η_V уменьшается.

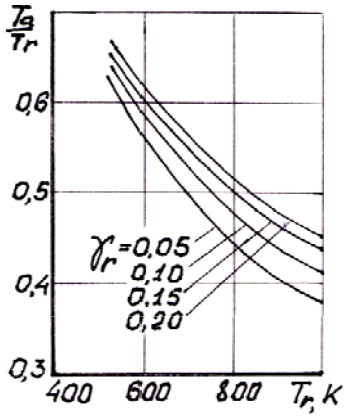


Рис. 3.16 Влияние температуры и относительной доли остаточных газов на отношение температуры T_a / T_r

Несколько дополнительных соображений относительно *влияния температуры свежего заряда* $T_{к(Н)}$ *на коэффициент наполнения.* В формуле (3.11) этой температуры в явном виде нет, но её влияние просматривается через температуру T_a (формула (3.27)). Однако и здесь функция $T_a = f(T_{к(Н)})$ также неявная, поскольку изменение $T_{к(Н)}$ изменяет и подогрев свежего заряда ΔT.

Ко всему сказанному следует добавить, что рост температуры $T_{к(Н)}$ приводит к снижению плотности свежего заряда $\rho_к$, а это, в свою очередь, уменьшает гидравлическое сопротивление Δp_a впускной системы двигателя. Это становится очевидным, если вспомнить ранее полученную формулу (3.16)

$$\Delta p_a = C^2 \cdot \frac{\rho_к \cdot n^2}{f_{кл}^2} \cdot \left(\beta^2 + \xi\right).$$

Но и это ещё не всё! С ростом температуры на входе в двигатель интенсифицируется испарение топлива. На испарение затрачивается энергия, следовательно, температура свежего заряда снижается. Причём, очень заметно. При теоретическом составе бензовоздушной смеси, соответствующем $\alpha = 1$, полное испарение бензина приводит к снижению температуры ТВС на 18…20 градусов. Неплохо! На улице лето, а на входе в цилиндр – 0^0 С. Правда, этот эффект имеет значение только для двигателей с внешним (относительно цилиндра) смесеобразованием. Кстати, испарение топлива резко увеличивает объём ТВС, который необходимо поместить в цилиндр. Вполне понятно, что разные марки бензинов имеют и разные свойства, в том числе и испаряемость. К счастью, экспериментальные исследования не отметили влияния рода топлива (при любых величинах α) на коэффициент наполнения, иначе нам пришлось бы изобретать способ учёта и этого фактора.

Из обзора изложенных зависимостей и влияний, связанных изменением температуры свежего заряда, становится ясно, что их точный учёт весьма сложен или даже невозможен. Поэтому на основе многочисленных экспериментов была предложена *эмпирическая формула,* обобщающая связь η_V с $T_{к(Н)}$:

$$\frac{\eta_V}{\eta_{V0}} \cong \sqrt{\frac{T_{к(Н)}}{T_{к(Н)0}}}. \qquad (3.28)$$

Из неё следует, что при заданной в начале проектирования двигателя исходной температуре $T_{к(Н)0}$ расчётная величина коэффициента наполнения получена равной η_{V0}. Если в процессе эксплуатации ДВС

встречаются условия, например $T_{к(H)} < T_{к(H)0}$, то коэффициент наполнения может быть с достаточной точностью получен по формуле (3.28)

$$\eta_V = \eta_{V0} \cdot \sqrt{\frac{T_{к(H)}}{T_{к(H)0}}}$$

и окажется меньше исходной величины. Это может показаться несколько странным. Казалось бы, ***с уменьшением температуры окружающей среды*** плотность воздуха увеличивается, следовательно, ***увеличивается и масса свежего заряда в цилиндре***. То есть увеличивается и η_V? Относительно массы свежего заряда всё именно так и обстоит. Но коэффициент наполнения всё же снижается. Дело в том, что эта формула показывает изменение η_V, рассчитываемого по объёмам свежего заряда и остаточных газов.

Представим себе следующую схему процесса наполнения (рис. 3.17). В исходном (проектном) расчёте получено, что при температуре $T_{к(H)0}$ объём свежего заряда, который должен попасть в цилиндр, равен $(V_{сз})_0$ и соответствует объёму впускного коллектора между сечениями *H'* и *Bx.* Если действительный процесс совпадает с расчётом, то при втекании в цилиндр получается подогрев свежего заряда ΔT_0 и в конце процесса наполнения (точка *a''* индикаторной диаграммы) сечение *H'* запланированного объёма газа $(V_{сз})_0$ совпадает с сечением *Bx.* Весь объём $(V_{сз})_0$ поместился в цилиндре, впускной клапан закрывается.

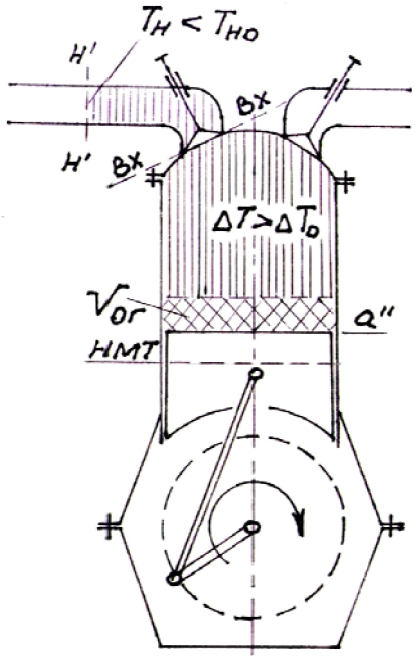


Рис. 3.17 Схема процесса наполнения

При $T_{к(Н)} \neq T_{к(Н)0}$ изменяется подогрев свежего заряда при его втекании в цилиндр. При $T_{к(Н)} < T_{к(Н)0}$ подогрев увеличивается – $\Delta T > \Delta T_0$. При этом свежий заряд расширяется. Его головная часть, уже попавшая в цилиндр, притормаживает течение газа через впускной клапан. Процесс замедляется, но не замедляется движение поршня. В результате в конце процесса, при закрытии впускного клапана (а он закрывается чётко, в соответствии с запланированной фазой впуска), хвостовая часть объёма $(V_{сз})_0$ остаётся вне цилиндра во впускном коллекторе. На эту же величину в цилиндре расширяется объём остаточных газов. Так схематично можно объяснить противоречивость формулы (3.28).

г) Влияние степени сжатия $\boldsymbol{\varepsilon}$.

Из структуры формулы (3.11) следует, что величина степени сжатия ε влияет на коэффициент наполнения двояко. И, как всегда, эти два воздействия противоположно направлены.

Во-первых, увеличение степени сжатия при проектировании ДВС приводит к снижению предельного значения коэффициента наполнения $\eta_{V\,пред.}$ Мы уже получили формулу (3.7) для расчёта его величины

$$\eta_{V\ пред} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}.$$

В качестве иллюстрации этой, печальной для нас с вами закономерности здесь приводится рис. 3.18. Видно, что в диапазоне степеней сжатия, характерных для ДсИЗ, $\eta_{V\ пред}$ уменьшается на 0,15, хотя и остаётся всегда больше 1,0. Напомню, что мощность двигателя напрямую зависит от величины η_V. Поэтому-то я и назвал этот факт "печальным".

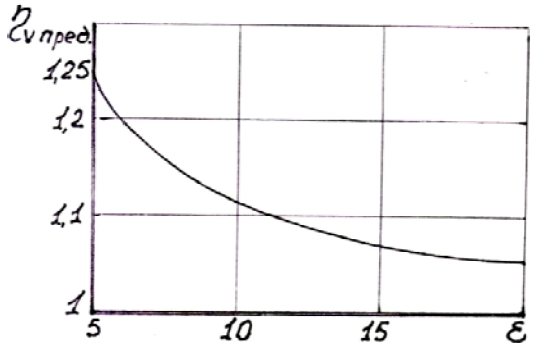


Рис. 3.18 Зависимость предельного значения коэффициента наполнения от степени сжатия

Ведь *увеличение степени сжатия является одним из основных способов повышения* термического КПД (см. формулы 2.16, 2.17 и 2.18), т.е. повышения общего КПД ДВС, т.е. повышения *топливной экономичности двигателя*. Ещё не раз мы будем сталкиваться с такого рода противоречиями. Искусство инженера-проектировщика в том и заключается, чтобы найти компромиссное решение, или, как сейчас модно выражаться, – "консенсус".

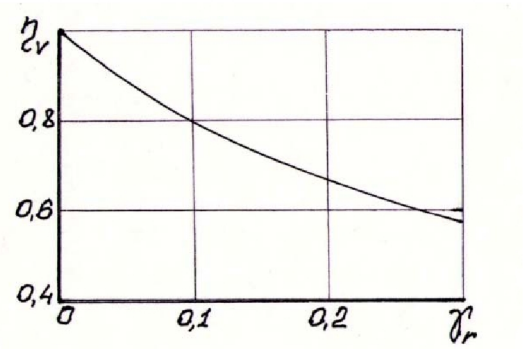


Рис. 3.19 Зависимость коэффициента наполнения
от коэффициента остаточных газов

Во-вторых, увеличение степени сжатия (напомню: $\varepsilon = V_a / V_c$) при V_a = idem, означает уменьшение объёма камеры сгорания V_c, т.е. снижение объёма остаточных газов (см. формулу (3.10)) и его относительной величины γ_r, что автоматически ведёт к увеличению коэффициента наполнения (рис. 3.19). Именно этот факт отражён во втором члене в скобках формулы (3.11). При увеличении ε уменьшается и абсолютный объём остаточных газов $V_{oг}$, и его относительная величина, т.е. коэффициент остаточных газов γ_r. Это подтверждается сравнением диапазонов разброса величины γ_r в реально выполненных ДВС (числа даны для двигателей без наддува):

в ДсИЗ коэффициент γ_r изменяется в диапазоне **0,04…0,1** (при ε = 11…5);

в дизелях этот коэффициент изменяется в диапазоне γ_r = **= 0,02…0,05** (при ε = 22…14).

Диапазон изменения ε специально показан обратным счётом, чтобы изменение степени сжатия и коэффициента остаточных газов соответствовали друг другу. Сопоставление ДсИЗ с дизелями является дополнительным подкреплением указанной закономерности.

В-третьих, при увеличении ε и соответственно уменьшении абсолютной величины объёма остаточных газов $V_{oг} = V_c$ в ВМТ, снижается эффект их сжатия при наддуве и расширения без наддува при перемещении поршня в НМТ. Это явление мы обсуждали, изучая влияние наддува на коэффициент наполнения (см. пункт **б)**). Такое поведение объёма $V_{oг}$ вполне естественно: чем меньше объём газа, тем слабее его реакция на изменение условий в цилиндре. Обобщение экспериментальных данных, полученных при испытании ряда авиационных ДсИЗ (рис. 3.20), хорошо иллюстрирует это утверждение.

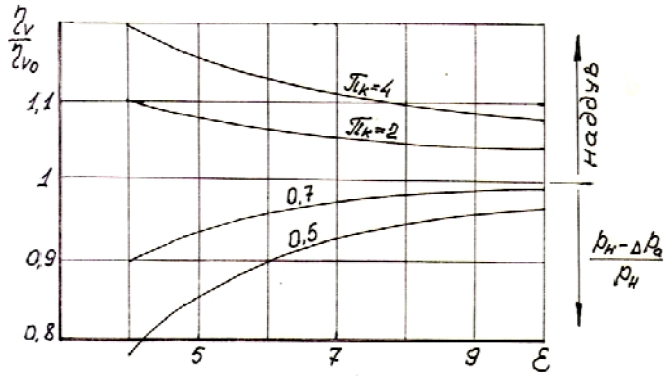


Рис. 3.20 Экспериментальные данные испытания ДсИЗ

Здесь линия $\eta_V / \eta_{V0} = 1$ означает исходный вариант двигателя без надува со своим вполне конкретным значением гидравлического сопротивления впускной системы Δp_a. Две линии выше $\eta_V / \eta_{V0} = 1$ показывают прирост η_V этого же двигателя, но при его наддуве при $\pi_к = 2$ и 4. Напоминаю, что $\pi_к$ – это степень повышения давления в компрессоре наддува. Видно, что при наддуве двигателя со степенью сжатия $\varepsilon = 4$, например до $\pi_к = 2$, коэффициент наполнения увеличится относительно исходной величины на 10%. Если обеспечить такой же наддув двигателя со степенью сжатия $\varepsilon = 10$, то эффект прироста η_V также получится, но всего на 4%.

Аналогичный, но противоположный по знаку эффект наблюдается в двигателе без наддува (две линии ниже $\eta_V / \eta_{V0} = 1$) с увеличением гидравлического сопротивления Δp_a. Если в двигателе со степенью сжатия $\varepsilon = 4$ увеличить Δp_a на 30% (например, прикрытием дроссельной заслонки), то давление в цилиндре относительно давления на входе в двигатель будет составлять лишь 70%. Эффект расширения остаточных газов при переходе поршня в НМТ значительно возрастёт. Коэффициент η_V относительно исходного варианта ДВС снизится примерно на 10%. Если проделать то же самое в двигателе со степенью сжатия $\varepsilon = 10$, то эффект уменьшится примерно до 1,5%.

Общий итог *– в двигателях, имеющих повышенную степень сжатия, коэффициент наполнения получается несколько выше, чем в ДВС с низкой или умеренной величиной* ε. *При этом эффект увеличения* η_V *при наддуве и снижения его при увеличении* Δp_a *для двигателей с повышенной степенью сжатия получается меньше, чем при низких величинах* ε. Кстати, *ослабление эффекта снижения* η_V при росте Δp_a

в двигателях с высокими значениями ε, *конечно, является положительным свойством таких двигателей.*

д) *Влияние режима работы двигателя.*

В структуре формулы (3.11), которую мы, по сути дела, продолжаем анализировать, есть три члена, величина которых, помимо всего прочего, определяется *скоростью* совершения процесса наполнения. Это – коэффициент дозарядки $\varphi_{доз}$ и перепады давления Δp_a и Δp_r, характеризующие гидравлическое сопротивление впускной и выпускной систем.

Напоминаю, что ***дозарядка цилиндра*** *– это продолжение процесса наполнения после завершения такта наполнения.* Поршень, дойдя до НМТ, на мгновение останавливается. Теоретически считается, что газ, поступающий в цилиндр, тоже тормозится до значения скорости в щели впускного клапана $w_{вп} = 0$. В действительности, газ обладает определённой *инерционностью и сжимаемостью*. Инерционность свежего заряда определяется в основном не его плотностью и массой (эти его параметры достаточно малы), а величиной скорости $w_{вп}$. Мы уже говорили, что среднее её значение по время-сечению впускного клапана при проектировании ДВС принимают обычно $w_{вп} = 50...130$ м/с. Естественно, что "головная" часть свежего заряда, которая движется около и вместе с поверхностью поршня, тормозится вместе с поршнем. А "хвостовая" часть в этот момент продолжает двигаться в щели впускного клапана, сжимая газ, находящийся в цилиндре.

Этот процесс, постепенно затухая, продолжается даже при начавшемся движении поршня к ВМТ. Заметьте, если бы вместо газа в цилиндр поступала жидкость, то ничего подобного не происходило бы потому, что жидкость практически несжимаема. При остановке поршня в НМТ она также мгновенно остановилась бы. Произошёл бы гидроудар.

Итак, на некотором участке хода поршня от НМТ к ВМТ свежий заряд продолжает поступать в цилиндр. Происходит это до тех пор, пока давление в цилиндре не сравняется с давлением во впускном коллекторе. Нам нужно расчётным, либо экспериментальным путём уловить этот момент и обеспечить закрытие впускного клапана. Дополнительная часть свежего заряда, поступившая в цилиндр, конечно, увеличивает коэффициент наполнения. Это увеличение в рамках изучаемой математической модели (ММ) оценивается эмпирическим коэффициентом дозарядки $\varphi_{доз}$, величину которого при проектировании ДВС выбирают на основе информации, накопленной при испытаниях двигателей-прототипов.

Относительно зависимости параметров Δp_a и Δp_r от скорости выполнения процесса наполнения можно утверждать, что, по крайней мере Δp_a, зависит от той же скорости $w_{вп}$. Мы с вами уже получили формулу (3.14)

$$\Delta p_a = \rho_к \cdot \left(\frac{w_ц^2}{2} + \xi \cdot \frac{w_{вп}^2}{2} \right) = \frac{\rho_к \cdot w_{вп}^2}{2} \cdot \left(\beta^2 + \xi \right),$$

в которой эта зависимость представлена явно. Величина Δp_r от $w_{вп}$ конечно не зависит, но, предваряя изучение процесса выпуска, скажу (а вы уж поверьте мне на слово), что часть этого процесса происходит под действием поршня, следовательно, зависит от скорости его движения.

Таким образом, все три перечисленных параметра ($\varphi_{доз}$, Δp_a и Δp_r) связаны со скоростями движением газа в щелях впускного и выпускного клапанов, которые через уравнение неразрывности потока газа связаны со скоростью движения поршня. Как нам уже известно, эта скорость переменна. В НМТ и ВМТ она рана нулю и где-то в середине хода поршня она достигает своего максимума. В рамках изучаемой ММ в расчётах применяется средняя скорость поршня

$$w_{п\,ср} = \frac{2 \cdot S \cdot n}{60} = \frac{S \cdot n}{30}, \; м/с,$$

которая для данного конкретного двигателя прямо пропорциональна частоте вращения коленчатого вала n. *Частота вращения КВ является параметром, характеризующим* ***режим работы ДВС*** *и традиционно измеряется его оборотами в минуту, т.е. "n" имеет размерность об / мин.*

Как следует из физической сущности процессов дозарядки и потерь давления из-за гидравлического сопротивления впускной системы, параметры $\varphi_{доз}$ и Δp_a оказывают взаимно противоположное влияние на величину коэффициента наполнения η_V. В результате при изменении режима работы двигателя, но неизменной его геометрии (в том числе и неизменном положении дроссельной заслонки в ДсИЗ) коэффициент наполнения на некотором режиме n_{opt} имеет максимальное значение (рис. 3.21). При этом развивается и максимальная величина на силу Y.

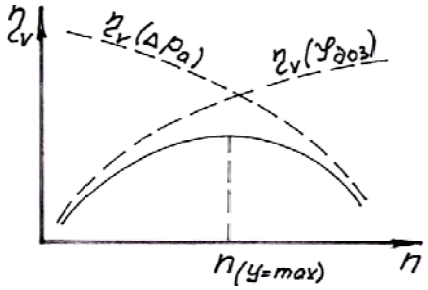


Рис. 3.21 Зависимость коэффициента наполнения
от режима работы двигателя

Понижение режима от n_{opt} ведёт к уменьшению эффекта дозарядки и η_V, поскольку снижается скорость $w_{вп}$ и инерционность газового потока, движущегося с этой скоростью в щели впускного клапана. Увеличение режима работы ДВС от n_{opt} приводит к росту скорости $w_{вп}$, гидравлического сопротивления впускной системы и, соответственно, к снижению коэффициента η_V. В этом рассуждении существенным является условие неизменности геометрии впускного тракта, в том числе и положения ДЗ. При изменении положения ДЗ (а это – один из способов регулирования режима работы ДсИЗ) изменяется коэффициент гидравлического сопротивления ξ системы (см. формулу (3.14)).

Чтобы не возникало никаких сомнений и вопросов, сообщаю заранее (об этом мы будем говорить позже, в главе "Характеристики двигателя"), что изменять режим работы ДсИЗ можно и с неподвижной ДЗ за счёт изменения нагрузки на двигатель.

Существует ещё и некоторое специфическое влияние режима работы ДВС на величину коэффициента наполнения, связанное с цикличностью процессов, происходящих во впускном и выпускном коллекторах. В момент открытия впускного клапана, особенно в начале движения поршня из ВМТ к НМТ, во впускном коллекторе около впускного клапана резко понижается давление. Это понижение в виде волны со скоростью звука распространяется по объёму впускного коллектора. Встречая на своем пути какое-либо препятствие, волна разрежения трансформируется в волну повышенного давления и перемещается назад к клапану. При изменении режима работы двигателя длина волны также меняется. Очевидно, что *на некотором режиме длина волны может получиться кратной расстоянию от клапана до препятствия, образующего отражённую волну*. В таком варианте *к моменту макси-*

мального открытия впускного клапана может придти максимум давления в этой волне. В результате перепад давления между коллектором и цилиндром резко возрастёт. Повысится плотность потока и скорость движения свежего заряда. *Наполнение цилиндра увеличивается, растёт коэффициент* η_V.

Совершенно аналогичное явление существует и в выпускном коллекторе. Отличие лишь в том, что во всех отрезках процесса следует поменять знак воздействия. Тогда к моменту максимального открытия выпускного клапана может придти минимум давления в этой волне. В результате опять же резко возрастает перепад давления между коллектором и цилиндром, только уже в обратном направлении, что способствует дополнительной очистке цилиндра от продуктов сгорания. Понижается их количество, остающихся в цилиндре (остаточных газов). Коэффициент наполнения растёт.

Наибольший эффект получается, если указанные волновые процессы удачно сочетаются с размерами и впускного, и выпускного коллекторов. Понятно, что такое счастливое стечение обстоятельств реализуется лишь на одном – двух режимах работы с кратными частотами вращения КВ. А в некоторых конструкциях коллекторов и вообще не возникает. Зная об этом, инженеры-конструкторы стремятся обеспечить обязательную реализацию данного явления и, более того, подстраивают соответствующий режим работы под особенности эксплуатации конкретного двигателя. На режиме с максимальным коэффициентом наполнения развивается максимальное усилие Y (см. рис. 1.3) на поршень, следовательно и максимальный крутящий момент на КВ.

Совсем уж роскошный вариант реализуется тогда, когда *на любом режиме работы двигателя получается прибавка* η_V *, т.е. прибавка мощности ДВС за счёт этих волновых процессов. Но этот вариант возможен лишь при переменной геометрии коллекторов с подстройкой их размеров на каждом режиме под длину возникающих волн.* На двигателях гоночных автомобилей и мотоциклов такие переменные впускные и выпускные устройства встречаются.

3.2.1.3. Расчёт процесса наполнения

Как мы уже определились ранее, ***при расчёте любого процесса необходимо найти значения параметров состояния рабочего тела в конце процесса по его исходным данным, используя принятые ММ, схему протекания процесса и внесённые в неё упрощения. Кроме того, нужно вычислить значение параметра, характеризующего качество протекания данного процесса.***

Процесс наполнения, например для ДВС с наполнением из атмосферы, т.е. участок $a' - r - r' - a - a''$ (сплошная линия на рис. 3.22) обычно изображается условно некоторой осреднённой линией. Осреднённой, поскольку в действительности, как мы уже это обсуждали, процесс протекает с наложением волновых явлений и в каждый момент работы двигателя может существенно отличаться от наших теоретических представлений.

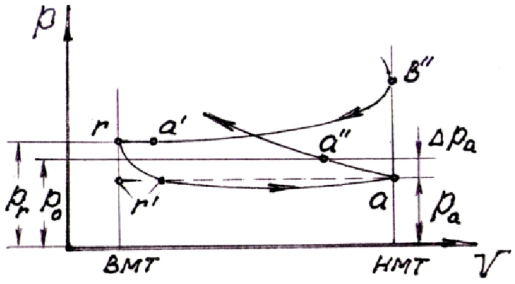


Рис. 3.22 Процесс наполнения

В ММ ДВС В.И. Гриневецкого действительный (точнее – то, что мы принимаем за действительный) процесс наполнения заменяется на: изобару $a' - r$, изохору $r - r'$ и изобару $r' - a$ (пунктир на рис. 3.22). Вместо процесса рассчитывается только *такт наполнения*. Расположение точек a' и a'' назначается после расчёта всех процессов на основе статистики, обобщающей разработки аналогичных двигателей.

Параметрами состояния рабочего тела являются: текущие давление p, температура T и удельный объём v. Поскольку диаграмму процесса обычно изображают ***в плоскости*** координат $p - V$, рассчитываются только два параметра: p и T. Абсолютные значения объёма рабочего тела: V_h, V_a и V_c являются целью всего расчёта индикаторной диаграммы, поскольку это – *искомая геометрия проектируемого двигателя*. В данной ММ при расчётах процессов абсолютные значения объёмов не применяются. Во всех уравнениях объёмы присутствуют в относительных величинах: степень сжатия ε, степень предварительного расширения ρ, степень последующего расширения δ. Там, где необходим третий параметр состояния, вместо удельного объёма v ($м^3/кг$) используют обратную величину – плотность ρ, которая рассчитывается по известным двум параметрам: p, T и газовой постоянной R по уравнению состояния (3.5)

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T},\ кг/м^3.$$

При расчёте процесса наполнения ***в качестве исходных данных*** принимают: *давление* p_0 *и температуру* T_0. Кроме того, считается заданной либо выбирается *величина степени сжатия* ε. Параметры p_0 и T_0 для двигателя с наполнением из атмосферы выбираются из таблиц международной стандартной атмосферы (МСА) на высоте эксплуатации двигателя H, указанной в ТЗ. Далее они фигурируют с индексом "Н": p_H и T_H. Иногда в ТЗ указываются специфические значения T_H, что связано с климатическими условиями, в которых предполагается эксплуатировать будущий двигатель. Для ДВС с наддувом исходными значениями p_0 и T_0 являются давление и температура на входе в цилиндр. Если пренебречь гидравлическим сопротивлением участка впускного тракта от компрессора наддува до впускного клапана, p_0 равно давлению за компрессором $p_к$. Температура T_0 принимается равной температуре рабочего тела за компрессором $T_к$, если нет теплообменника охлаждения воздуха наддува (его сейчас иногда называют *интеркулером*). При наличии такого устройства T_0 равна температуре за теплообменником.

В результате расчёта мы должны получить значения давления и температуры рабочего тела в конце такта наполнения – p_a и T_a, а также величину коэффициента наполнения η_V.

а) Расчёт начинается *с выбора параметров рабочего тела в начале такта наполнения*, т.е. в ВМТ, на основе опытных статистических данных. Напоминаю, что в этот момент рабочее тело в цилиндре представляет собой продукты сгорания, занимающие объём камеры сгорания V_c. Их параметры p_r и T_r соответствуют параметрам остаточных газов. В ММ, которую мы осваиваем, предполагается, что в ДВС:

- без наддува и с выхлопом в атмосферу $p_r = (1{,}05 \ldots 1{,}25) \cdot p_0$;
- с газовой турбиной в выхлопном тракте (вариант ДВС с турбонаддувом) $p_r = (0{,}75 \ldots 0{,}98) \cdot p_к$.

Значение температуры T_r предлагается выбирать из диапазона:

- для ДсИЗ – 900…1100 К;
- для дизелей – 600…900 К;
- для двигателей, работающих на газообразном топливе – 750…1000 К.

б) *Подогрев свежего заряда при попадании его в цилиндр* ΔT задаётся в начале расчёта, исходя из опыта разработки аналогичных двигателей:

- для быстроходных ДсИЗ – 0…20 К;
- для автотракторных дизелей – 10…40 К;
- для двигателей с наддувом – 0…10 К.

Видимое различие уровня подогрева ΔT объясняется двумя факторами: временем, в течение которого происходит теплообмен, и разницей температур свежего заряда и стенок горячей части ЦПГ. Чем выше частота вращения КВ, заданная на расчётном режиме, тем меньше время теплообмена, ΔT снижается. Большинство ДсИЗ (бензиновые двигатели) – быстроходные. В дизелях и частота вращения КВ, и перепад температур, под действием которого происходит теплообмен, как правило ниже, чем в ДсИЗ, поэтому и величина ΔT выше. Указание, что рекомендации по выбору величины ΔT даны только для автотракторных дизелей, связано с тем, что судовые дизели большой мощности – отдельный класс двигателей, как правило, тихоходных (частота вращения КВ на уровне 100 об/мин) и крупноразмерных (диаметр поршня до 1…1,5 м). Снижение ΔT для двигателей с наддувом связано со снижением перепада температур между стенками ЦПГ свежим зарядом на выходе из компрессора наддува. Как известно, при сжатии в компрессоре газ подогревается.

в) Давление в конце такта впуска p_a рассчитывается как разница между исходной величиной p_0 и потерями из-за гидравлического сопротивления впускного тракта Δp_a:

$$p_a = p_0 - \Delta p_a . \qquad (3.29)$$

Здесь для расчёта Δp_a применяется формула (3.14)

$$\Delta p_a = \frac{\rho_{к(H)} \cdot w_{вп}^2}{2} \cdot \left(\beta^2 + \xi\right).$$

Плотность свежего заряда $\rho_{к(H)}$ определяется по исходным значениям p_0 и T_0, подстановкой их в уравнение состояния (3.5).

Скорость газа в щели впускного клапана $w_{вп}$ на номинальном режиме работы двигателя обычно выбирают в диапазоне 50…130 м/с. Переход в современных автомобильных ДВС на схему "два впускных клапана на один цилиндр" как раз и решает задачу снижения $w_{вп}$ за счёт увеличения суммарной площади самого узкого проходного сечения впускного тракта.

Скобка $(\beta^2 + \xi)$ комплексно оценивает гидравлическое сопротивление, связанное с конфигурацией и качеством исполнения всех элементов системы впуска вплоть до соотношения площади щели клапана(ов) и площади цилиндра. В автотракторных ДВС на номинальном режиме её значение лежит в диапазоне 2,5…4,2. Для ДсИЗ номинальный режим соответствует полностью открытой дроссельной заслонке. При переходе на пониженные режимы ДЗ прикрывается, гидравлическое сопротивление тракта растёт, следовательно, увеличивается коэффициент ξ. Напоминаю, что в дизелях нет ДЗ, поэтому величину $(\beta^2 + \xi)$ следует выбирать ниже, чем в ДсИЗ. Статистика уже выполненных ДВС даёт следующие результаты:

- для ДсИЗ $\Delta p_a = (0{,}05…0{,}2)\cdot p_0$;
- для дизелей $\Delta p_a = (0{,}03…0{,}18)\cdot p_0$.

г) Температура в конце такта впуска T_a вычисляется по формуле (3.27)

$$T_a = \frac{T_{к(H)} + T_r \cdot \gamma_r + \Delta T}{1 + \gamma_r}.$$

В этом выражении известны все величины, кроме значения коэффициента остаточных газов γ_r, поэтому далее следует вывод формулы для его расчёта. Поскольку коэффициент γ_r и коэффициент наполнения η_V взаимозависимы, покажем это и при выводе расчётных формул.

3.2.1.4. Расчётные формулы для коэффициентов наполнения и остаточных газов

Мы уже получили и проанализировали формулу (3.11), из структуры которой хорошо видна связь коэффициента наполнения с основными влияющими на него факторами.

Но для использования в расчёте эта формула неудобна, поскольку в ней есть отношение температур T_a/T_r, которое, как мы уже поняли в разделе (3.2.1.2.в), зависит от многих факторов, да и температура $T_a = f(T_r)$. В результате расчёт по этой формуле может быть выполнен только методом итераций, что усложняет работу, если нет соответствующего программного обеспечения. При выполнении курсовой работы "Проектирование ДВС" такие усложнения нежелательны, поэтому далее предлагается вывод формулы, которая даёт значение η_V в первой попытке.

В конце такта впуска (точка *a* на индикаторной диаграмме; поршень в НМТ; см. рис. 3.22) в цилиндре находится $M_{1a} + M_r$ молей

газа. Здесь M_{1a} – свежий заряд, M_r – остаточные газы. Взаимосвязь параметров состояния этой смеси можно выразить уравнением состояния

$$p_a \cdot V_a = 8314.3 \cdot (M_{1a} + M_r) \cdot T_a, \qquad (3.30)$$

откуда

$$M_{1a} + M_r = \frac{p_a \cdot V_a}{8314.3 \cdot T_a}. \qquad (3.31)$$

Здесь число 8314,3 – универсальная газовая постоянная R_μ (кДж/(кмоль·град).

Поскольку по окончании *такта впуска* осуществляется дозарядка цилиндра при открытом впускном клапане, количество свежего заряда изменяется относительно его значения в конце такта. Обозначим его количество в "молях" – M_1, а его объём – $V_{сз}$. Тогда уравнение состояния свежего заряда *в конце процесса* впуска можно записать как

$$p_{к(Н)} \cdot V_{сз} = 8314{,}3 \cdot M_1 \cdot T_{к(Н)}. \qquad (3.32)$$

Поскольку коэффициент наполнения

$$\eta_V = \frac{V_{сз}}{V_h},$$

следовательно $V_{сз} = V_h \cdot \eta_V$, то из выражения (3.32) получим запись

$$M_1 = \frac{p_{к(Н)} \cdot V_h \cdot \eta_V}{8314.3 \cdot T_{к(Н)}}. \qquad (3.33)$$

Изменение количества газов в цилиндре в процессе дозарядки оценивается одноимённым коэффициентом

$$\varphi_{доз} = \frac{M_1 + M_r}{M_{1a} + M_r}.$$

Из этого выражения, используя (3.31), получим

$$M_1 + M_r = \varphi_{доз} \cdot \frac{p_a \cdot V_a}{8314.3 \cdot T_a}.$$

Поделим полученное на (3.33):

$$\frac{M_1 + M_r}{M_1} = \varphi_{доз} \cdot \frac{p_a \cdot V_a}{8314.3 \cdot T_a} \cdot \frac{8314.3 \cdot T_{к(Н)}}{p_{к(Н)} \cdot V_h \cdot \eta_V}. \qquad (3.34)$$

Если вспомнить, что

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1}$$

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

то (3.34) можно преобразовать к виду

$$1 + \gamma_r = \varphi_{доз} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_к} \cdot \frac{T_{к(H)}}{T_a \cdot \eta_V}.$$

Отсюда

$$\eta_V = \varphi_{доз} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_к} \cdot \frac{T_к}{T_a \cdot (1 + \gamma_r)},$$

или, используя выражение (3.27) для T_a, получим **формулу,** пригодную **для расчёта коэффициента наполнения и двух- , и четырёхтактных двигателей:**

$$\eta_V = \varphi_{доз} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_к} \cdot \frac{T_к}{T_к + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}. \qquad (3.35)$$

Коэффициент остаточных газов по определению (см. формулу (3.26))

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_{сз}},$$

где количество молей свежего заряда, поступившего в цилиндр ***в процессе наполнения*** $M_{сз} = M_1$, а M_r – количество молей продуктов сгорания, оставшихся в цилиндре также ***в процессе наполнения***. В ВМТ уравнение состояния остаточных газов можно записать таким образом:

$$p_r \cdot V_c \cdot \varphi_{оч} = 8314.3 \cdot T_r \cdot M_r,$$

где $\varphi_{оч} < 1$ – коэффициент, учитывающий уменьшение парциального объёма остаточных газов в объёме камеры сгорания V_c при его продувке во время перекрытия клапанов.

Отсюда

$$M_r = \frac{p_r \cdot V_c}{8314.3 \cdot T_r} \cdot \varphi_{оч}.$$

Подставим в формулу (3.26) полученное выражение для M_r и формулу (3.33)

$$\gamma_r = \frac{p_r \cdot V_c}{8314.3 \cdot T_r} \cdot \varphi_{оч} \cdot \frac{8314{,}3 \cdot T_к}{p_к \cdot V_h \cdot \eta_V}.$$

Учтём, что $\frac{V_a}{V_h} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$, и подставим в полученное выражение. Кроме того, заменим η_V по формуле (3.35) и проведём ряд преобразований:

$$\gamma_r = \frac{\varphi_{оч}}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_r \cdot T_к}{T_r \cdot p_к \cdot \left(\varphi_{доз} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_к} \cdot \frac{T_к}{T_к + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r} \right)} = \frac{\varphi_{оч}}{\varphi_{доз}} \cdot \frac{p_к \cdot \left(T_к + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r \right)}{T_r \cdot \varepsilon \cdot p_a} =$$

$$= \frac{n!}{r!(n-r)!} = \frac{\varphi_{оч}}{\varphi_{доз}} \cdot \frac{p_r \cdot \left(T_к + \Delta T \right)}{T_r \cdot \varepsilon \cdot p_a} + \gamma_r \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a} \cdot \frac{\varphi_{оч}}{\varphi_{доз}} \quad \Rightarrow \quad \gamma_r - \gamma_r \cdot \frac{p_r \cdot \varphi_{оч}}{\varepsilon \cdot p_a \cdot \varphi_{доз}} =$$

$$= \frac{\varphi_{оч}}{\varphi_{доз}} \cdot \frac{p_r \cdot \left(T_к + \Delta T \right)}{T_r \cdot \varepsilon \cdot p_a} \quad \Rightarrow \gamma_r = \frac{\varphi_{оч}}{\varphi_{доз}} \cdot \frac{p_r \cdot \left(T_к + \Delta T \right)}{T_r \cdot \varepsilon \cdot p_a} \cdot \frac{1}{\left(1 - \frac{p_r \cdot \varphi_{оч}}{\varepsilon \cdot p_a \cdot \varphi_{доз}} \right)} =$$

$$= \frac{\varphi_{оч} \cdot p_r \cdot \left(T_к + \Delta T \right)}{\varphi_{доз} \cdot T_r \cdot \varepsilon \cdot p_a - p_r \cdot \varphi_{оч} \cdot T_r}$$

или окончательно $\gamma_r = \frac{T_к + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r \cdot \varphi_{оч}}{(\varepsilon \cdot p_a \cdot \varphi_{доз} - p_r \cdot \varphi_{оч})}$. (3.36)

3.2.1.5. Особенности процессов газообмена двухтактных двигателей

Как мы уже установили ранее, основной *особенностью* реального термодинамического цикла двухтактных ДВС является *организация процессов газообмена*. В отличие от четырёхтактных двигателей, где для совершения газообмена вводятся два дополнительных такта, в двухтактных все пять процессов совершаются за два такта (один оборот КВ). Процесс сгорания происходит около ВМТ и не имеет собственного такта (см. рис. 3.4). Следовательно, *в два такта укладываются два рабочих процесса: сжатие и расширение* (процессы, формирующие индикаторную диаграмму, площадь которой в координатах $p - V$ эквивалентна работе цикла) *и два процесса газообмена*: впуск свежего заряда и выпуск отработавших газов. Последние два процесса осуществляются за счёт потери части рабочего хода поршня $S = S' + S''$. Часть хода S' формирует индикаторную диаграмму. Цилиндр в это время герметичен. Часть S''- потерянный ход, поскольку он происходит при разгерметизированном цилиндре. Его полость через выпускные окна соединяется с выхлопной трубой транспортного средства и через продувочные окна – с полостью за продувочным компрессором.

Основная проблема, связанная с изложенным принципом организации газообмена, заключается в том, что очистка цилиндра от продук-

тов сгорания предыдущего цикла происходит не механическим выталкиванием их поршнем (как в ДВС при числе тактов $\tau = 4$), а вытеснением струёй свежего заряда. Эффективность такого способа удаления отработавших газов существенно ниже, чем выталкивание поршнем. В результате ***основным отличием двухтактных двигателей от ДВС с $\tau = 4$ является высокий коэффициент остаточных газов и, как следствие, пониженный коэффициент наполнения.***

Поскольку двухтактные ДВС имеют свою, и достаточно широкую, область применения, конструкторы таких двигателей разрабатывали и продолжают разрабатывать всё новые и новые схемы и конструкции систем и агрегатов газообмена. *Соответственно основная цель этих разработок – повышение качества очистки цилиндра от продуктов сгорания ($\gamma_r \downarrow$) и коэффициента наполнения ($\eta_V \uparrow$).*

Рассматривать всё, что было изобретено в области газообмена в двухтактных ДВС, даже бегло и обзорно, у нас нет возможности. Поэтому далее излагаются особенности двух основных схем газообмена, которые используются во всех разработках в этой отрасли техники. Обе схемы иллюстрируются несколькими, наиболее характерными примерами. Название этих схем – ***петлевая и прямоточная*** – связаны с направлением движения потока свежего заряда в цилиндре от впускных органов к выпускным.

а) Итак, что такое ***петлевая схема газообмена***? Примеры, иллюстрирующие взаимное расположение впускных и выпускных окон, показаны на рис. 3.23.

Первое, что бросается в глаза, это отсутствие газораспределительного механизма (ГРМ) – механизма, открывающего и закрывающего клапаны. ГРМ нет, поскольку нет и клапанов. Органами газообмена здесь являются окна, прорезанные в нижней части цилиндра.

Потерянный ход поршня S'' (см. рис. 3.23, *а*) начинается (по ходу поршня из ВМТ в НМТ) от верхней кромки выпускных окон в момент их открытия поршнем. Потерянному ходу соответствует и потерянная часть рабочего объёма цилиндра V_h''. То есть геометрический рабочий объём V_h очерчивается, как всегда, движением поршня от ВМТ до НМТ, но используется для выполнения термодинамического цикла только его часть – V_h'.

На расстоянии h' открытыми остаются только выпускные окна (разумеется, с переменным текущим значением время-сечения). Происходит так называемый "свободный выпуск" продуктов сгорания. Затем поршень при своём движении вниз открывает продувочные окна и начинается фаза впуска. В течение этой фазы впуск и выпуск происхо-

дят одновременно, причём поток свежего заряда, поступая в цилиндр из продувочного компрессора с повышенным давлением, вытесняет отработавшие продукты сгорания. Эта фаза продолжается до тех пор, пока поршень, дойдя до НМТ, не поднимется (уже при движении к ВМТ) вновь на высоту продувочных окон h''. В этот момент продувка заканчивается, и пока поршень не преодолеет расстояние h', продолжается течение газов через выпускные окна, так называемый дополнительный выпуск.

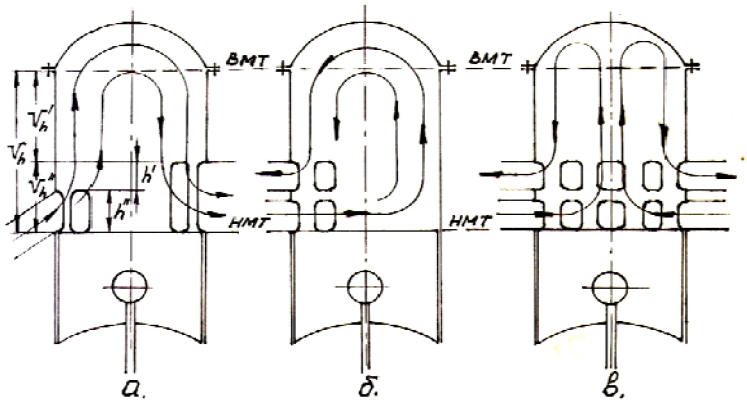


Рис. 3.23 Примеры расположения впускных и выпускных окон в петлевой схеме газообмена

На рис. 3.23,*а* показано *поперечное расположение продувочных и выпускных окон,* т.к. по окружности цилиндра они расположены диаметрально напротив друг друга и свежий заряд, как предполагается, движется поперёк цилиндра. Также предполагается, что направление струй свежего заряда, заданное каналами перед впускными окнами, формирует внутри цилиндра, как показано стрелками, некую петлю. Предполагается, что такое движение очищает от продуктов сгорания весь объём, вплоть до объёма камеры сгорания V_c.

Как показал опыт, эти надежды в основном напрасны. Газ, как и поток электронов в электрических цепях, не очень-то расположен подчиняться нашим предположения и вымыслам. Он всегда норовит устроить "короткое замыкание". Так и свежий заряд – всегда выбирает наиболее короткий путь. В результате верхняя часть цилиндра по окончании фазы продувки остаётся заполненной рабочей смесью с повышенным содержанием продуктов сгорания. Эта схема взаимного расположения окон характеризуется наибольшей величиной коэффи-

циента остаточных газов γ_r, следовательно, обеспечивает наименьший коэффициент наполнения η_V из всех схем, которые будут рассмотрены далее. Тем не менее, поперечное расположение окон находит своё применение в наиболее простых и дешёвых конструкциях двигателей малой мощности и размерности (газонокосилки, бензопилы, мотокультиваторы и т.д.).

Для повышения качества очистки цилиндра от продуктов сгорания инженеры-проектировщики изменяют количество и конфигурацию окон, их взаимное расположение по высоте образующей цилиндра и по его окружности. Изменяют также и направление осей каналов, подводящих поток к продувочным окнам. От обычного радиального направления переходят к некоторому произвольному, создающему эксцентричное направление струй, и вплоть до тангенциального относительно окружности цилиндра.

В качестве примера на рис. 3.23,*б* и 3.23,*в* показаны две схемы расположения окон, которые призваны "заставить" всё-таки струи свежего заряда вычерчивать траекторию своего движения в цилиндре в виде петли. *Одностороннее расположение выпускных и продувочных окон* (рис. 3.23,*б*) подразумевает их размещение в два "этажа". Причём выпускные располагаются выше продувочных, поскольку они должны открываться первыми при движении поршня в процессе расширения рабочего тела.

Одностороннее расположение окон имеет определённые недостатки, связанные с неравномерной по окружности прочностью цилиндра и неравномерным полем температур. Для ликвидации этих проблем применяется *круговое расположение всех окон* (рис. 3.23,*в*), т.е. и выпускные, и продувочные окна располагают равномерно по окружности цилиндра, причём выпускные, как и положено, на "втором этаже". При этом подразумевается, что удвоенная кинетическая энергия сталкивающихся струй свежего заряда, вытекающих из продувочных окон, реализуется в мощном восходящем потоке, который уж обязательно достигнет крышки цилиндра и выдавит отработавшие газы в открытые выпускные окна. Может быть не совсем так, но течение внутри цилиндра с круговым расположением окон действительно обеспечивает наилучшую его очистку от продуктов сгорания. Три показанных схемы базируются на принципе создания траектории струй в виде петли, потому и носят название *петлевой схемы газообмена.*

Все три схемы работают в соответствии с *симметричной диаграммой фаз газораспределения* (рис. 3.24). Суть в том, что фазы выпуска и продувки симметричны относительно НМТ. Поскольку выпускные

окна открываются раньше продувочных, а закрываются позже, в фазу выпуска, кроме сектора перекрытия окон ($\varphi_{n1} + \varphi_{n2}$), входят сектора с названиями "свободный выпуск" и "дополнительный выпуск". Первый – запланированное и полезное явление, о котором мы ещё поговорим, когда будем рассматривать подробнее *процесс выпуска*. Второй сектор (дополнительный выпуск) чреват потерями свежего заряда, поскольку зарядка цилиндра уже закончена и продувочные окна закрыты, а поршень, двигаясь вверх, вытесняет через открытые выпускные окна всё, что находится в цилиндре. В том числе и свежий заряд.

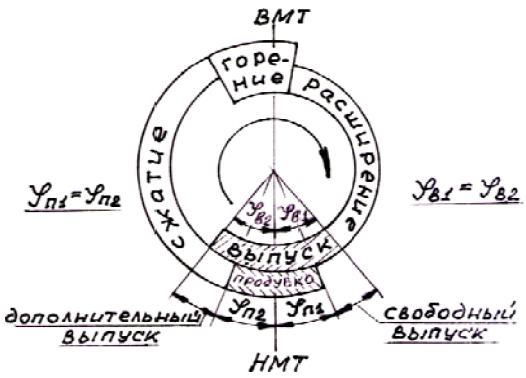


Рис. 3.24 Симметричная диаграмма фаз газораспределения

В двухтактных ДсИЗ свежий заряд – это ТВС, следовательно, потери ТВС означают прямые потери топлива. Правда, в современных разработках ДсИЗ применяют непосредственный впрыск топлива в цилиндр, как это всегда было в дизелях. В этом случае потеря свежего заряда влечёт лишь потерю части воздуха, уже поступившего в цилиндр. Однако нужно помнить, что на подачу воздуха в цилиндр была затрачена энергия в продувочном компрессоре, следовательно, потери этого воздуха прямо являются и потерями энергии, т.е. ведут к снижению общего КПД двигателя.

Чтобы избавиться от этого дефекта, применяют регулирование момента открытия и длительности фазы и продувочных, и выпускных окон с помощью клапанов или золотников. Клапан – это элемент управления, работающий в режиме "да – нет", т.е. "открыт – закрыт". Золотник – это тоже элемент системы управления, но кроме открытия и закрытия управляемой линии (в данном случае линии, соединённой с управляемым окном), он ещё задаёт закономерность изменения "время-сечения" управляемого окна. Если, например, во впускном канале

установить клапан, то, управляя моментами его открытия и закрытия, можно обеспечить несимметричную диаграмму фаз газораспределения (рис. 3.25). Если же при этом продувочные окна сделать выше выпускных, то с помощью клапана можно не только ликвидировать "дополнительный выпуск", но и обеспечить фазу дозарядки, что и находит широкое применение в реальных конструкциях двухтактных ДВС.

б) Прямоточная схема газообмена по самому своему наименованию характерна тем, что движение струй свежего заряда в цилиндре не должно вырисовывать какой-либо замысловатой кривой, а направлено непосредственно от входа (из продувочных окон) к выходу (к выпускным органам), расположенным в разных концах цилиндра. Причём подача свежего заряда всегда происходит через окна, выпуск продуктов сгорания может быть и через окна, и через клапаны. В ДВС с выпускными клапанами необходим ГРМ. Это, конечно, усложняет конструкцию двигателя, но обеспечивает управляемое открытие и закрытие органов выпуска, т.е. несимметричную диаграмму фаз газораспределения.

Наиболее характерные и заметно отличающиеся друг от друга схемы условно изображены на рис. 3.26.

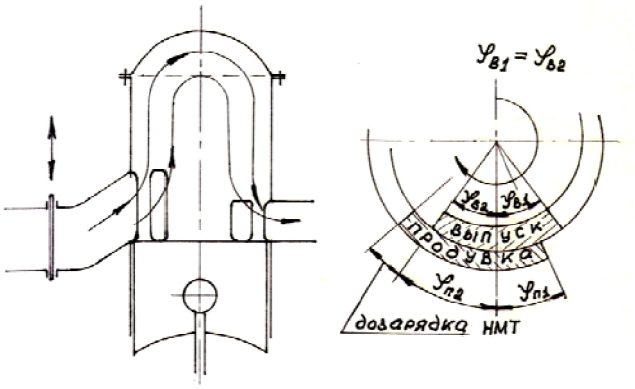


Рис. 3.25 Несимметричная диаграмма фаз газораспределения

Окна (в данном случае – продувочные), иногда выполняют и называют "щелями", поэтому одна из прямоточных схем газообмена по своему конструктивному исполнению называется "*клапанно – щелевой*" (рис. 3.26,*а*). Продувка осуществляется через окна, расположенные в нижней части цилиндра, выпуск – через клапан (или клапаны) в верхней части, как и в четырёхтактном ДВС. В такой конструкции необходим ГРМ, управляющий клапанами.

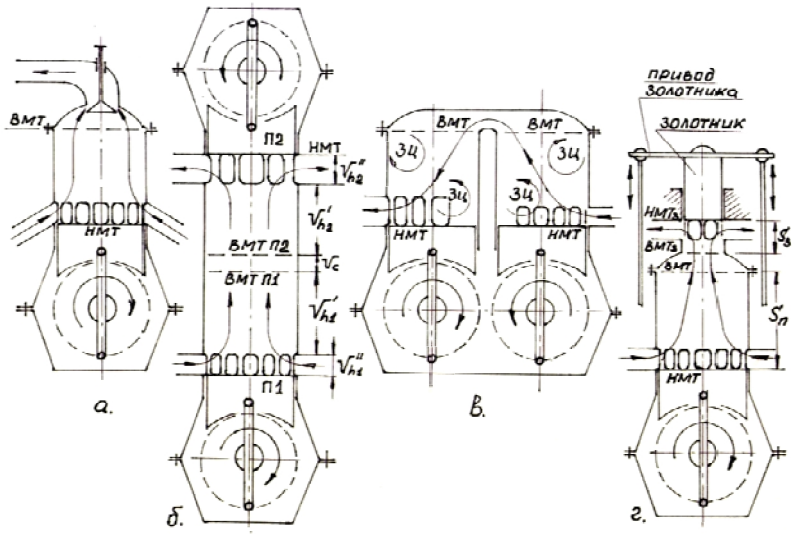


Рис. 3.26 Прямоточные схемы газообмена

Прямоточная продувка (в отличие от петлевой) обеспечивает движение потока свежего заряда по всему объёму цилиндра. Очистка цилиндра улучшается. Клапаны, в сочетании с ГРМ хороши тем, что с их помощью несложно выполнить несимметричную диаграмму фаз газораспределения. Однако их узкая кольцевая щель, через которую вытекает газ, имеет заметно более высокое гидравлическое сопротивление в сравнении с окнами. Припоминая формулу (3.11), можно утверждать, что замена выпускных окон клапанами ведёт к снижению возможного коэффициента наполнения. Видимо поэтому остальные прямоточные схемы строятся на применении окон (или щелей) в качестве выпускных органов.

Схема с "противоположно движущимися поршнями (ПДП)" (см. рис. 3.26,*б*) обеспечивает наилучшую очистку цилиндра. Здесь поршни движутся оппозитно: сходятся в середине цилиндра, образуя одну камеру сгорания, и расходятся в процессе расширения, освобождая как бы двойной рабочий объём. Нижний поршень управляет продувочными окнами, верхний – выпускными. Чаще всего двигатель выполняется двухвальным. В этом варианте смещением кривошипов разных валов друг относительно друга несложно обеспечить несимметричную диаграмму открытия и закрытия верхних и нижних окон, т.е. несимметричную диаграмму фаз выпуска и продувки. Иногда двигатель выполняют одновальным. Но в этом случае усложняется кинематическая связь верхнего поршня с коленчатым валом.

К достоинствам этой схемы, кроме хорошей очистки и несимметричной диаграммы, следует отнести ещё и отсутствие крышки блока цилиндров, что обеспечивает снижение утечек тепла и полную герметизацию горячей части ЦПГ. Нет горячего стыка (см. рис. 1.3), нет в нём прокладки, которую в обычных схемах время от времени "пробивает" давлением продуктов сгорания. Вообще-то, схема ДВС с ПДП позволяет получить повышенную мощность при заметно меньших габаритах двигателя.

Желание использовать все преимущества схемы с ПДП, но избавиться от сложностей в кинематике при оппозитном движении поршней в одном цилиндре, привело *к схеме с двумя параллельными цилиндрами и с общей камерой сгорания* (см. рис. 3.26,*в*). Представьте себе, что цилиндр в схеме с ПДП как бы сложен пополам. Кинематическая связь двух валов упрощается, что является несомненным преимуществом, но траектория движения газового потока усложнилась. В результате увеличились гидравлические потери при продувке цилиндра и появилась возможность появления "непродуваемых" застойных зон со слабым циркуляционным течением (на рис. 3.26,*в* – ЗЦ).

Схема с золотниковым управлением выпускными окнами (рис. 3.26,*г*) является как бы развитием клапанно-щелевой схемы и в то же время напоминает схему с ПДП. Диаметр золотника обычно составляет $\approx 0{,}5\ D_п$ диаметра поршня, а ход $S_{зол.} \approx (0{,}3 \ldots 0{,}4)\ S_п$ хода поршня. Согласование движения золотника с углом поворота КВ происходит соответствующим механизмом с приводом от КВ. Этот же механизм передаёт на коленчатый вал и мощность, которую развивает золотник при расширении продуктов сгорания. Её величина обычно составляет порядка 10% от мощности развиваемой поршнем.

Кроме снижения гидравлических потерь при продувке цилиндра в сравнении с клапанно-щелевой схемой, в этой схеме есть ещё одно дополнительное преимущество: с помощью золотника можно реализовать переменную степень сжатия ε без изменения геометрии ЦПГ и КШМ. Это преимущество снижает потребную мощность стартёра при запуске двигателя. Особенно, если ДВС с наддувом, и особенно, если ДВС с высоким наддувом. Следует отметить и то, что золотник, поскольку он имеет размеры меньше поршня, меньше нагревается. Напомню, что продукты сгорания, вытекающие через выпускные окна имеют температуру порядка $T_г \approx 1000$ К (см. исходные данные к расчёту процесса наполнения).

Подводя общий итог, можно сказать, что ***прямоточная схема продувки***:

– обеспечивает лучшую очистку цилиндра от продуктов сгорания (на уровне γ_r = 0.06…0,08), следовательно – более высокий коэффициент наполнения;

– при одинаковых (с петлевой схемой) показателях качества процессов газообмена имеет пониженное значение коэффициента *потерянного* хода $\psi = S''/S$;

– круговое расположение продувочных окон позволяет выполнить их тангенциально относительно сечения цилиндра, что обеспечивает повышенную турбулентность при движении свежего заряда. Это, в свою очередь, благоприятно сказывается на качестве подготовки ТВС и протекании процесса горения.

Петлевая схема продувки:

- в сравнении с прямоточной имеет более высокое значение коэффициента остаточных газов (γ_r = 0,7…0,1, а в простейшем варианте кривошипно-камерной продувки γ_r может достигать значения 0,4), что существенно снижает коэффициент наполнения. Это является недостатком ДВС, выполненных по такой схеме;

– вместе с тем, *такие двигатели отличаются простотой конструкции и обслуживания,* что снижает расходы на их производство и соответственно цену готовых изделий;

– именно так выполнены простейшие ДВС самой малой размерности. Их область применения – бензопилы, газонокосилки, мопеды, подвесные лодочные моторы малой мощности и т.д.

3.2.2. Процесс сжатия

Процесс сжатия рабочего тела перед подводом к нему тепла необходим для обеспечения его работоспособности. Преобразовать тепловую энергию в механическую, т.е. совершить работу, газообразное рабочее тело способно лишь при условии, что в конце подвода к нему тепла его давление будет выше давления среды, в которую будет отводиться тепло от этого рабочего тела.

Подтверждением тому является полученный нами ранее (в термодинамическом анализе: см. раздел 2.3) результат, который наглядно изображён на рис. 2.6 и 2.9. Видно, что при отсутствии процесса сжатия, т.е. изменения объёма рабочего тела, термодинамический цикл вырождается в линию (изохора V_1 = const), которая показывает, что с подводом тепла температура рабочего тела растёт. Однако рост давления при этом столь незначителен, что работа расширения стремится к нулю. Всё тепло q_1, подведённое к рабочему телу, передаётся в холод-

ный сток. В варианте ДВС это тепло сбрасывается в атмосферу. Всё это означает только одно: КПД двигателя также стремится к нулю!

Непосредственное указание на этот плачевный результат содержится в формулах КПД для цикла со смешанным подводом тепла (формула (2.16)) и её частных случаев: для цикла Отто (формула (2.17)) и цикла Дизеля (формула (2.18)). Во всех выражениях, а наиболее чётко в формуле (2.17)

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}},$$

присутствует связь термического КПД со степенью сжатия рабочего тела ε. Ясно, что без сжатия рабочего тела (вариант $\varepsilon = 1$) нечего ждать от него полезной работы.

Первым это понял именно Н. Отто. В отличие от Ленуара, который в 1860 году построил ДВС без процесса сжатия и получил КПД на уровне 4…5 %, Н. Отто реализовал в своём ДВС этот процесс. КПД его двигателя получился примерно 25%.

У Рудольфа Дизеля вопрос о необходимости процесса сжатия вообще не возникал, поскольку он сочинял двигатель с воспламенением ***от сжатия***.

Таким образом, необходимость процесса сжатия не вызывает сомнений, остаётся только определиться с показателем качества его выполнения и с методикой его расчёта. При решении этих задач будем исходить из идеального варианта термодинамического цикла. Естественно, что идеал обеспечивает идеальные показатели процесса. В идеальном цикле и процесс сжатия, и процесс расширения – *адиабатические* ($dq = 0$). Это означает, что ни от рабочего тела, ни к рабочему телу тепло не передаётся. В координатах $p - V$ уравнение идеального процесса сжатия соответственно

$$p \cdot V^{k_1} = \text{const}. \qquad (3.37)$$

Здесь показатель адиабаты k_1 приведён с индексом "1", чтобы отличать его от того же показателя в уравнении идеального процесса расширения.

В реальном ДВС выполнить процесс сжатия без теплообмена не удаётся. Поэтому и в анализе, и в расчёте этот процесс принимается политропным с показателем политропы "n_1":

$$p \cdot V^{n_1} = \text{const}. \qquad (3.38)$$

Отличие величины n_1 от k_1, по сути дела, и является показателем качества выполнения процесса сжатия в каждом конкретном двигателе.

Рассмотрим отличия реального процесса от идеального и представим себе, насколько можно уменьшить их величину.

Как уже было сказано, в отличие от идеала реальный процесс идет с двусторонним теплообменом. Причём от точки *a* до точки *d* (рис. 3.27) *тепло подводится (+ Q)* от горячих стенок ЦПГ к холодному свежему заряду, только что поступившему в цилиндр в процессе наполнения. Поскольку при сжатии рабочее тело разогревается поток тепла *(+ Q)* постепенно сходит на нет и после точки *d* меняет свой знак: *(- Q)*. По мере приближения поршня к ВМТ температура рабочего тела всё более растёт, но уменьшается площадь поверхности стенок, воспринимающих тепловой поток. В результате, когда площадь стенок становится практически равной поверхности камеры сгорания, величина *(- Q)* несколько снижается.

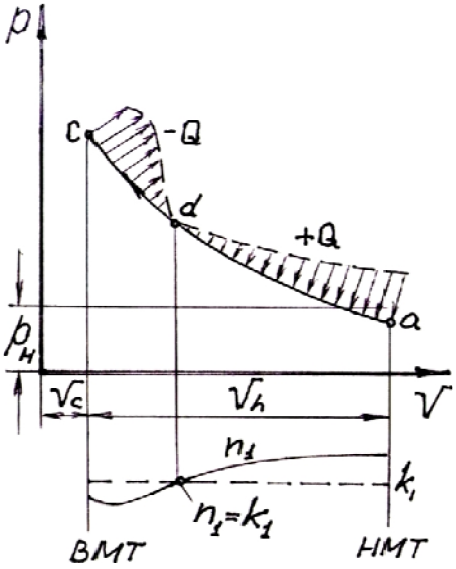


Рис. 3.27 Теплообмен в процессе сжатия

Изложенный характер изменения теплообмена в течение процесса сжатия отражается на величине показателя политропы. На участке процесса, где тепло подводится *к рабочему телу*, показатель политропы $n_1 > k_1$. Там, где тепло отводится *от рабочего тела,* показатель $n_1 < k_1$. И только в одной точке процесса, в точке *d*, рабочее тело находится в адиабатном состоянии. Следовательно, *процесс является политропным*, да к тому же идёт *с переменным показателем* n_1. Естественно, что этот факт усложняет (и существенно) расчёт процесса.

Помимо изложенного в реальных двигателях есть ещё некоторые явления, которые вносят свои коррективы в идеальную картину протекания процесса:

- в двигателях с внешней (относительно цилиндра) подготовкой ТВС и в процессе наполнения, и в процессе сжатия в рабочем теле, т.е. в ТВС, идёт процесс испарения капель топлива, что ведёт к понижению его температуры. Нужно этот эффект как-то учесть в расчёте;

- при движении поршня из НМТ к ВМТ в начале процесса цилиндр ещё негерметичен, поскольку происходит дозарядка – дополнительная фаза процесса наполнения. Следовательно, в течение этой фазы процесс сжатия ещё не совсем сжатие. После закрытия впускного клапана, т.е. герметизации цилиндра, не удаётся достичь его полной герметичности – происходит утечка рабочего тела через зазор между поршневыми кольцами и поверхностью цилиндра. Зазор микроскопический, утечки вроде бы невелики, но если их не учитывать в расчёте, будет внесена определённая погрешность. Особенно заметная в ДВС с наддувом. В конце процесса в точке c' подаётся "команда" к началу процесса горения, и, начиная с точки f, процесс сжатия происходит на фоне бурно развивающихся экзотермических химических реакций. Это уж совсем не похоже на идеальное сжатие;

- поскольку в результате расчёта необходимо получить значения параметров рабочего тела в конце процесса, в том числе и температуры, необходимо учитывать переменность теплоёмкости газа по мере его нагревания.

Всё сказанное порождает вопрос: как же рассчитать такой замысловатый процесс?

Учёт испарения топлива, утечек газов через зазоры между поршневыми кольцами и зеркалом цилиндра, дозарядки цилиндра в начале такта сжатия и других попутных явлений можно выполнить введением в математическую модель процесса ряда эмпирических поправок и коэффициентов. Основу же расчёта составляют следующие принятые положения:

а) процесс сжатия принимается политропным с показателем политропы n_1;

б) рассчитывается именно показатель политропы сжатия. Поскольку этот показатель изменяется в течение процесса, возможны два варианта расчёта:

- процесс разбивается на множество элементарных участков, на протяжении которых показатель n_1 считается постоянным. В целом, в процессе n_1 – переменная величина, причём на каждом элементарном

участке учитываются все явления, которые происходят помимо непосредственно сжатия рабочего тела, т.е. вносятся необходимые эмпирические поправки;

- показатель n_1 принимается постоянной величиной при условии, что работа процесса сжатия, рассчитанная по этому показателю, равна работе действительного процесса с переменным показателем n_1.

Причём в последнем случае рассчитывается средний показатель адиабаты k_1 в процессе, а величина n_1 определяется как

$$n_1 = k_1 \pm \Delta k_1. \tag{3.39}$$

Поправка Δk_1 учитывает все особенности реального процесса и все его отличия от идеального адиабатного. По сути дела, *величина этой поправки может считаться показателем качества организации процесса сжатия.*

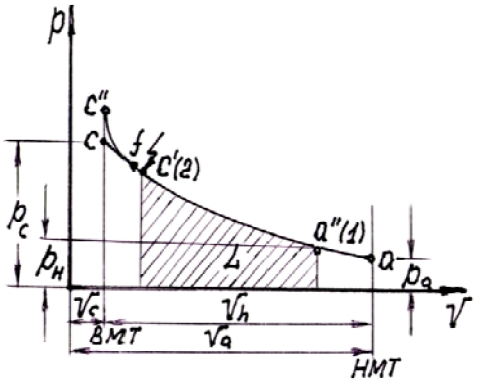


Рис. 3.28 Реальный процесс сжатия

Такой подход оправдал себя, поскольку позволил существенно упростить расчёт. Реальные значения показателя n_1 для различных типов двигателей получаются на основе испытаний этих двигателей с индицированием процессов газообмена. В результате получают запись реального процесса сжатия (рис. 3.28), используя которую, можно определить работу, затраченную в такте сжатия (a – c) или на его отдельных участках, например на участке a'' – c' (на рис. 3.28 – заштрихованная площадка), где происходит только сжатие без наложения каких-либо других явлений. Определив, таким образом, величину L_c, далее используют уравнение работы в политропном процессе

$$L_c = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1 \right). \tag{3.40}$$

Подставляя в него значения p и V на границах исследуемого участка процесса, вычисляют значение показателя n_1 для этого участка:

$$n_1 = 1 + \frac{p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1}{L_c}. \qquad (3.41)$$

Именно так получены значения n_1, которые впоследствии составили массив статистических данных. На базе этой статистики и определены диапазоны изменения поправок $\pm \Delta k_1$ для различных типов ДВС.

Показатель k_1 рассчитывают, заменяя реальный процесс в такте (a – c) адиабатой с началом в точке a. Параметры в этой точке известны, поскольку они определены в расчёте процесса наполнения.

Для вычисления величины k_1 используются два уравнения:

1. Уравнение адиабатического процесса $a - c$

$$T_a \cdot V_a^{k_1 - 1} = T_c \cdot V_c^{k_1 - 1}.$$

2. Уравнение Р. Майера для универсальной газовой постоянной

$$R_\mu = (mc_p)_{t_a}^{t_c} - (mc_V)_{t_a}^{t_c}.$$

Из уравнения адиабаты $\frac{T_c}{T_a} = \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{k_1 - 1} = \varepsilon^{k_1 - 1}$, логарифмируя его, можно получить

$$\ln T_c - \ln T_a = (k_1 - 1) \cdot \ln \varepsilon \quad \text{или} \quad k_1 = 1 + \frac{\ln T_c - \ln T_a}{\ln \varepsilon}. \qquad (3.42)$$

В полученном выражении две неизвестных: k_1 и $T_c(k_1)$, поэтому применяется второе уравнение, из которого следует $(mc_p)_{t_a}^{t_c} - (mc_V)_{t_a}^{t_c} = 8314.3$ или $(mc_V)_{t_a}^{t_c} \cdot (k_1 - 1) = 8314.3$, откуда

$$k_1 = 1 + \frac{8314.3}{(mc_V)_{t_a}^{t_c}}. \qquad (3.43)$$

Система двух уравнений (3.42) и (3.43) позволяет методом последовательных приближений рассчитать с требуемой точностью показатель адиабаты k_1. Для этого в качестве исходных данных необходимы значения температуры T_a, степени сжатия ε и состав свежего заряда. В ММ ДВС, с которой мы знакомимся, в качестве свежего заряда и в двигателях с внешним, и в двигателях с внутренним образованием ТВС принимается воздух. Хотя было бы точнее использовать в уравнении (3.43) мольную теплоёмкость рабочей смеси $(mc'_V)_{t_a}^{t_c}$.

Для варианта «рабочее тело – воздух» по уравнениям (3.42) и (3.43) рассчитана и построена номограмма (рис. 3.29), связывающая все параметры, входящие в эти уравнения. Вы будете пользоваться та-

кой номограммой при выполнении курсовой работы. На рис. 3.29 стрелками и пунктиром показан пример, позволяющий понять методику определения k_1 при значениях ε = 10,5 и T_a = 325 К. В этом частном примере получается значение k_1 = 1,3767. Проверьте и потренируйтесь!

Сравнивая полученное ранее по реальной индикаторной диаграмме значение n_1 с рассчитанным при той же исходной температуре T_a показателем адиабаты k_1, по соотношению (3.39) определяют поправку $\pm \Delta k_1$ для данного типа ДВС.

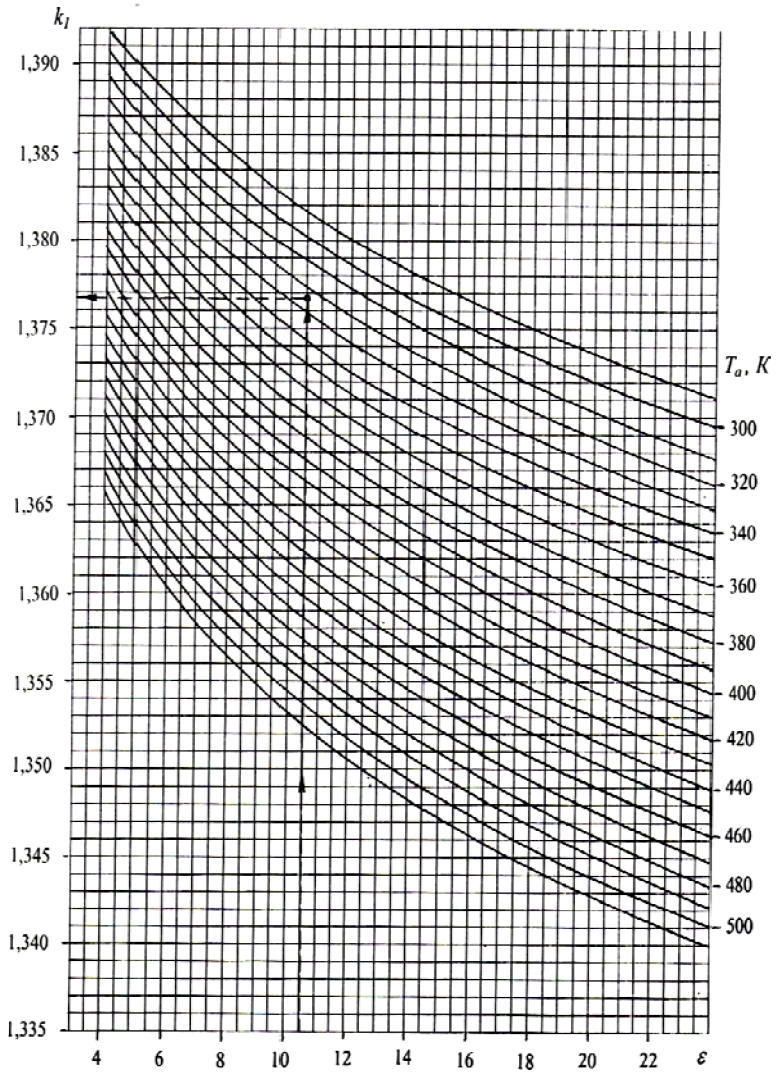


Рис. 3.29 Номограмма для определения k_1

Набранная таким образом статистика показывает, что ввиду высокой скорости протекания процесса (время, затраченное на процесс, обычно составляет 2,5…10 мс) и достаточно медленного процесса теплообмена отличия n_1 от k_1 в общем-то незначительны:

- для ДсИЗ n_1 составляет $(k_1 - 0.00)\ldots(k_1 - 0.04)$;
- для дизелей n_1 составляет $(k_1 + 0.02)\ldots(k_1 - 0.02)$.

Расчёт процесса сжатия заканчивается вычислением давления и температуры в конце процесса:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad \text{и} \quad T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}. \qquad (3.44)$$

На основе опытных данных считается, что с учётом начала процесса горения в конце сжатия рабочего тела

$$p_{c''} = (1.15 \ldots 1.25) \cdot p_c .$$

Число перед множителем p_c зависит от величины угла опережения зажигания $\varphi_{оз}$. Подробнее об этом в следующем разделе.

3.2.3. Процесс горения

В данном разделе мы кратко, можно сказать пунктиром, рассмотрим лишь те сведения об этом процессе, которые позволят нам понять *как подводится тепло к рабочему телу в ДВС.* Как известно, двигатели делают и они работают. И, в общем-то, неплохо работают. Следовательно, современный уровень знаний о процессе горения удовлетворяет инженеров, создающих ДВС. Попробуем, хотя бы в первом приближении, дотянуться до этого уровня.

3.2.3.1. Общие сведения

Процесс горения в ДВС реализует подвод тепла к рабочему телу, который в графическом изображении идеального термодинамического цикла показывают обычно стрелочкой с обозначением q_1. При этом не объясняется – откуда это тепло берётся. В последней четверти XIX века, когда начали создавать и совершенствовать ДВС, человечество в качестве источника тепла использовало в основном сжигание горючих веществ. Тепло солнечного излучения и начавшееся освоение электроэнергии в то время ещё не рассматривались как возможная альтернатива процессу горения.

В технических устройствах, и в частности в двигателях *с внешним подводом тепла* (ДВПТ), процесс горения уже применялся. Казалось бы, изобретая двигатель *внутреннего сгорания* (ДВС), можно было использовать накопленный опыт организации этого процесса. Увы!

Выяснилось, что горение *в топке* паровой машины и горение в замкнутом объёме с повышенным давлением (*в камере сгорания* ДВС) разительно отличаются. Сам процесс горения, т.е. протекание так называемых быстрых химических реакций окисления, образующих пламя, оказался настолько сложным, что изучение его физико-химической основы, и тем более создание его расчётной ММ, продолжается и поныне. Отдавая дань этой сложности, в учебном плане вашей специальности предусмотрена дисциплина, где вы достаточно глубоко изучите основы и особенности организации этого процесса и связанные с ним экологические проблемы.

Для начала представим себе тот *промежуток времени, в течение которого происходит процесс.* На рис. 3.30 показана часть развёрнутой индикаторной диаграммы, в которой зафиксировано изменение давления в цилиндре в процессах сжатия, горения и расширения.

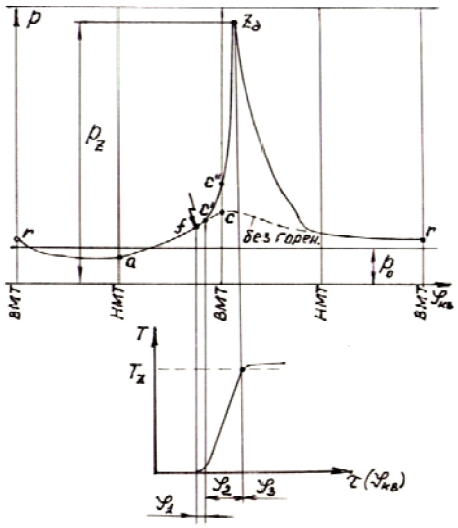


Рис. 3.30 Процесс горения на развернутой (по $\varphi_{кв}$) индикаторной диаграмме

Горение начинается с опережением момента прихода поршня в ВМТ ($\varphi_{оз}$) в точке c'. В ДсИЗ в этот момент подаётся напряжение на электрическую свечу, между электродами проскакивает искра; в дизелях – открывается клапан топливной форсунки и начинается впрыск топлива в цилиндр. На протяжении участка диаграммы $\varphi_1 = 4\ldots6^0$ процесс сжатия продолжается так, как будто ничего нового и не произош-

ло. Кстати, на рис. 3.30 пунктиром показано изменение давления в случае так называемого "пропуска зажигания". Это происходит в двигателе, если начали "барахлить" карбюратор либо система зажигания. В этом случае в данном цилиндре полностью заканчивается процесс сжатия и, минуя горение, начинается процесс расширения.

Фазу процесса горения φ_1 называют *периодом индукции.* В горючей смеси идут предпламенные реакции, происходит как бы задержка воспламенения. Температура рабочего тела начинает повышаться. *В точке f возникает пламя*, т.е. начинаются так называемые быстрые химические реакции. Точнее сказать, ***начинаются цепные реакции.*** Объяснение возникновения пламени как начала протекания разветвлённых цепных реакций, когда всё реагирует со всем, и всё, что образуется в эти мгновения, также вступает в реакции со всем, что "попадается под руку", дал впервые академик Н.Н. Семёнов. За что, кстати, и получил Нобелевскую премию. Эта картина производит впечатление, что в пламени происходит что-то невообразимое, не поддающееся строгому описанию в виде последовательной записи ряда химических реакций. Действительно, в научно-исследовательской лаборатории № 49 при кафедре теплотехники группа, занимающаяся изучением условий возникновения в пламени канцерогенных веществ – полициклических ароматических углеводородов (ПАУ), – вначале использовала систему примерно из 300 химических реакций. Затем, углубляя анализ, дошла до *трех и даже более тысяч реакций.* И, похоже, это ещё не предел.

Итак, в точке f возникло пламя. Вплоть до точки z, на протяжении фазы $\varphi_2 = 20...35^0$, происходит одновременное и резкое увеличение температуры и давления (см. рис. 3.30). Оба параметра изменяются с такой скоростью, что обычно применяемые при индицировании ДВС датчики фиксируют изменение p и T сразу по всему объёму камеры сгорания. В точке z основная часть процесса заканчивается. Исследования показали, в течение фазы φ_2 сгорает более 90 % ТВС. Поскольку уже началось движение поршня к НМТ, т.е. началось расширение рабочего тела, давление в цилиндре, достигнув максимума в точке z, начинает снижаться. После точки z ещё происходит некоторое догорание (фаза φ_3) и некоторое повышение температуры, но на индикаторной диаграмме это никак не фиксируется.

Таким образом, на видимый (зафиксированный на индикаторной диаграмме) процесс горения отводится $25...40^0$ по углу поворота коленчатого вала. А теперь давайте посчитаем!

Пусть двигатель работает на режиме частотой вращения КВ n = 3000 *об/мин,* т.е. 50 Гц. Это означает, что один оборот – 360^0 – совершается за 0,02 секунды. Если даже принять, что на процесс горения отводится 40^0 поворота КВ, то это означает, что на всё про всё отводится 0,002 секунды! И это при том, что расчёт выполнен на весьма умеренном режиме n = 3000 *об/мин.* А если n = 6000 *об/мин,* то на все сложности и проблемы процесса горения отводится **1 миллисекунда**!! Вот и решайте, господа инженеры, как тут извернуться, чтобы получить в результате всё на самом высоком уровне!

3.2.3.2. Диаграмма энергия – время

Попробуем представить себе в наиболее общем виде то, что происходит при преобразовании исходных веществ (топлива и воздуха) в продукты сгорания (ПС). Это наиболее наглядно изображается в виде диаграммы $E - \tau$ (энергия – время), показанной на рис. 3.31. Её смысл кратко можно изложить так.

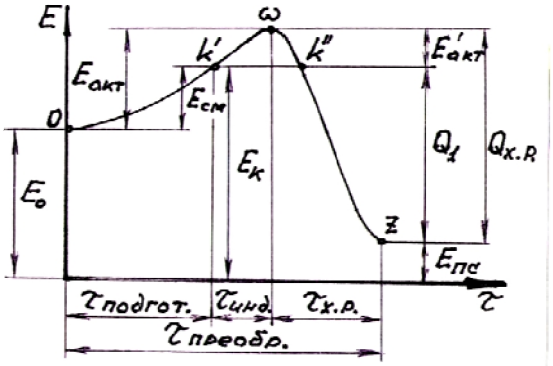


Рис. 3.31 Диаграмма э*нергия – время*

Вещества, из которых предполагается образовать ТВС, а затем получить ПС, в исходном состоянии (точка 0) соответствуют условиям – топливо в баке, воздух в окружающей среде. В этом состоянии они имеют энергетический уровень E_0 . Его иногда называют *полной энтальпией вещества* (подробнее чуть позже). Чтобы между этими веществами начались химические реакции, их нужно вывести на энергетический уровень ω, для чего этим веществам необходимо сообщить некую *энергию активации* $E_{акт}$.

Её можно условно разделить на две части. Первая по времени часть $E_{см}$ затрачивается на подачу топлива и воздуха в "карбюратор", образование в нём ТВС, распределение смеси по объёму камеры сгорания

и предварительный прогрев её во всех этих процессах. Время, в течение которого происходит всё изложенное, называется *временем подготовительных процессов* $\tau_{под.}$

Вторая часть $E_{акт}$, величина $E'_{акт}$ относится уже не ко всей ТВС, поступившей в данном цикле в цилиндр, а к микрообъёму, выделенному в этом общем количестве ТВС. Чтобы в этом микрообъёме начались химические реакции, вещества в нём нужно поднять на энергетический уровень E_{ω}, т.е. добавить $E'_{акт}$. Эта "добавка" может реализоваться с помощью постороннего источника (свеча зажигания), за счёт передачи тепла от надвигающегося фронта пламени, прогрева от окружающей среды в камере сгорания.

Точка ω диаграммы соответствует состоянию веществ, когда *топливо полностью испарилось, из него и воздуха образована гомогенная ТВС с равномерным по выделенному объёму составом, с коэффициентом α, близким к единице. Температура ТВС равна температуре самовоспламенения.* Очевидно, чем менее состав и качество подготовки ТВС соответствует изложенному определению, тем больше величина $E'_{акт}$.

Время, в течение которого происходит переход ТВС в выделенном микрообъёме с уровня $E_к$ на уровень E_{ω}, называется временем индукции $\tau_{инд.}$ В этот микроскопический промежуток времени в ТВС уже идут предпламенные реакции с образованием тех веществ, которые затем вступят в так называемые быстрые реакции и образуют пламя. Как известно, вещество в пламени уже не совсем газ, а в какой-то степени переходит в четвёртое состояние – в плазму.

Итак, в данном выделенном объёме возникает пламя. По утверждению Артура Лефевра вначале возникает первичный очаг пламени примерно сферической формы с диаметром d. А. Лефевр установил, что существует критический размер этого диаметра – d_q, который он назвал "расстоянием гашения". Суть в том, что при $d \geq d_q$ энергии, заключённой в первичном очаге, достаточно для поджигания соседних слоёв ТВС, и пламя начинает расширяться и распространяется на весь объём камеры сгорания. Если же $d < d_q$, то тепло, выделившееся в объёме первичного очага, оказывается меньше того тепла, которое передаётся в соседние слои ТВС, с поверхности очага. Поскольку баланс энергии не в пользу первичного очага – он гаснет. Понятно, почему d_q – расстояние гашения.

При нормальном развитии процесса горения в каждой точке пространства продвигающееся пламя сообщает ТВС, находящейся в этой точке, необходимую заключительную порцию $E'_{акт}$. В результате в

этой точке энергетический уровень достигает значения, соответствующего E_{ω}, происходит самовоспламенение и пламя таким же образом продвигается дальше, вплоть до границ объёма, заполненного ТВС. В каждой точке за время $\tau_{х.р}$ (рис. 3.31) происходят все химические реакции, составляющие пламя, и ТВС с уровнем энергии E_{ω} превращается в продукты сгорания с уровнем энергии $E_{п.с}$ (точка z).

Разница $E_{\omega} - E_{п.с}$ представляет собой тепловой эффект химических реакций $Q_{х.р}$.

Эта величина частично расходуется на энергию активации $E'_{акт}$, которая передаётся дальше – соседним слоям ТВС. Остальное входит в *суммарное тепло Q_1, переданное рабочему телу.* Ради этой-то величины всё и затевалось, всё и происходило.

Первичная доля энергии активации $E_{акт}$ расходуется на подачу воздуха и топлива соответственно из атмосферы и бака в устройство для создания ТВС. Если топливо жидкое, то часть $E_{акт}$ расходуется на его испарение. Затем должно произойти турбулентное смешение паров топлива с воздухом (теоретически до гомогенного состояния) и прогрев этой смеси теоретически до энергетического уровня E_{ω}. В действительности система топливоподачи и подготовки ТВС расходует на все эти процессы $E_{с.т.п}$ и, добавляя к начальному уровню E_0 ещё величину $E_{см}$, доводит ТВС до энергетического уровня $E_к$. Заключительную часть $E'_{акт}$ ТВС получает либо от устройства, инициирующего горение (например, от электросвечи), либо от надвигающегося фронта пламени.

Оперируя указанными энергетическими уровнями, можно сформулировать два очень важных понятия: *КПД системы топливоподачи и подготовки ТВС* и *качество ТВС.* Вспоминая принцип формирования понятия КПД – *отношение полезной энерги, к затраченной* – для СТП можно записать:

$$\eta_{стп} = \frac{E_{см}}{E_{стп}} < 1. \qquad (3.45)$$

Относительно качества ТВС в данной точке пространства камеры сгорания можно сказать, что оно удовлетворительно, если энергетический уровень смеси соответствует E_{ω}. Следовательно, *количественно оценить качество ТВС* можно как отношение:

$$K_{твс} = \frac{E_к}{E_{\omega}} < 1. \qquad (3.46)$$

В наиболее общем случае снижение качества ТВС можно объяснить следующими факторами:

-жидкое топливо не полностью испарилось;

-оставшееся в капельном состоянии топливо распределено в каплях, существенно различающихся по размерам;

-состав смеси отличается от среднего значения для двигателя на данном режиме по цилиндрам многоцилиндрового двигателя, объёму камеры сгорания одного цилиндра и от цикла к циклу;

-концентрация кислорода в воздухе не соответствует принятым стандартам;

-температура ТВС в камере сгорания ниже температуры самовоспламенения.

Поскольку из всех перечисленных факторов инструментальному контролю в процессе эксплуатации ДВС подлежит только состав смеси, то именно его на практике называют "качеством ТВС".

Относительно энергетических уровней E_0, $E_к$, $E_{пс}$ и других, отмеченных на диаграмме $E - \tau$, следует сказать, что их численные значения рассчитываются по полным энтальпиям индивидуальных веществ:

$$I = X + \int_{T_0}^{T} C_p dT \pm r,$$

где X – химическая энергия данного вещества, равная теплу, затраченному на его образование из стандартных веществ при температуре T_0 (обычно в таблицах принято T_0 = 293 К). Стандартные вещества, из которых образованы топливо, воздух и продукты сгорания – это углерод (при температуре T_0 твёрдая фаза), O_2, N_2, H_2 – двухатомные газы;

- $\int_{T_0}^{T} C_p dT$ – прирост энтальпии вещества при переходе из стандартного состояния в состояние с температурой T;

- r – теплота фазовых переходов, если они происходят в диапазоне температур $T_0 - T$.

Топливо, применяемое в ДВС (кроме метана), воздух и продукты сгорания являются смесями индивидуальных веществ. Следовательно, любой энергетический уровень E рассчитывается как полная энтальпия смеси:

$$E = \sum_n g_n \cdot I_n .$$

Здесь g_{n-} массовая доля данного индивидуального вещества в смеси; I_{n-} его полная энтальпия.

Например, для ТВС расчётные формулы получаются следующим образом:

$$g_в = \frac{G_в}{G_в + G_т} = \frac{G_в / G_т}{\frac{G_в}{G_т} + 1} = \frac{\alpha \cdot l_0}{\alpha \cdot l_0 + 1};$$

$$g_т = \frac{G_т}{G_в + G_т} = \frac{1}{G_в / G_т + 1} = \frac{1}{\alpha \cdot l_0 + 1}.$$

Следовательно, полная энтальпия ТВС

$$I_{ТВС} = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot I_в + I_т}{\alpha \cdot l_0 + 1}.$$

3.2.3.3. Горючее и окислитель

Начнём с окислителя, поскольку тут всё очевидно. ***В качестве окислителя в ДВС используется воздух*** из окружающей среды. ***Точнее, кислород воздуха***, которого по массе в воздухе 23,2 %. Остальную часть (76,8 %) за очень малым исключением составляет азот. По объёму это соотношение несколько иное: 20,8% кислорода и 79,2% азота. В теплофизических расчетах отброшенные газы (CO_2, аргон и др.) не учитываются. Ошибка при этом исчезающе мала. В этих же расчетах принимается, что азот не участвует в химических реакциях окисления, а является балластом, который просто переходит из левой части стехиометрического (о *стехиометрии* см. ниже) уравнения в правую. На самом деле, начиная с уровня температур 1500…1700 К и выше азот проявляет активность и начинает реагировать с кислородом, образуя ряд окислов, которые входят в структуру вредных выбросов ДВС. Следовательно, при анализе экологических показателей работы ДВС учёт этих химических реакций обязателен. Общее количество вредных выбросов часто измеряется в единицах ***ppm*** (доля вредного вещества на миллион долей продуктов сгорания), что говорит само за себя: для теплофизических расчётов это несущественно.

Относительно топлива прежде всего нужно отметить, что в учебном плане специальности "ДВС" предусмотрена специальная дисциплина "Химмотология", посвящённая изучению топлив, масел и других рабочих жидкостей, применяемых при эксплуатации ДВС. Поэтому в данном разделе изложены очень кратко только те сведения о топливах, без знания которых картина процесса горения будет неполной или даже несколько искажённой. То же можно сказать и об одной

из основных систем двигателя: системе топливоподачи (СТП). Поскольку тип этой системы формирует основные отличительные свойства ДВС и способ его регулирования, к тому же весьма существенно влияет на процесс подготовки ТВС, который предваряет процесс горения и определяет характер его протекания, то более подробное знакомство с особенностями различных СТП вам ещё предстоит в специальной дисциплине с таким же названием: "СТП ДВС". Здесь же и далее в изучаемой дисциплине "Теория ДВС" будут употребляться и пояснятся некоторые термины и сведения о СТП, только крайне необходимые для понимания излагаемого материала.

Кстати можно отметить: уже одно то, что для изучения организации процесса горения в учебном плане специальности "ДВС" введены аж четыре дисциплины, говорит о сложности и самого процесса, и организации его качественного протекания. Повторю эти дисциплины: "Теория ДВС", "Системы топливоподачи ДВС", "Химмотология" и "Процесс горения и экология ДВС".

Итак, что можно сказать о веществах, которые используются в ДВС для организации процесса горения, т.е. экзотермических химических реакций окисления.

В ДВС в качестве горючих веществ, как правило, используют углеводородные соединения C_nH_m *в газовой или жидкой фазе*. Использование твёрдого топлива (дрова, уголь) в ДВС возможно, но требует дополнительного устройства для его газификации. Следовательно, ДВС и в этом случае работает на газообразном топливе.

Основные виды горючих веществ, наиболее употребляемые в ДВС, следующие: ***бензины, дизельное топливо, сжиженный нефтяной газ (пропан-бутановые смеси) и компримированный (сжатый) природный газ.*** Сейчас уже появляются варианты двигателей, работающих на водороде или на биогазе, но это пока – экзотика. В странах Южной Америки, где отсутствуют собственные запасы нефти, но есть избыток растительности, приспособились в качестве автомобильного топлива использовать спирты либо спиртобензиновую смесь с содержанием спиртов до 60…70%. Но будем считать, что к России это тоже не относится.

Каковы основные требования, которые предъявляются к топливу (к горючим веществам) при создании нового двигателя и, впоследствии, при его эксплуатации? Сразу скажу, что в соответствии с ГОСТом топливо контролируют по 24 показателям, которые в той или иной степени определяют его качество и пригодность для организации процесса горения в ДВС различных типов. Это всё вы будете изучать в

"Химмотологии", а сейчас отметим только самое основное, что наиболее важно при создании двигателя.

Прежде всего, исходя из назначения процесса горения, нам нужно знать ***теплотворность топлива*** H_u ***(Дж/кг),*** т.е. сколько мы получим тепла при полном сгорании единицы массы топлива. Я говорю о массе, поскольку реагируют массы веществ. Хотя для горючих газов лучше использовать размерность теплотворности ***Дж/м³*** . Действительно, применяется именно эта размерность. Но здесь требуется уточнение. Вам известно, что объём единицы массы газа (горит-то всё же масса) зависит от условий (давление и температура), в которых этот газ находится. Поэтому, чтобы не было неопределённости в соотношении размерностей ***Дж/кг*** и ***Дж/м³,*** принято, что в последней размерности подразумевается так называемый "*нормальный* $м^3$ ", т.е. количество газа, которое занимает объём 1 $м^3$ *при нормальных условиях, соответствующих международной стандартной атмосфере (МСА) на уровне моря:* давление 101325 Па, температура 288 К.

Теплотворность различают высшую H_0 и низшую H_u . Разница между ними – это теплота испарения воды, она же – теплота, которая выделяется при конденсации паров воды. Дело в том, что одним из продуктов полного сгорания углеводородов является водяной пар, который удаляется из цилиндра при температуре выше температуры его конденсации. Следовательно, тепло, которое водяной пар при конденсации мог бы вернуть в рабочее тело, в цилиндре не работает, а рассеивается на выходе из выхлопной трубы в атмосфере. Поэтому *в расчётах рабочих процессов ДВС фигурирует только низшая теплотворность* H_u *топлива.*

Её величину обычно рассчитывают по формулам, предложенным в своё время Д.И. Менделеевым, исходя из элементного состава топлива, т.е. доли углерода С, водорода Н и других горючих веществ, входящих в структуру молекул. Как известно, жидкие углеводородные топлива нефтяного происхождения состоят из ста и более индивидуальных веществ, поэтому доли углерода, водорода и т.д. рассчитывают нефтехимики, разрабатывающие тот или иной вид топлива. Обычно принимается, что в бензинах содержится по массе 85,5 % углерода и 14,5 % водорода. В дизельном топливе – 87 % углерода, 12,6 % водорода и 0,4 % кислорода.

Состав газообразного топлива обычно приводится в долях, которые составляют отдельные *индивидуальные горючие газы*: окись углерода – CO, водород – H_2, метан – CH_4, ацетилен – C_2H_2 , этилен – C_2H_4 , этан – C_2H_6 , пропан – C_3H_8 , бутан – C_4H_{10} , пентан – C_5H_{12}. Бо-

лее тяжёлые углеводороды при нормальных условиях находятся в жидкой фазе. По заданным долям и по составу молекул всегда можно рассчитать доли углерода, водорода и т.д. Вы освоите этот расчёт при решении задач на практических занятиях.

Подводя итог по сведениям, связанным с понятием *теплотворность топлива*, отметим, что ***диапазон низшей теплотворности*** для жидких углеводородов (бензин, дизельное топливо) и пропан-бутановых смесей составляет примерно

$$\mathbf{(430…440)\cdot 10^5\ Дж/кг.}$$

Природный газ, который состоит в основном из метана, имеет этот параметр на уровне

$$\mathbf{500\cdot 10^5\ Дж/кг.}$$

Одним из важнейших показателей любого вещества, которое запасается на борту транспортного средства, является его ***плотность*** $\boldsymbol{\rho}$ ***(кг/м^3).*** Объяснение очень естественное: чем выше плотность, например топлива, тем меньше объём ёмкости, в которой предполагается хранить его запас. Запас топлива рассчитывается по значению массовой теплотворности H_u *(Дж/кг),* исходя из среднестатистической величины работы, которую совершает ТС за промежуток времени между заправками.

Объём тары в сочетании с дополнительными устройствами, которыми она оборудуется для обеспечения необходимых условий хранения данного вида топлива, определяют массу тары. По этому показателю жидкие углеводородные топлива нефтяного происхождения сейчас пока вне конкуренции. Газовые топлива проигрывают им и довольно существенно, что несколько тормозит повальную газификацию автомобильного транспорта. А такая газификация неизбежна, поскольку, как утверждают геофизики и геологи, разведанных запасов нефти на Земле при нынешнем темпе их использования человечеству хватит на несколько десятков лет. Разведанные же запасы газа могут обеспечить энергетические потребности землян в течение 2…3 столетий.

Плотность жидких топлив для ДВС у разных типов и марок изменяется примерно так: **бензины – $\boldsymbol{\rho}$ = 700…780 *(кг/м^3),* дизельное топливо – $\boldsymbol{\rho}$ = 840…870 *(кг/м^3).***

Объём и масса тары для хранения топлива – это показатели, которые обязательно нужно учитывать, но при проектировании скорее не самого двигателя, а ТС в целом. Если продолжить изучение вопросов хранения запасов топлива, то следует указать ещё несколько свойств, которые определяют готовность двигателя к работе и его нормальную работу в различных условиях эксплуатации. Это ***физико-химическая***

стабильность параметров топлива при его длительном хранении на борту ТС, ***низкая температура замерзания***, ***соответствие вязкости, принятой в расчётах величине,*** во всём диапазоне эксплуатационных температур. Последний параметр определяет затраты энергии в СТП на подачу топлива из бака в устройство для подготовки ТВС.

С конструкторской точки зрения кроме указанных свойств топливо ещё *не должно содержать в своём составе веществ, способных вызвать* ***коррозию материалов***, из которых изготавливаются детали двигателя. К сожалению, все природные углеводороды не удовлетворяют этому требованию. Нефть, в принципе, содержит в своём составе серу в том или ином количестве. Сера в процессе горения образует окислы, которые, взаимодействуя с водой (напомню, что вода – один из основных продуктов полного сгорания), превращаются в кислоты. Что происходит далее с деталями двигателя, надеюсь пояснять не нужно! Поэтому степень очистки топлива от содержания серы является одним из основных показателей его качества и в немалой степени влияет на его стоимость.

С точки зрения инженера, проектирующего рабочий процесс ДВС, ***свойства топлива должны обеспечивать мгновенное начало процесса горения в запланированной точке индикаторной диаграммы, протекание процесса быстро, энергично, но без излишеств (без взрывов, например), завершение процесса при запланированном положении КШМ с химической полнотой сгорания, близкой к единице.*** Перечисленное, по сути дела, является теми *требованиями, которые мы предъявляем к организации процесса*, а численные значения этих требований могут служить показателям качества проектируемого процесса. Численные значения этих показателей, полученные уже во время испытания реального двигателя, могут служить мерой выполнения ТЗ.

Если ориентироваться на перечисленные требования, то следует отметить ещё ряд свойств топлива, существенно влияющих на их выполнение.

Во-первых, это ***испаряемость топлива***. Процесс горения происходит в газовой фазе, поэтому при подготовке ТВС жидкое топливо следует преобразовать в пар. Испарение жидкости – самый медленный процесс из тех, что входят в подготовку ТВС. Поэтому хорошая испаряемость – признак хорошего качества топлива. Однако объективные обстоятельства мешают: хорошей испаряемостью обладают только лёгкие бензиновые фракции. Чем выше плотность той или иной марки топлива, тем хуже обстоит дело с испаряемостью. И тут уж ничего не

поделаешь! Кстати, отметим, что горючие газы в этом смысле – наилучшие топлива.

Во-вторых, это хорошие ***антидетонационные свойства бензинов***. Эти свойства обеспечивают нормальное (без взрыва) протекание процесса горения. Это свойство настолько существенно, что его показатель (единственный) входит в марку бензина. Подробнее об этом поговорим специально, но чуть позже.

В-третьих, ***для дизельного топлива*** *важнейшей является его* ***способность к самовоспламенению.*** Напомню, что дизель – это двигатель, работающий по принципу воспламенения от сжатия. Точнее, самовоспламенения топлива от тепла, которое содержится в рабочем теле в конце процесса его сжатия. Параметр, характеризующий эту способность, введён в инженерный словарь по аналогии с параметром, характеризующим антидетонационные свойства бензинов. Поэтому поговорим о нём несколько позднее.

3.2.3.4. Состав топливовоздушной смеси

Таким образом, изучив вкратце основные сведения *о топливе и воздухе*, отметим для себя, что по отдельности ни то, ни другое вещество гореть не может, горение возникает только при наличии *горючей смеси.* Мы уже много раз называли её топливовоздушной смесью (ТВС). Давайте рассмотрим это понятие поподробнее.

В некотором устройстве топливной системы ДВС происходит процесс карбюрации: подготовки ТВС. Обычно топливо распыливается, если оно жидкое, в потоке воздуха или в объёме камеры сгорания, заполненной воздухом. Затем испаряется, за счёт турбулентных пульсаций перемешивается с воздухом, нагревается и далее начинается процесс горения. В этой цепочке событий всё понятно, кроме одного: каково соотношение топлива и воздуха? Сколько нужно впрыснуть топлива, если расход воздуха на входе в двигатель – 1 кг/с? Или по другому: сколько топлива нужно подать в известный объём камеры сгорания? Итак, нужно знать ***состав ТВС!***

Ответ на этот вопрос содержится в записи *стехиометрических* уравнений химических реакций. Слово *стехиометрия* (пропорция) подчёркивает, что в данном уравнении отражён только баланс масс веществ, вступающих в реакции горения и продуктов сгорания. В наиболее общем виде это уравнение записывают так:

$$C_nH_m + (n + \frac{m}{4}) \cdot O_2 = n \cdot CO_2 + \frac{m}{2} \cdot H_2O. \qquad (3.47)$$

Здесь n и m не бывают целыми числами, поскольку формула C_nH_m является условной. Она заменяет собою весь набор индивидуальных углеводородов, входящих в состав того или иного топлива. В этом уравнении пропорция веществ, вступающих в реакцию, уже очевидна: на 1 кмоль C_nH_m необходимо ($n + m/4$) кмоль O_2. Соотношение можно рассчитать, нужно только знать величины n и m. Поскольку нефтехимики чаще дают нам не условные формулы C_nH_m, а содержание углерода g_C, водорода g_H и других веществ в топливе, воспользуемся другими стехиометрическими уравнениями:

$$C + O_2 = CO_2 \quad \text{и} \quad 2H_2 + O_2 = 2H_2O .$$

Вспоминая атомарные массы элементов: C – 12, H – 1, O – 16, эти уравнения можно переписать как балансы масс:

$$12\,кг\,C + 32\,кг\,O_2 = 44\,кг\,CO_2 \quad \text{и} \quad 4\,кг\,H_2 + 32\,кг\,O_2 = 36\,кг\,H_2O.$$

Далее из этих уравнений можно получить такие соотношения:

$$1\,кг\,C + (32/12)\,кг\,O_2 = (44/12)\,кг\,CO_2 \quad \text{и} \quad 1\,кг\,H_2 + (32/4)\,кг\,O_2 = (36/4)\,кг\,H_2O .$$

Отсюда следует, что для полного сгорания 1 *кг* углерода требуется 8/3 *кг* кислорода, а для полного сгорания 1 *кг* водорода – 8 *кг* кислорода. Если состав топлива дан в массовых долях:

$$g_C + g_H + g_O = 1\,кг,$$

то из сказанного следует, что для полного сгорания 1 *кг* такого топлива потребуется $\frac{8}{3}\cdot g_C + 8\cdot g_H - g_O$ килограмм кислорода. Зная состав воздуха, можно записать формулу для расчёта ***стехиометрического коэффициента:***

$$l_0 = \frac{1}{0.232}\cdot\left(\frac{8}{3}\cdot g_C + 8\cdot g_H - g_O\right)\frac{кг\ воздуха}{кг\ топлива}.$$

Иногда доли веществ, входящих в состав топлива обозначают непосредственно буквами C, H и O. Тогда эта формула выглядит как

$$l_0 = \frac{1}{0.232}\cdot\left(\frac{8}{3}\cdot C + 8\cdot H - O\right)\frac{кг\ воздуха}{кг\ топлива}. \qquad (3.48)$$

Если в неё подставить, например, состав бензина – C = 0,855, H = 0,145, O = 0,0, то получится, что l_0 = 14.83 кг воз./кг топл.

А теперь вдумайтесь в этот результат! Что означает полученное число? Оно означает, что ***для полного сгорания одного килограмма топлива требуется почти 15 кг воздуха, или, при нормальных***

атмосферных условиях, примерно 12 м³. Вы понимаете, надеюсь, что более миллиарда автомобилей уже ползающих по Земле, "едят" в основном не топливо, а воздух. Воздух! Это то, что было предназначено Богом нам для дыхания! По средним медицинским нормам 12 м³ – **это *суточная* потребность одного человека**. А он – владелец авто – заливает в бак не 1 *кг.* Если в баке 40 литров, то это 30 *кг* бензина. Следовательно, когда он откатает этот бак, *30 человек лишатся воздуха*, необходимого для дыхания, ведь в выхлопе автомобиля состав, не пригодный для дыхания. *Да ещё и с добавками каких-то гадостей!* А мы суетимся и возмущаемся вокруг цен на бензин. ***С автомобилистов следует брать плату за воздух!***

Вот видите, какие эмоции вызывает сухая и, может быть, скучная "Теория ДВС".

Но вернёмся к обсуждению понятия *состав ТВС.* В некоторых расчётах (например, при определении состава продуктов сгорания) стехиометрический коэффициент желательно иметь с размерностью *кмоль воздуха/кг топл,* т.е. необходимо знание объёмного расхода воздуха. Чтобы получить необходимое выражение, сделаем следующее преобразование: в формуле (3.48) скобка (8/3·C + 8·H – O) имеет размерность *кг кислорода/кг топл.* Если эту скобку поделить на молярную массу кислорода (32 *кг/моль*), то мы получим как раз нужную нам размерность:

$$\left(\frac{8}{3}\cdot \mathrm{C}+8\cdot \mathrm{H}-\mathrm{O}\right)\cdot\frac{1}{32}=\left(\frac{\mathrm{C}}{12}+\frac{\mathrm{H}}{4}-\frac{\mathrm{O}}{32}\right)\frac{моль\,\mathrm{O}_2}{кг\,топл.}.$$

Поскольку размерность *моль* не массовая, а объёмная, для перехода от *молей* O_2 к *молям воздуха* в формуле стехиометрического коэффициента следует учесть *объёмную долю* кислорода в воздухе – 20,9 %. Таким образом,

$$L_0=\frac{1}{0.209}\cdot\left(\frac{\mathrm{C}}{12}+\frac{\mathrm{H}}{4}-\frac{\mathrm{O}}{32}\right)\frac{моль\ возд.}{кг\ топл.}. \qquad (3.49)$$

Мы получили численное значение (и формулы для его расчёта) стехиометрического коэффициента. Теперь мы знаем ***теоретический состав ТВС***: для полного сгорания 1 *кг* топлива необходимо l_0 *кг* воздуха. Но далеко не всегда двигатель работает на смеси с теоретическим составом. По разным причинам (о них подробнее поговорим в разделе "Характеристики ДВС") для сжигания $G_т$ *кг/с* топлива расходуется не $G_т \cdot l_0$ *кг воздуха/с* как положено по теории, а G_B *кг/с*. Причём действительный расход воздуха G_B может быть и меньше, и больше теоретически необходимого $G_т \cdot l_0$.

Для численной оценки отличия состава ТВС от теоретического используют ***коэффициент избытка воздуха***

$$\alpha = \frac{G_B}{G_m \cdot l_0}. \qquad (3.50)$$

Его характерные значения таковы:

- **при** $\alpha = 1$ действительное количество воздуха, поступающее в двигатель для подготовки ТВС, точно соответствует теоретически необходимому расходу (точно соответствует стехиометрии). Такую ***смесь называют стехиометрической;***

- **при** $\alpha < 1$ действительный расход воздуха оказывается меньше теоретически необходимого. Часть топлива при горении остаётся без необходимого окислителя. В смеси недостаток воздуха, или, что – то же самое, избыток топлива. Вспомним, что платим всё же не за воздух, а за топливо, поэтому ТВС с избытком топлива **называют *богатой смесью;***

- **при** $\alpha > 1$ действительный расход воздуха больше теоретически необходимого. В смеси недостаточно топлива, которое могло бы "освоить" поступившую в двигатель массу воздуха. Такую **смесь называют *бедной.***

На этом раздел "Горючее и окислитель. Их соотношение в ТВС" можно закончить. Далее рассмотрим несколько подробнее необходимые нам сведения *о самом явлении горения* тех или иных веществ. Применительно к ДВС различают два варианта: горение, протекающее с нормальными скоростями, так называемое "*нормальное горение*", и взрывное, которое получило название "*детонация*". Обсудим и то, и другое.

3.2.3.5. Нормальное горение

Нормальное горение начинается и развивается так, как мы уже обсуждали, когда изучали диаграмму $E - \tau$ (энергия – время). Заключительная порция энергии активации $E'_{акт}$ инициирует первичный очаг пламени. Если его диаметр превышает расстояние гашения, поверхность этого очага сообщает соседним слоям ТВС энергию активации $E'_{акт}$, доводя тем самым ТВС до состояния самовоспламенения. Таким образом, пламя распространяется далее.

Конечно, нас интересует всё, что происходит в пламени. Но, прежде всего, нас интересует ***скорость распространения пламени***. Вспомните! На все сложности, связанные с процессом преобразования ТВС в ПС в ДВС (вот ведь досокращался!) отводятся *миллисекунды*!

Один из способов *измерения* скорости распространения пламени выглядит следующим образом. (Я пишу "выглядит", поскольку излагаю свои личные впечатления. Такими измерениями занимался мой "однокашник" по аспирантуре у В.П. Лукачёва – Б.А. Углов). В отдельном герметичном сосуде с миксером приготавливается гомогенная ТВС (топливо полностью испарено и тщательно перемешано с воздухом) нужного и известного состава (количество воздуха точно рассчитано, количество топлива строго взвешено). Далее этой смесью заполняется кварцевая труба, оба конца которой оснащены хитроумными запирающими устройствами, которые герметизируют объём трубы без горения, и поддерживают в этом объёме постоянное давление в процессе горения. Установка оставляется в заправленном состоянии на всю ночь для того, чтобы в объёме ТВС успокоились даже микроскопические турбулентные завихрения. Утром с одного конца трубы смесь поджигается и фоторегистратором измеряется время, за которое пламя пробежит контрольный участок 1 м (рис. 3.32). Всё! Правда, потом ещё чуть ли не неделю анализируется результат, выискиваются все возможные погрешности, допущенные при подготовке и проведении опыта. Заметьте, эксперимент готовится чуть не целый день (и ночь), а проводится в течение нескольких секунд. Вот она, жизнь экспериментатора! Опыт повторяется многократно и только тогда… Вот откуда берутся числа в таблицах справочников!

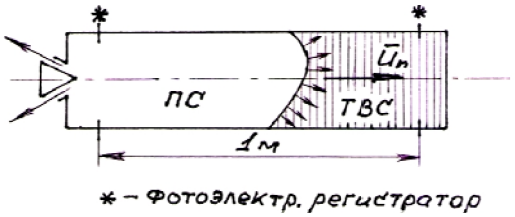


Рис. 3.32 Ламинарное горение гомогенной ТВС

Измеренная таким способом скорость называется ***нормальной скоростью распространения ламинарного пламени*** u_n. *Нормальной* она называется потому, что её вектор в каждой точке поверхности пламени расположен по нормали к этой поверхности, а пламя называется *ламинарным,* поскольку распространяется послойно в абсолютно спокойной среде (недаром эта среда успокаивалась целую ночь). Скорость u_n является физико-химическим параметром для каждого вида топлива. Она зависит и от состава ТВС, и от окружающих условий (p, T) и даже условия эксперимента, поскольку есть теплоотвод через стенки установки.

Если все погрешности учтены и тщательно устранены, то получается примерно то, что изображено на рис. 3.33. Первое, что бросается в глаза – *очень низкий уровень скоростей* u_n: в особо нас интересующей бензовоздушной смеси ≈ 0,5 м/с. Пешеход движется быстрее! Пересчитайте этот результат на размеры камеры сгорания обычного цилиндра обычного ДВС и станет ясно, что ни о каких 1…2 миллисекундах не может быть и речи! При диаметре цилиндра 100 мм время пробега пламени от стенки до стенки – 200 миллисекунд. Проблема! ***Скорость-то нужна, как минимум, на два порядка выше.***

Второе, что сразу видно на рис. 3.33 – *максимум скорости* u_n *получается не при теоретическом составе ТВС* (не при $\alpha = 1$), а в тех смесях, при горении которых в принципе невозможно получить полноту сгорания $\eta_г = 1$ ($\alpha < 1$). Возьмём себе это на заметку.

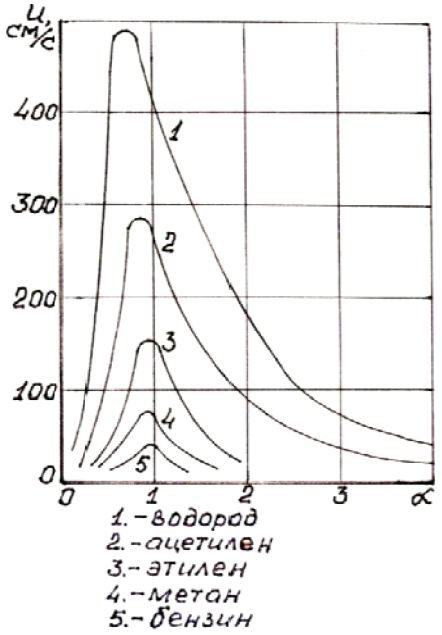


Рис. 3.33 Зависимость U_n от состава ТВС

Третье, что следует отметить, это границы диапазона изменения состава ТВС, на которых обрывается каждая из показанных зависимостей. Оказывается, что далеко не при всяком составе, т.е. не при всех значениях α, поддерживается горение. Эти границы называют *концентрационными пределами воспламенения смеси воздуха с данным конкретным видом топлива.* Физический (точнее физико-химический)

смысл этого явления можно пояснить, оперируя уровнем энергии активации $E'_{акт}$. Пламя, сообщающее эту энергию соседним слоям ТВС, обладает вполне определёнными и ограниченными возможностями в этом плане. По мере "обеднения" или "обогащения" ТВС *потребный уровень энергии активации* растёт из-за наличия балласта (воздуха или топлива). Баланс энергий $(E_{акт})_{РАСПОЛАГАЕМАЯ} \geq (E_{акт})_{ПОТРЕБНАЯ}$ всё более смещается в сторону $(E_{акт})_{РАСПОЛАГАЕМАЯ} \leq (E_{акт})_{ПОТРЕБНАЯ.}$ Ясно, чем кончается дело. Концентрационные пределы, так же как и вся зависимость $u_n = f(\alpha)$, изменяются при изменении условий эксперимента и рода топлива. Считается, что для бензовоздушных смесей при нормальных условиях диапазон по α составляет (0,5…0,6) – (1,2…1,3).

Диапазон возможного изменения α очень важен с точки зрения регулирования двигателя. Поскольку работать на концентрационном пределе воспламенения рискованно, то, отступая от границ на некоторый гарантийный запас, получаем весьма узкую полоску наших возможностей α = (0,65…1,15). Если вспомнить, что в реальном двигателе горит не ТВС, а так называемая "рабочая смесь", в состав которой входят ещё и остаточные газы (ПС), то желательно бы знать – как выглядит этот диапазон для рабочей смеси?

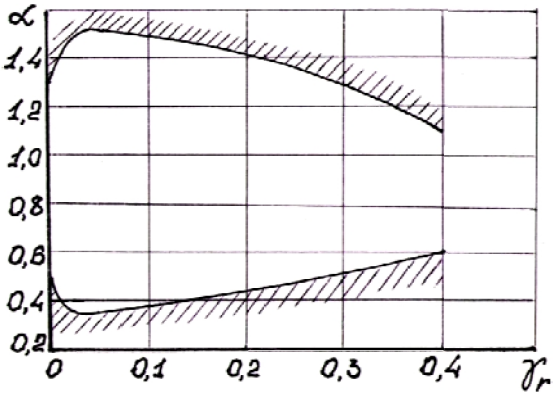


Рис. 3.34 Влияние количества остаточных газов на концентрационные приделы воспламенения ТВС

Результаты одного из исследований на эту тему приведены на рис. 3.34. То, что с ростом коэффициента остаточных газов γ_r концентрационные пределы сужаются, вроде бы не вызывает возражений. Действительно, что должно происходить в реагирующем объёме, если увеличивается количество газов, уже поучаствовавших в процессе? Ясно, что они являются балластом и мешают нормальному течению горения.

Однако не всё так просто. Обратите внимание, что при $\gamma_r = 0$, т.е. когда остаточных ПС нет и горит чистая ТВС, концентрационные пределы примерно соответствуют указанным выше. При даже небольшом добавлении остаточных газов диапазон становится шире, а уж потом по мере увеличения коэффициента γ_r начинает уменьшаться.

Смысл здесь в том, что причины возникновения концентрационных пределов воспламенения выше были объяснены с позиций теплофизики. Но я каждый раз оговаривался: всё, что связано с горением точнее было бы рассматривать с физико-химической точки зрения. У нас с вами в данной дисциплине нет временных возможностей изучать горение с этих позиций, поэтому сошлюсь на то, что у вас ещё будет на эту тему специальная дисциплина. Пока скажу только намёком, что мы уже определяли цепные реакции выражением "всё реагирует со всем". Отсюда следует, что ПС не такой уж и балласт.

Итак, мы установили, что горение, если ему организовать "тепличные" условия, протекает крайне медленно. Полученные значения скорости распространения ламинарного пламени u_n не могут обеспечить высокой полноты сгорания $\eta_c \to 1$ за тот промежуток времени, который отводится в реальном ДВС для протекания процесса горения. Скорость распространения пламени нужна на два порядка выше.

Выход из этого положения – *турбулизация пламени.* Толщина ламинарного пламени сопоставима со свободным пробегом молекул реагирующих веществ. Следовательно, реагирующий объём, даже при развитой поверхности пламени, – незначителен. Поскольку u_n – физико-химическая константа для выбранного топлива и состава ТВС, т.е. управлять распространением пламени по нормали к его поверхности нам не удастся, выход только один – увеличить поверхность пламени на два порядка.

Турбулентное пламя имеет хаотическую конфигурацию, непостоянную по времени, и значительную толщину δ (см. рис. 3.35,*а*), которая при дальнейшей интенсификации турбулентности увеличивается за счёт оторвавшихся от фронта индивидуальных горящих объёмов (рис. 3.35,*б*). Образно говоря, как меня учили всё те же "горельщики", из нашей НИЛ-49 возьмите большой газетный лист, старательно его скомкайте и засуньте в цилиндр двигателя. Это и будет мгновенной картиной, изображающей турбулентное пламя!

На каждом микроучастке поверхности пламени оно продвигается в сторону ещё не вовлечённой в процесс горения ТВС со скоростью u_n. Но весь горящий турбулентный объём толщиной δ движется со *скоростью распространения турбулентного пламени* $\boldsymbol{u}_T$.

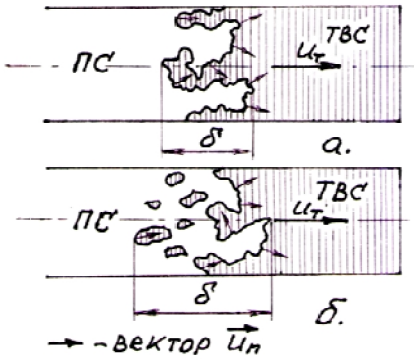


Рис. 3.35 Турбулентное пламя

Эта скорость, действительно, на два порядка выше величины $u_п$. Для бензовоздушных смесей она составляет 25…40 м/с (величина зависит от состава смеси, условий в цилиндре, интенсивности турбулентности и много ещё чего).

Относительно интенсивности турбулентности стоит задуматься: как и чем в конструкции впускного тракта и ЦПГ получить высокое значение этого параметра? Напоминаю, что интенсивность турбулентности – это отношение абсолютной величины пульсационной составляющей скорости движения потока $|v'|$ к абсолютной величине его осреднённой скорости $|u|$, т.е.

$$\varepsilon_{турб} = \frac{|v'|}{|u|} \cdot 100\%. \qquad (3.51)$$

Основным турбулизатором потока ТВС на входе в цилиндр является впускной клапан (рис. 3.36). Когда мы с вами анализировали зависимость коэффициента наполнения цилиндра свежим зарядом от гидравлического сопротивления впускного тракта, было ясно, что необходимо предпринимать все меры для снижения этого сопротивления: тракт делать как можно более прямолинейным, если уж есть изгибы, то они должны быть плавными, не допускать внезапных сужений и расширений, полировать стенки и т.д. Но вот ничего не было сказано о форме впускного клапана. А он, со своей формой грибка, представляет собой типичное плохообтекаемое тело – у него срезанная корма (по направлению движения потока), за которой образуется срывное, вихревое течение, наличие которого – признак повышенного гидравлического сопротивления.

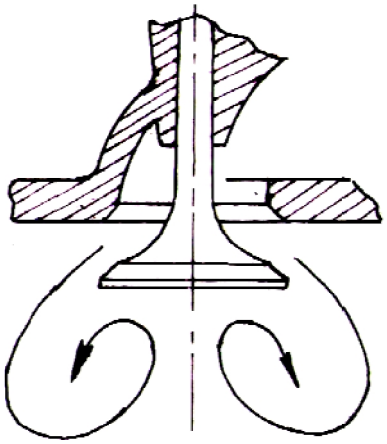


Рис. 3.36 Впускной клапан

В этом срывном течении вся суть. Оно является мощным завихрителем потока, порождающим интенсивное хаотическое движение во всём объёме газа в цилиндре. В этой конструкции мы наблюдаем типичный инженерный компромисс: снижаем коэффициент наполнения, но увеличиваем интенсивность протекания процесса тепловыделения и полноты сгорания. Кстати, при наличии четырёх клапанов на один цилиндр (два впускных, два выпускных), один из впускных клапанов оснащают ещё и дополнительным завихрителем потока, сообщающим потоку дополнительную, тангенциальную составляющую скорости. Опять тот же компромисс: два клапана на впуске вместо одного – снижение гидравлического сопротивления, дополнительный завихритель – его увеличение, но при значительной интенсификации горения.

Влияние турбулентности на характер протекания процесса горения хорошо иллюстрирует эксперимент, описание которого дал Д. Клерк ещё в 1881 году.

На четырёхтактном ДВС после тактов наполнения и сжатия заряд в цилиндре расширялся без сгорания, потом вновь сжимался и только после этого происходило зажигание. Горение происходило крайне вяло, практически в течение всего процесса расширения (рис. 3.37). Полнота сгорания, соответственно, резко ухудшилась. Объяснение лежит на поверхности: два дополнительных хода поршня несколько "успокоили" свежий заряд и он сгорел уже не "турбулентно", хотя и не совсем "ламинарно".

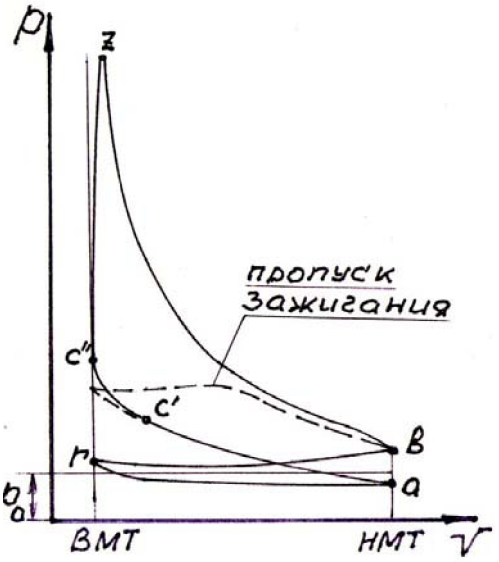


Рис. 3.37 Изменение индикаторной диаграммы
при снижении турбулентности ТВС

Таким образом, ясно, что горение в ДВС происходит только с турбулентным распространением пламени. Интенсивность протекания процесса тепловыделения контролируется по скорости нарастания давления в цилиндре, по его градиенту в записи процесса на развёрнутой индикаторной диаграмме (см. рис. 3.30) – $dp/d\varphi$.

Для ДсИЗ считается нормальным, если этот градиент составляет 0,12…0,4 МПа/град. При значении $dp/d\varphi < 0.1$ МПа/град горение протекает вяло, фаза догорания φ_3 увеличивается, снижается полнота сгорания топлива. При $dp/d\varphi > 0,4$ МПа/град растёт "жёсткость" работы двигателя, что приводит к повышенному износу КШМ. В дизелях (они, как правило, низкооборотные в сравнении с ДсИЗ) допускается величина градиента $dp/d\varphi$ до 1,2 МПа/град.

Кроме градиента $dp/d\varphi$ между этими двумя типами ДВС есть ещё заметные различия по результатам завершения процесса горения:

-температура конца процесса T_z составляет для ДсИЗ 2500…2900 К, для дизелей 1800…2300 К.

-соответственно давление $p_{z\partial}$ для ДсИЗ – 5,0…8,0 МПа, для дизелей 6,0…12,0 МПа.

3.2.3.6. Влияние конструктивных факторов на протекание процесса горения

Мы до сих пор рассматривали факторы, существенно влияющие на организацию процесса горения: род топлива, состав ТВС, наличие в рабочей смеси остаточных газов, интенсивность турбулентности свежего заряда и всего, что находится в цилиндре. Эти факторы в основном определяются типом ДВС, режимом его работы и желаемыми показателями других процессов. Но есть ряд конструктивных изменений, которые вносятся инженерами специально для улучшения показателей именно процесса горения.

К ним можно отнести уже упоминавшийся ***дополнительный завихритель*** *в одном из двух впускных каналов.* С его помощью струя свежего заряда, вытекающая из щели клапана, получает закрутку вокруг оси клапана, т.е. струя получается трёхмерной. Экспериментально доказано, что трёхмерная струя при взаимодействии с окружающей средой создаёт слой взаимодействия с интенсивностью турбулентности $\varepsilon_{турб}$ до 40% и более, в то время как двумерная струя создаёт турбулентность с величиной $\varepsilon_{турб} = 20\ldots25\%$. (Числа приведены для затопленных струй, когда они вытекают в спокойное бесконечное пространство.)

Другое мероприятие, предназначенное для увеличения градиента $dp/d\varphi$, размещение *в цилиндре* ***двух и более точек, инициирующих начало процесса*** горения. В ДсИЗ – это две или более электрические свечи; в дизелях – две или более топливные форсунки. Принцип воздействия на процесс горения здесь очевиден: объём камеры сгорания как бы делится на части. В каждой из них процесс развивается квазиавтономно и одновременно. В результате весь объём рабочей смеси прореагирует в два или более раз быстрее.

Это решение в ДсИЗ впервые было применено в авиадвигателях в период их бурного совершенствования. Двигатели делали всё более и более мощными, в частности за счёт увеличения диаметра цилиндра. Когда этот размер стал приближаться к 200 мм и даже более, конструкторы решили, что нужно сокращать расстояние, на которое должно распространяться пламя от источника зажигания. Этим методом они "убивали сразу двух зайцев": интенсифицировали процесс горения в достаточно большом объёме камеры сгорания и отстраивались от детонации (об этом чуть позже). Интенсификация горения позволяла наилучшим образом "расположить" процесс относительно ВМТ, что снижало температуру выхлопных газов и, соответственно, потери тепла с этими газами.

Правда, опыты показали, что заметный эффект получается при постановке двух свечей вместо одной, но дальнейшее увеличение точек зажигания существенного улучшения интересующих показателей не даёт. Здесь нужно оговориться, что и размеры цилиндров авиадвигателей больше диаметра 250 мм практически не применялись. Ясно, что для судовых дизелей, имеющих диаметры цилиндров 1…1,5 м одна или две форсунки "погоды не делают" и в них применяются уже системы впрыска, которые позволяют регулировать и количество подаваемого топлива, и последовательность срабатывания отдельных форсунок.

Поскольку отвод тепла в стенки камеры сгорания влияет на температуру пристеночных слоёв ТВС, следовательно и на скорость химических реакций в этих слоях, одним из факторов, влияющих на скорость выгорания ТВС, является ***форма камеры сгорания***. Как известно, наилучшим *соотношением объёма*, в котором происходит тепловыделение, *и поверхности*, через которую происходит отвод тепла, обладает сфера. Поэтому теоретически наилучшая форма камеры сгорания – полусфера. Но далеко не всегда эта форма является оптимальной для того или иного типа двигателя. В зависимости от вида смесеобразования, если оно происходит внутри камеры сгорания, состава смеси, который предполагается сжигать, может быть, послойно, верхнего или нижнего расположения клапанов и других влияющих факторов инженеры разрабатывают всё новые, и новые сочетания конфигураций головки цилиндра и днища поршня. Цель по-прежнему всё та же: обеспечить энергичное и полное сгорание ТВС в отведённый промежуток времени около ВМТ.

Ещё одно конструктивное мероприятие, регулирующее расположение процесса горения на индикаторной диаграмме относительно ВМТ, – это изменение ***угла опережения зажигания*** $\varphi_{оз}$. Скорость химических реакций зависит только от температуры и давления в реакционном объёме, поэтому процесс горения развивается вне зависимости от положения поршня, скорости его движения, размеров цилиндра и т.д. Поэтому при изменении величины $\varphi_{оз}$ градиент $dp/d\varphi$ практически не меняется, а лишь сдвигается относительно ВМТ участок кривой с эти градиентом на индикаторной диаграмме (см. рис.3.38).

В результате при очень большой величине $\varphi_{оз}$ (*раннее зажигание*) процесс горения размещается в конце процесса сжатия. Работа, затрачиваемая на сжатие, резко увеличивается, максимальное давление в конце процесса горения растёт. Работа, полученная в цикле, снижается. Снижается и мощность двигателя. Так же отрицательно проявляет

себя и *позднее зажигание*, когда $\varphi_{оз}$ приближается к нулю, т.е. момент зажигания – к ВМТ. В этом случае процесс горения развивается и завершается в процессе расширения, т.е. протекает вяло, максимум достигаемого давления невелик. Работа цикла также мала.

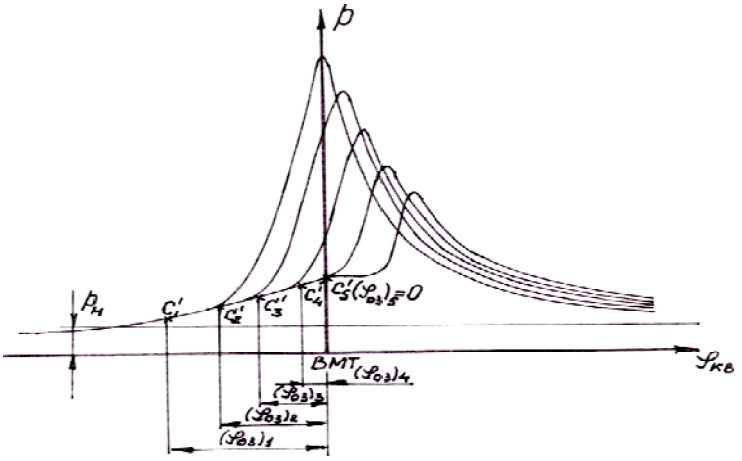


Рис. 3.38 Индикаторная диаграмма
с разными углами опережения зажигания

Из этих рассуждений явно видно, что *существует оптимальное значение* $(\varphi_{оз})_{opt,}$ при котором работа, получаемая в цикле, максимальна. Действительно, для каждого конкретного двигателя на каждом режиме его работы существует оптимальное значение угла опережения зажигания. Режим работы, т.е. частота вращения КВ n, влияет на величину $(\varphi_{оз})_{opt,}$ поскольку рост n уменьшает время, которое отводится на процесс горения (Вспомните численный пример: $n = 3000$ *об/мин* – *0,002 с,* $n = 6000$ *об/мин* – *0,001 с*). Чтобы процесс горения успел полностью и качественно завершиться, приходится увеличивать $(\varphi_{оз})_{opt}$ (рис. 3.39,*а*).

Величина $(\varphi_{оз})_{opt}$ зависит также и от состава ТВС (рис. 3.39,*б*), и от степени сжатия ε в данном двигателе (рис. 3.39,*в*). Причём и тот, и другой фактор имеют одну общую причину своего влияния на процесс горения – это скорость распространения пламени. Если вспомнить зависимость $u_n = f(\alpha)$ на рис. 3.33, то связь с рис. 3.39,*в* станет очевидной: при $\alpha = 0{,}8\ldots0{,}9$ скорость распространения пламени максимальна, следовательно, требуется минимальное опережение зажигания. Влияние степени сжатия связано с тем, что при $\varepsilon\uparrow$ уменьшается ко-

эффициент остаточных газов и увеличивается температура в конце процесса сжатия. И то, и другое ведёт к росту скорости распространения пламени.

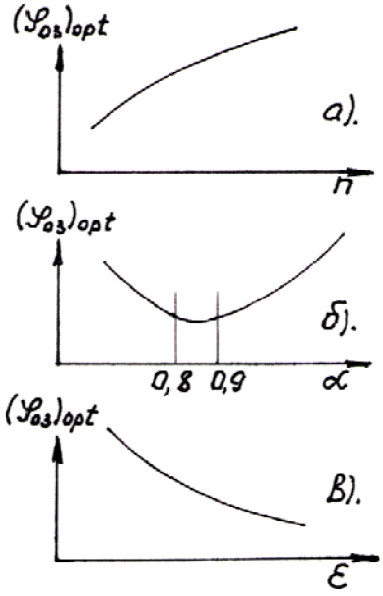


Рис. 3.39 Вияние различных факторов на величину $(\varphi_{оз})_{opt}$

Общий итог этого анализа сводится к тому, что *любой фактор, приводящий к росту скорости распространения пламени, должен в конструкции системы зажигания (в ДсИЗ) или в системе топливоподачи (в дизелях) парироваться уменьшением* $(\varphi_{оз})_{opt}$.

3.2.3.7. Детонация

В ДсИЗ иногда создаются условия, при которых нормальное горение бензовоздушной смеси переходит во взрывное – *детонационное горение*. Схематично этот процесс можно представить так (рис. 3.40). Здесь, условно, свеча расположена в боковой стенке камеры сгорания. После срабатывания свечи и возникновения начального очага воспламенения турбулентный фронт пламени распространяется по объёму камеры сгорания к противоположной стенке. Часть ТВС, наиболее удалённая от свечи, по мере приближения фронта пламени испытывает всё нарастающее сжатие от пытающихся расширяться продуктов сгорания. При достижении в этой части ТВС давления $p \approx p_z$ и темпе-

ратуры $T \approx T_z$ происходит её самовоспламенение в форме взрыва (ТВС детонирует).

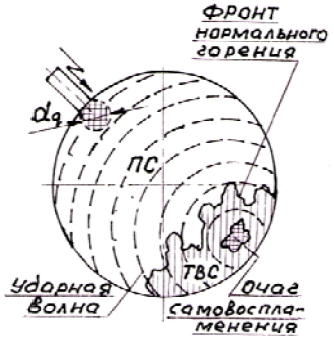


Рис. 3.40 Схема детонационного горения

Считается, что под действием высоких давления и температуры начинаются термическая диссоциация и частичное окисление топлива с образованием химически неустойчивых соединений – гидроперекисей, склонных к взрывному самовоспламенению.

Далее от очага самовоспламенения распространяются ударные волны со скоростью 2000…2500 м/с, которые поджигают ещё несгоревший объём ТВС. Огромная скорость прохождения такой волны приводит к тому, что несгоревшая ТВС поджигается, но сгореть не успевает, поэтому процесс повторяется, когда волна, отразившись от противоположной стенки, вновь проходит по этому участку ТВС. Процедура повторяется многократно из-за небольших размеров цилиндра. Есть даже эмпирическое соотношение $450/D_ц$ Гц (здесь $D_ц$ в метрах), показывающее сколько раз в секунду ударная волна "погуляет" от стенки к стенке.

Процесс такого сгорания ТВС на индикаторной диаграмме выглядит примерно, как изображено на рис. 3.41. Здесь показана так называемая слабая детонация. При развитой детонации температура в ударной волне достигает 3000…4000 К, а давление может почти в два раза превышать среднее давление в цилиндре. При таких условиях активизируются реакции диссоциации продуктов сгорания, CO_2 расщепляется до чистого углерода. Отсюда дымный выхлоп. Удары волн давления о стенки цилиндра порождают характерный звон, увеличиваются ударные нагрузки на КШМ. Существенно возрастает теплоотдача в стенки, что ведёт к увеличению потерь тепла, снижению экономичности двигателя, к перегреву (вплоть до прогаров) днища поршня и выпускных клапанов. В общем, детонация – явно нежелательное явление.

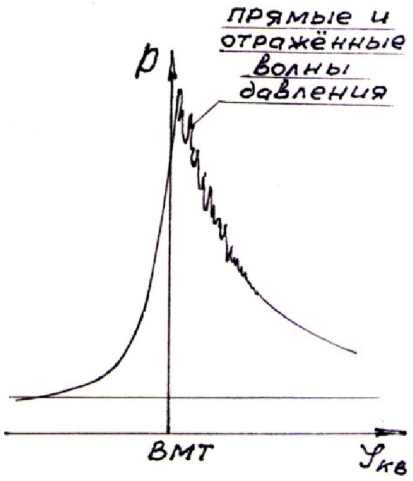


Рис. 3.41 Индикаторная диаграмма детонационного горения

Для устранения этого негативного явления следует знать факторы, способствующие его возникновению. Исходя из изложенного, ясно, что всё, что приводит к росту температуры и давления в цилиндре в целом и, в частности, в объёме ТВС, сгорающем в последнюю очередь, способствует возникновению аномального горения. Такими факторами являются:

-*повышенная степень сжатия* ε, поскольку её рост ведёт к увеличению давления и температуры в конце процесса сжатия, т.е. в начале процесса горения;

-*наддув ДВС*. Этот процесс, в принципе, предназначен для увеличения давления свежего заряда на входе в двигатель, т.е. увеличения давления во всех процессах, составляющих цикл;

-*увеличенные размеры камеры сгорания* ($D_ц \uparrow$), поскольку при этом увеличивается объём ТВС, сгорающей при повышенных давлении и температуре;

-*раннее зажигание*, т.е. большая величина $\varphi_{оз}$. При таком зажигании процесс горения развивается в основном в конце процесса сжатия, что резко увеличивает средний уровень давления в течение процесса горения;

-наиболее склонна к детонации *ТВС, имеющая состав, соответствующий* $\alpha = 0{,}9 \ldots 0{,}95$. Это очень неприятно, поскольку, как мы узнаем далее, такой состав ТВС обеспечивает повышенную мощность ДВС;

-род топлива. Об этом поговорим чуть подробнее, поскольку это, пожалуй, – основной фактор, определяющий возможность возникновения детонации в двигателе.

Как было сказано ранее, *основная причина появления детонации* – развитие химических реакций в сторону образования гидроперекисей, т.е. причина – *чисто химического свойства.* Поэтому-то химический состав топлива играет в изучаемой проблеме доминирующую роль. Причём настолько доминирующую, что в марки бензинов вводят число, характеризующее склонность топлива к детонации (АИ-93, АИ-95, АИ-98 и т.д.). Буква "А" означает "автомобильный" (авиационный бензин маркируют буквой "Б"), "И" – обозначение метода, которым определяют ***октановое число*** (93,95,98).

Октановое число (ОЧ) определяют сравнением нового, только что разработанного топлива, с эталонной смесью чистого изооктана C_8H_{18} (ОЧ = 100) с чистым нормальным гептаном C_7H_{16} (ОЧ = 0). На специализированной лабораторной установке – одноцилиндровом ДВС с переменной степенью сжатия ε, проводят испытание на новом топливе, постепенно увеличивая ε. Добиваются возникновения слабой детонации. Затем меняют условия испытания: полученную степень сжатия оставляют неизменной, но меняют топливо на эталонное, постепенно изменяя его состав. Состав смеси C_8H_{18} + C_7H_{16} , на котором появится такая же слабая детонация, фиксируют, и долю изооктана в этом составе присваивают новому топливу в виде октанового числа

$$\text{ОЧ} = \frac{C_8H_{18}}{C_8H_{18} + C_7H_{16}} \cdot 100\%. \qquad (3.52)$$

Топлива, применяемые в современных ДсИЗ, по антидетонационным свойствам различаются примерно так (приведены ОЧ, определённые по наиболее тяжёлым условиям применения, так называемым *моторным методом*): бензины – 85…98; бутан – 93; метан – 110.

Борьба нефтехимиков за увеличение ОЧ бензинов ведётся на протяжении всей истории развития ДВС. Разве только Н. Отто этой проблемы не знал, поскольку его ДВС работал на светильном газе, да и степень сжатия была весьма низкая. В авиации, где достаточно быстро перешли на двигатели с наддувом, для борьбы с детонацией использовали не совсем бензин, а смесь бензина с большой долей ароматических углеводородов (бензол, ксилол, толуол), как оказалось, весьма стойких относительно появления детонации. В массовом использовании в автомобильные бензины стали добавлять тетраэтилсвинец $Pb(C_2H_5)_4$ – вещество, способное при очень небольшой добавке (порядка 1 *г/кг топл*) существенно повышать антидетонационные свойства

топлива. Затем от этой добавки отказались по экологическим причинам, стали разрабатывать новые, не на основе свинца, затем новые, более хитроумные составы бензинов, что, конечно, сказалось на их цене… И процесс продолжается по сей день.

Кстати, всем давно известно, что *наилучшими антидетонационными добавками являются вода, спирты и водно-спиртовые смеси* (рис. 3.42). Добавки воды в топливо (и в бензин, и в дизельное топливо) уменьшают нагарообразование, повышают полноту сгорания и топливную экономичность, снижают выбросы вредных веществ. Короче, сплошные восклицательные знаки!

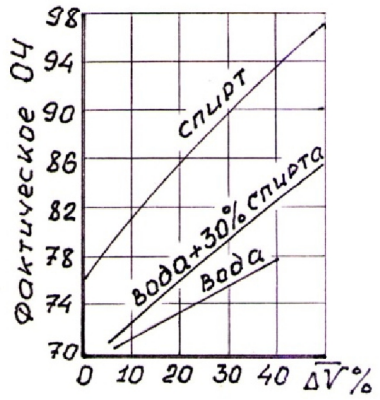


Рис. 3.42 Антидетонационные добавки и их влияние на ОЧ бензина

Увы! Всегда есть оборотная сторона медали: вода зимой замерзает; и вода, и водно-спиртовые смеси являются причиной повышенной коррозии, следовательно, и износа ЦПГ; вода, попадающая в масло, резко снижает его качество как смазывающего материала. И вообще, добавлять в бензин необходимо только дистиллированную воду.

Дизельные топлива не склонны к детонации. И слава Богу! Иначе как бы работали дизеля с их-то степенями сжатия?! Для этих двигателей наиболее важным является *способность топлива к самовоспламенению*. Напомню, дизеля – это ДВС с воспламенением от сжатия, т.е. с самовоспламенением ТВС. По аналогии с ОЧ для дизельных топлив ввели ***цетановое число*** (ЦЧ), характеризующее именно это свойство:

$$\text{ЦЧ} = \frac{C_{16}H_{34}}{C_{16}H_{34} + C_{11}H_{10}} \cdot 100\%. \qquad (3.53)$$

Здесь $C_{16}H_{34}$ – цетан (ЦЧ = 100), $C_{11}H_{10}$ – α-метилнафталин (ЦЧ = 0).

В отличие от ОЧ, цетановое число не следует стремиться получить как можно более высокое. Слишком резвое воспламенение топлива в цилиндре дизеля ведёт к повышению жёсткости работы и без того весьма нагруженного двигателя. Поэтому считается достаточным ЦЧ = 45…48, и лишь в арктических условиях (топливо так и называется "Арктическое") применяют ЦЧ = 50.

Между ЦЧ и ОЧ существует связь, которую приближённо можно выразить так:

$$\text{ЦЧ} = 60 - \text{ОЧ} / 2.$$

Связь эта, видимо, основана на том, что оба числа характеризуют способность топлива к самовоспламенению. Одно – к нормальному, другое – к взрывному.

На этом, пожалуй, закончим рассматривать свойства топлива. Вы будете ещё изучать специальную дисциплину о топливах, маслах и т.д. Называется "Химмотология".

3.2.3.8. Расчёт процесса горения

Цель расчёта любого процесса – получение величин параметров рабочего тела в конце процесса, исходя из величин, соответствующих его началу. Следовательно, расчёт процесса горения должен дать значения p_z, T_z для цикла q_{1V} (рис. 3.43) и p_z, T_z, V_z для цикла q_{1VP} (рис. 3.44). Исходными параметрами являются величины p_c, T_c.

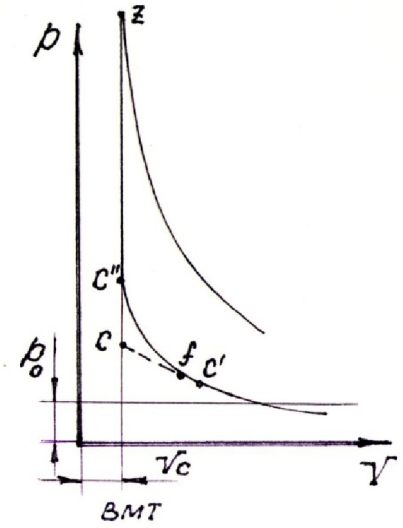


Рис. 3.43 Расчетный процесс горения в цикле q_{1V}

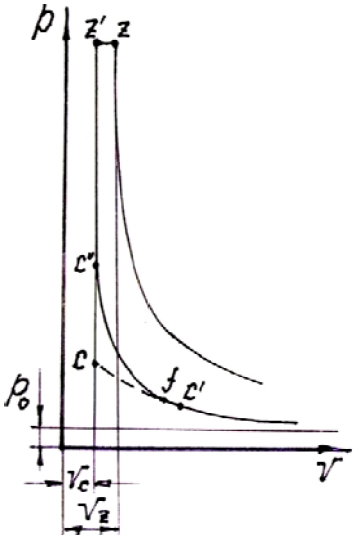


Рис. 3.44 Расчетный процесс горения в цикле q_{IVP}

В ММ Гриневецкого рассчитываются точки теоретического цикла, а точки C', f, C'' и Z_0 отмечаются на расчётной индикаторной диаграмме на основе статистических данных для двигателей – прототипов.

Расчётные формулы могут быть получены на основе уравнений состояния рабочего тела в точках C и Z:

1. $p_z \cdot V_z = 8314.3 \cdot M_z \cdot T_z$, где $M_z = M_2 + M_r$ – количество молей продуктов сгорания, получившихся в конце видимого процесса горения (его фазы φ_2, см. рис. 3.30), т.к. M_2 – количество молей ПС, полученных при сжигании 1 *кг* топлива, а M_r – количество молей остаточных газов (это тоже продукты сгорания), в расчёте на 1 *кг* сгоревшего топлива.

Поскольку весь расчёт проводится относительно 1 кг сгоревшего топлива, далее этот факт везде подразумевается, но упоминаться, для краткости изложения, не будет.

2. $p_c \cdot V_c = 8314.3 \cdot M_c \cdot T_c$, где $M_c = M_1 + M_r$ – количество молей рабочей смеси в конце процесса сжатия, т.к. M_1 – количество молей ТВС и M_r – количество молей остаточных газов.

Поделив первое уравнение на второе, получим

$$\frac{p_z \cdot V_z}{p_c \cdot V_c} = \frac{M_z}{M_c} \cdot \frac{T_z}{T_c}.$$

Здесь $\frac{p_z}{p_c} = \lambda$ – степень повышения давления в процессе горения (параметр этого процесса);

$\frac{V_z}{V_c} = 1$ в цикле q_{1V} для ДсИЗ;

$\frac{V_z}{V_c} = \rho$ – степень предварительного расширения для дизелей в цикле q_{1VP}.

$\frac{M_z}{M_c} = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \mu_д$ – *действительный* коэффициент молекулярных изменений в химических реакциях.

Мы уже упоминали в разделе 2.1 *коэффициент молекулярных изменений* $\mu = M_2/M_1$ для стехиометрического уравнения сгорания углеводородного топлива. Вспоминая выражение для коэффициента остаточных газов (см. формулу (3.26)), формулу для расчёта μ_o получим в виде

$$\mu_д = \frac{\mu + \gamma_r}{1 + \gamma_r}. \qquad (3.54)$$

Таким образом, для расчёта процесса горения в ДсИЗ имеем уравнение

$$\lambda = \mu_д \cdot \frac{T_z}{T_c}, \qquad (3.55)$$

в котором две неизвестные величины: λ и T_z.

Для расчёта процесса горения в дизелях это уравнение выглядит так:

$$\lambda \cdot \rho = \mu_д \cdot \frac{T_z}{T_c}. \qquad (3.56)$$

Здесь неизвестных ещё больше: λ, ρ и T_z. Очевидно, что одного уравнения (3.55) либо (3.56) – недостаточно.

Разрабатывая методику теплового расчёта ДВС В.И. Гриневецкий предложил добавить в неё для расчёта процесса горения уравнение первого закона термодинамики (закон сохранения энергии): $dQ = dU + dL$.

Применительно к ДВС это уравнение можно записать более подробно:

- для варианта сжигания ТВС с $\alpha \geq 1$

$$H_u - Q_{потерь} = (U_z - U_c) + L_{cz};$$

- для варианта сжигания ТВС с $\alpha < 1$

$$(H_u - \Delta H_u) - Q_{потерь} = (U_z - U_c) + L_{cz}.$$

Здесь H_u – теплотворность 1 *кг* топлива;

$Q_{потерь}$ – потери тепла через стенки камеры сгорания во время протекания процесса горения, плюс потери тепла, затраченного на диссоциацию продуктов полного сгорания (при температуре рабочего тела выше 2000 К диссоциацию необходимо учитывать);

$U_z - U_c$ – увеличение внутренней энергии рабочего тела в процессе видимого сгорания топлива;

L_{cz} – работа предварительного расширения рабочего тела в цикле q_{1VP}. В цикле q_{1V} при подводе тепла в изохорном процессе $L_{cz} = 0$;

ΔH_u – энергия неиспользованного топлива при сжигании богатых ТВС.

В теплофизических расчётах можно без заметной погрешности не учитывать энергию, затраченную или, наоборот, внесённую в суммарную энергию смеси, теми веществами, содержание которых в смеси менее 1%. Поэтому в ПС при горении ТВС с $\alpha < 1$ из всех возможных *продуктов неполного сгорания* учитывают только окись углерода CO и водород H_2. Это принято и в изучаемой ММ.

Основываясь на этом положении, недоиспользованную энергию ΔH_u можно рассчитать по тепловым эффектам q_{CO} и q_{H2} стехиометрических реакций:

$$2 \cdot CO + O_2 = 2 \cdot CO_2 + q_{CO} \text{ и } 2 \cdot H_2 + O_2 = 2 \cdot H_2O + q_{H_2}.$$

Тепловые эффекты этих реакций известны. Из записи реакций следует, что при сгорании 1 моля CO получится $0{,}5 \cdot q_{CO}$ тепла, а 1 моля H_2 – $0{,}5 \cdot q_{H_2}$ Дж/моль. Если в продуктах сгорания содержится M_{CO} молей окиси углерода и M_{H_2} молей водорода, то

$$\Delta H_u = \frac{q_{CO}}{2} \cdot M_{CO} + \frac{q_{H_2}}{2} \cdot M_{H_2}.$$

Считаю, что расчёт состава продуктов сгорания углеводородных топлив вы освоили в соответствующей расчётной работе в разделе термодинамики "Расчёт состава газовых смесей". Поэтому дальше я использую формулы из этого раздела. Так, количество молей CO и H_2 в продуктах сгорания при сжигании 1 *кг* топлива при $\alpha < 1$:

$$M_{CO} = 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+k} \cdot 0.209 \cdot L_0 \quad \text{и} \quad M_{H_2} = k \cdot M_{CO}. \qquad (3.57)$$

Здесь k – коэффициент, зависящий от содержания водорода и углерода в составе топлива. Он учитывает соотношение продуктов неполного сгорания CO и H_2. Для бензинов k = 0,45…0,5. С учётом всего сказанного и значений тепловых эффектов q_{CO} и q_{H_2}

$$\Delta H_u = 119.95 \cdot (1-\alpha) \cdot L_0, \frac{МДж}{кг\ топл.}. \qquad (3.58)$$

В дизелях всегда горит ТВС с $\alpha > 1$, поэтому теоретически считается, что в их продуктах сгорания нет CO и H_2, следовательно, $\Delta H_u = 0$. В действительности так оно и есть, если двигатель хорошо сделан и хорошо регулируется (вспомните легковые иномарки с дизелями). Однако большинство дизелей и ДсИЗ на некоторых режимах, даже при $\alpha > 1$, работают с недожёгом. Связано это с несовершенством подготовки ТВС. Эта неполнота сгорания, когда теоретически её не должно быть, и другие, указанные ранее потери тепла, учитываются введением в расчёт ***коэффициента использования теплоты***

$$\xi_z = \frac{H_u - \Delta H_u - Q_{потерь}}{H_u - \Delta H_u}. \qquad (3.59)$$

Этот коэффициент показывает долю низшей теплоты сгорания топлива, которая использована на увеличение внутренней энергии рабочего тела $(U_z - U_c)$ и совершение работы L_{cz}. При теоретическом значении $\Delta H_u = 0$ потери, связанные с возможной неполнотой сгорания, входят в составляющую $Q_{потерь}$. Диапазон изменения величины ξ_z для различных типов ДВС и всех режимов их работы весьма широк и составляет 0,65…0,95. Величина, необходимая для конкретного расчёта, подбирается на основе статистических данных по эксплуатации двигателей-прототипов.

С учётом введённых коэффициентов и обозначений расчётные варианты уравнений 1-го закона термодинамики в ММ Гриневецкого названы ***уравнениями сгорания.*** Они записываются следующим образом.

а). Уравнение сгорания для ДсИЗ (цикл q_{1V}) – это баланс: тепло, выделившееся при сгорании рабочей смеси (ТВС + ОГ) и затраченное на увеличение внутренней энергии рабочего тела (*первый член уравнения*), плюс внутренняя энергия рабочего тела в начале процесса

горения (*второй член уравнения*) равняются (*правая часть уравнения*) величине внутренней энергии в конце видимого процесса горения M_2 молей вновь образовавшихся продуктов сгорания и M_r остаточных газов (тех же продуктов сгорания, но образовавшихся в предыдущем цикле):

$$\xi_z \cdot \left(H_u - \Delta H_u\right) + \left(U_c \cdot M_1 + U_c'' \cdot M_r\right) = U_z'' \cdot \left(M_2 + M_r\right).$$

Поделим и левую, и правую часть на $M_1 + M_r$:

$$\xi_z \cdot H_{p.см.} + U_c' = U_z'' \cdot \mu_\partial$$

или

$$\xi_z \cdot H_{p.см.} + \left(mC_V'\right)_{t_0}^{t_c} \cdot t_c = \mu_\partial \cdot \left(mC_V''\right)_{t_0}^{t_z} \cdot t_z . \qquad (3.60)$$

Эта запись и называется ***"уравнение сгорания" для ДсИЗ.***

Здесь $H_{p.см.}$ – *теплотворность рабочей смеси*, состоящей из M_1 молей свежего заряда и M_r молей остаточных газов:

$$H_{p.см.} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1 + M_r} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1 \cdot \left(1 + \gamma_r\right)}. \qquad (3.61)$$

Количество *свежего заряда* в расчёте на 1 *кг* сгоревшего топлива:

для ДсИЗ (воздух и пары топлива)

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_T}, \frac{кмоль}{кг\ топл.}, \qquad (3.62)$$

причём молярная масса бензина m_T = 110…120 *кг/кмоль ;*

для дизелей (воздух)

$$M_1 = \alpha \cdot L_0, \frac{кмоль}{кг\ топл.}; \qquad (3.63)$$

для ДВС на газовом топливе (воздух и горючий газ)**,** как и для бензина,

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_T}, \frac{кмоль}{кг\ топл.}. \qquad (3.64)$$

Молярная масса газового топлива, в зависимости от его состава, рассчитывается как молярная масса смеси газов по их объёмным долям.

Стехиометрический коэффициент L_0 рассчитывается по формуле (3.49).

$\left(mC_V'\right)_{t_0}^{t_c}$ – *мольная теплоёмкость рабочей смеси при постоянном объёме, усреднённая в диапазоне температур* $t_0 \ldots t_C$

$$\left(mC_V'\right)_{t_0}^{t_c} = \frac{\left(mC_V\right)_{t_0}^{t_c} \cdot M_1 + \left(mC_V''\right) \cdot M_r}{M_1 + M_r} = \frac{1}{1+\gamma_r} \cdot \left[\left(mC_V\right)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r \cdot \left(mC_V''\right)_{t_0}^{t_c}\right]. \quad (3.65)$$

Вследствие преобладающего количества воздуха в свежем заряде его теплоёмкость $\left(mC_V\right)_{t_0}^{t_c}$ выбирается из таблиц для воздуха без учёта паров топлива либо горючего газа. Теплоёмкость ОГ рассчитывается как теплоёмкость смеси продуктов сгорания:

$$\left(mC_V''\right)_{t_0}^{t_c} = \sum_i r_i \cdot \left(mC_{Vi}''\right)_{t_0}^{t_c}, \quad (3.66)$$

где $r_i = \frac{M_{2i}}{M_2}$ – объёмная доля i-го вещества в M_2 молях ПС. Количество молей M_2 различно для различного состава ТВС:

для $\alpha < 1$ $M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{CO} + M_{H_2}$;

для $\alpha > 1$ $M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{O_2}$.

Теплоёмкости индивидуальных веществ $\left(mC_{Vi}''\right)_{t_0}^{t_c}$ выбираются из таблиц в соответствующем диапазоне температур.

$\left(mC_V''\right)_{t_0}^{t_z}$ – *мольная теплоёмкость продуктов сгорания при постоянном объёме, усреднённая в диапазоне температур* $t_0 \ldots t_z$.

В правой части уравнения сгорания (3.60) – две неизвестных величины: T_z и теплоёмкость продуктов сгорания $\left(mC_V''\right)_{t_0}^{t_z}$, поскольку она усредняется в неизвестном диапазоне температур $t_0 \ldots t_z$.

Способ решения такого уравнения графически представлен на рис. 3.45. Задавая ряд значений T_z, получаем ряд значений правой части уравнения (линия А). Поскольку левая часть от T_z не зависит она на графике представляет линию Б. Пересечение этих линий означает равенство левой и правой частей уравнения. Соответствующее этой точке значение T_z и есть искомая величина $(T_z)_{расч.}$

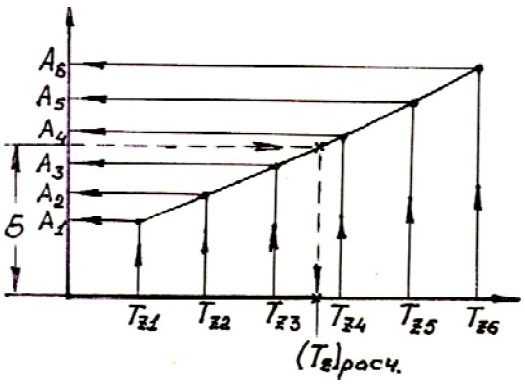


Рис. 3.45 Графический способ решения *"уравнение сгорания"*

б). Уравнение сгорания для дизелей (цикл q_{1VP}). Отличается от аналогичного уравнения для цикла q_{1V} дополнительным членом в правой части, который учитывает работу предварительного расширения продуктов сгорания при постоянном давлении – L_{cz} при p = const. Кроме того, в формуле для расчёта теплотворности рабочей смеси величина $\Delta H_u = 0$, поскольку дизеля работают всегда на ТВС с $\alpha > 1$. Состав ПС также соответствует варианту $\alpha > 1$.

По аналогии с ДсИЗ исходное уравнение запишем в виде

$$\xi_z \cdot H_u + U_c \cdot M_1 + U_c'' \cdot M_r = U_z'' \cdot \left(M_2 + M_r\right) + L_{cz}. \qquad (*)$$

Работа изобарного процесса $z' - z$ (см. рис. 3.44)

$$L_{cz} = p_z \cdot V_z - p_{z'} \cdot V_c = p_z \cdot V_z - \lambda \cdot p_c \cdot V_c.$$

Используя уравнение состояния ($p \cdot V = R_\mu \cdot T \cdot M$), перепишем L_{cz} в виде

$$L_{cz} = 8.314 \cdot \left(M_2 + M_r\right) \cdot T_z - 8.314 \cdot \left(M_1 + M_r\right) \cdot \lambda \cdot T_c$$

и подставим полученное в уравнение (*)

$$\xi_z \cdot H_u + M_1 \cdot U_c + 8.314 \cdot \left(M_1 + M_r\right) \cdot \lambda \cdot T_c + U_c'' \cdot M_r =$$
$$= U_z'' \cdot \left(M_2 + M_r\right) + 8.314 \cdot \left(M_2 + M_r\right) \cdot T_z$$

Поделим всё на $M_1 + M_r$:

$$\xi_z \cdot \frac{H_u}{M_1 + M_r} + \frac{M_1 \cdot U_c + M_r \cdot U_c''}{M_1 + M_r} + 8.314 \cdot \lambda \cdot T_c = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} \cdot \left(U_z'' + 8.314 \cdot T_z\right)$$

или $$\xi_z \cdot H_{p.см.} + U_c' + 8.314 \cdot \lambda \cdot T_c = \mu_\partial \cdot \left(U_z'' + 8.314 \cdot T_z\right).$$

В размерность теплоёмкостей в таблицах обычно входит температура в градусах по шкале Цельсия (^{0}C), поэтому для удобства использования уравнения перепишем его в виде

$$\xi_z \cdot H_{р.см.} + \left(mC_V^{'}\right)_{t_0}^{t_c} \cdot t_c + 8.314 \cdot \lambda \cdot \left(t_c + 273\right) =$$

$$= \mu_д \cdot \left[\left(mC_V^{''}\right)_{t_0}^{t_z} \cdot t_z + 8.314 \cdot \left(t_z + 273\right) \right].$$

Вспоминая, что $R_\mu = mC_P - mC_V = 8.314 \dfrac{кДж}{кмоль\ град}$, запишем окончательный вид ***уравнения сгорания для дизелей:***

$$\xi_z \cdot H_{р.см.} + \left[\left(mC_V^{'}\right)_{t_0}^{t_c} + 8.314 \cdot \lambda \right] \cdot t_c + 2270 \cdot \left(\lambda - \mu_д\right) =$$

$$= \mu_д \cdot \left(mC_p^{''}\right)_{t_0}^{t_z} \cdot t_z. \qquad (3.67)$$

В этом уравнении, как и в уравнении (3.60), в правой части две неизвестные величины: T_z и теплоёмкость продуктов сгорания $\left(mC_P^{''}\right)_{t_0}^{t_z}$.

Приём, с помощью которого можно найти решение, тот же самый. Есть, правда и некоторое отличие. Дело в том, что в левой части уравнения есть неизвестная величина λ – степень повышения давления в процессе горения при $V = V_c = \text{const}$. В изучаемой ММ Гриневецкого принято величину λ задавать в исходных данных. Логика здесь довольно проста – дизель работает с повышенными нагрузками, поскольку имеет в сравнении с ДсИЗ повышенную степень сжатия. Чтобы не создать в ЦПГ запредельные нагрузки, решено ограничивать верхний уровень максимального давления p_z. Принято, что в дизелях величина λ не должна превышать 2…2,5. Для сравнения в ДсИЗ λ может достигать величины 4,5…5.

Таким образом, решением уравнения сгорания является *искомая величина* $\boldsymbol{T_z}$.

Для вычисления остальных неизвестных используют уравнения (3.55), (3.56) и заданную величину λ. При расчёте цикла $\boldsymbol{q_{1V}}$ максимальное давление

$$p_z = p_c \cdot \mu_д \cdot \frac{T_z}{T_c}. \qquad (3.68)$$

При расчёте цикла $\boldsymbol{q_{1VP}}$ (в дизеле) максимальное давление практически задано:

$$p_z = p_c \cdot \lambda .$$

Определению подлежит степень предварительного расширения из уравнения (3.56):

$$\rho = \frac{\mu_\partial}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} . \qquad (3.69)$$

Для дизелей величина ρ обычно изменяется в диапазоне 1,2…1,7. По величинам ρ и ε вычисляется значение степени последующего расширения $\delta = \varepsilon / \rho$. На этом расчёт процесса горения в данной ММ заканчивается.

3.2.4. Процесс расширения рабочего тела

В этом процессе поршень под действием давления раскалённых продуктов сгорания совершает ***рабочий ход.*** По сути дела, все остальные процессы являются подготовительными и вспомогательными. Основная задача при проектировании ДВС сделать так, чтобы в процессе расширения рабочего тела (продуктов сгорания) оно совершило максимально возможную работу. Очевидно, что наилучший результат получится, если процесс будет соответствовать идеальному циклу, т.е. если он будет протекать адиабатно.

Адиабата подразумевает отсутствие теплообмена (*dq=0*) рабочего тела с окружающим его пространством. В данном случае со стенками ЦПГ. Понятно, что температура ПС существенно выше температуры стенок, поэтому тепло передаётся в стенки и далее в систему охлаждения двигателя. Это – потерянное тепло, оно не участвует в работе поршня. Следовательно, об идеале мечтать не приходится. Процесс называется политропным,

$$p \cdot V^{n_2} = \text{const}$$

с показателем политропы n_2, не равным показателю адиабаты расширения k_2.

Посмотрим, какие ещё есть отличия реального процесса от идеального (рис.3.46).

Мы уже говорили, когда рассматривали процесс горения на индикаторной диаграмме (см. рис. 3.30), что в этом процессе есть третья фаза $\varphi_{з_}$ *фаза догорания*, которая завершается в процессе расширения. Считается, что в этой фазе выделяется до 7% общего количества тепла, полученного рабочим телом при горении. Догорание означает, что в течение времени, соответствующему углу поворота КВ $\varphi_з$, *к рабочему телу всё ещё подводится тепло.*

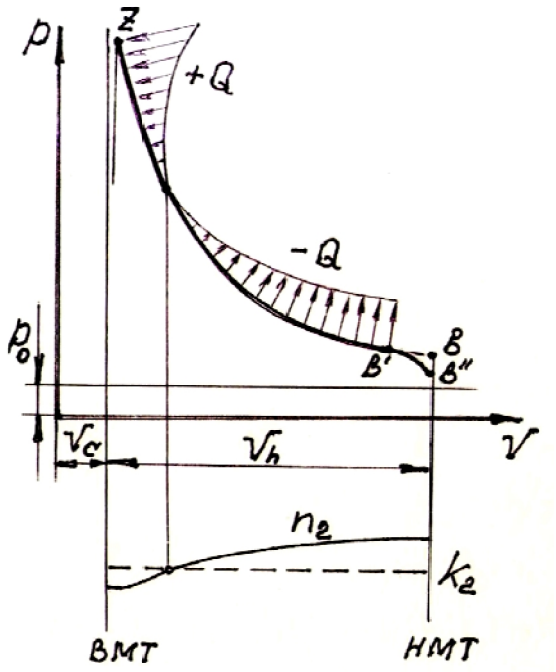


Рис. 3.46 Процесс расширения

Ещё один фактор, действующий в том же направлении, – *рекомбинация* веществ, образовавшихся в реакциях диссоциации ПС при высоких температурах конца процесса горения. Как известно, *диссоциация идёт с поглощением тепла*, но продукты диссоциации очень неустойчивые и химически высокоактивны. В начале процесса расширения, как только начинает понижаться температура рабочего тела, они вступают в реакции обратного направления – *рекомбинации с выделением тепла*. Это тепло какое-то время поддерживает высокую температуру рабочего тела, несмотря на его расширение.

Таким образом, в начале процесса расширения к рабочему телу продолжает подводиться тепло. Показатель политропы расширения $n_2 < k_2$. Это не означает, что нет теплоотдачи в стенки и в поршень. Теплоотдача, конечно, есть, но процесс подогрева – доминирует.

По мере расширения продуктов сгорания подвод тепла к рабочему телу прекращается, а площадь поверхности стенки цилиндра, воспринимающей тепло от рабочего тела, увеличивается. Очевидно, что тепловое воздействие на рабочее тело меняет знак. При дальнейшем расширении доминируют потери тепла. Показатель политропы расшире-

ния становится $n_2 > k_2$. Видимо, как и в процессе сжатия, есть единственное положение поршня, когда устанавливается баланс $dq = 0$.

К другим особенностям реального процесса расширения следует отнести:

- процесс не продолжается до запланированной в теории точки b, поскольку существует опережение открытия выпускного клапана (точка b'). Зачем это делается – поговорим чуть позже, а пока отметим, что цилиндр разгерметизируется, эффективность расширения резко снижается;

- относительно абсолютной герметичности цилиндра сложно говорить и при закрытых клапанах. Существует прорыв ПС через зазоры между поршневыми кольцами, поршнем и зеркалом цилиндра;

- отвод тепла от газа в металл происходит с переменной разностью температур, поскольку при расширении температура газа снижается. Как уже упоминалось, увеличивается поверхность теплообмена. При этом из-за переменной скорости движения поршня из ВМТ в НМТ время протекания теплоотдачи на разных участках процесса расширения – различно.

Всё перечисленное показывает, что расчёт процесса с учётом переменности нескольких влияющих факторов при незнании (или неточном знании) функций влияния – дело малоперспективное. Поэтому в данной ММ применён тот же приём, что и при расчёте процесса сжатия: из системы двух уравнений определяется величина показателя адиабаты расширения k_2. Затем на основе накопленных за столетие статистических данных вносится поправка, как правило, в сторону уменьшения и очень незначительная – в третьем и даже в четвёртом знаке после запятой. Так получают среднее значение показателя n_2.

Уравнения используются следующие. Во-первых, связь температуры и объёма ПС в адиабатном процессе

$$\frac{T_z}{T_b} = \left(\frac{V_b}{V_z}\right)^{k_2-1}$$

для ДсИЗ можно записать как

$$\frac{T_z}{T_b} = \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{k_2-1} = \varepsilon^{k_2-1}.$$

Отсюда $\ln T_z - \ln T_b = (k_2 - 1)\cdot \ln \varepsilon$, следовательно, первое уравнение

$$k_2 = 1 + \frac{\ln T_z - \ln T_b}{\ln \varepsilon}. \qquad (3.70)$$

Для дизелей уравнение адиабаты выглядит так:

$$\frac{T_z}{T_b}=\left(\frac{V_a}{\rho\cdot V_c}\right)^{k_2-1}=\left(\frac{\varepsilon}{\rho}\right)^{k_2-1}=\delta^{k_2-1}\cdot$$

Отсюда $\ln T_z-\ln T_b=(k_2-1)\cdot\ln\delta$

и
$$k_2=1+\frac{\ln T_z-\ln T_b}{\ln\delta}\quad . \tag{3.71}$$

Поскольку в формулах (3.70) и (3.71) кроме k_2 неизвестной является ещё и T_b, то для решения задачи привлекается второе уравнение

$$R_\mu=mC_P-mC_V=mC_V\cdot(k_2-1),$$

откуда
$$k_2=1+8314\cdot\frac{1}{\left(mC_V''\right)_{t_b}^{t_z}}\cdot \tag{3.72}$$

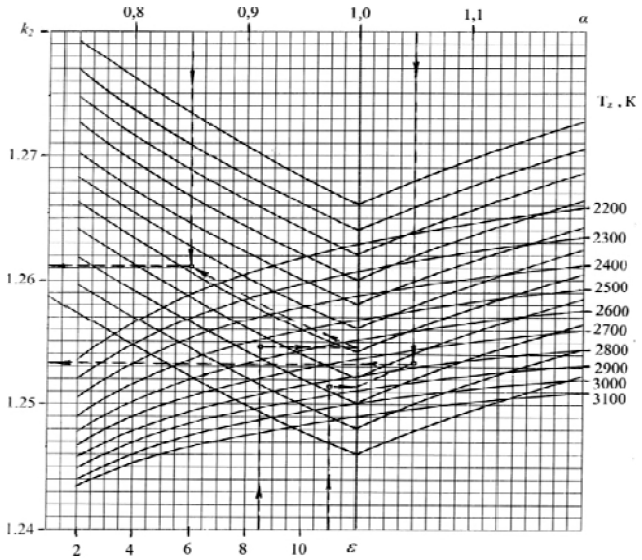


Рис. 3.47 Номограмма для определения k_2 ДсИЗ

По двум формулам (3.70) и (3.72) построена номограмма, приведенная на рис. 3.47. На ней пунктиром и стрелками показан алгоритм определения искомой величины k_2 по значениям параметров T_z, ε и α на двух примерах: при ε = 8,5; T_z = 2535 К и α = 0,85 получается, что k_2 = 1,2611. При ε = 11; T_z = 2850 К и α = 1,05 – k_2 = 1,2533.

По формулам (3.71) и (3.72) то же сделано и для дизелей (рис. 3.48). Здесь показан пример со следующими численными значениями:

δ = 12,5; T_z = 2250 К и α = 1,325. Результат – k_2 = 1,2713. Убедитесь, что так оно и есть. Заодно и потренируетесь.

После определения показателя политропы n_2 расчёт параметров рабочего тела в конце теоретического процесса расширения не представляет трудностей:

- для ДсИЗ $p_b = p_z \cdot \varepsilon^{n_2}$ и $T_b = T_z / \varepsilon^{n_2-1}$; (3.73)

- для дизелей $p_b = p_z \cdot \delta^{n_2-1}$ и $T_b = T_z / \delta^{n_2-1}$. (3.74)

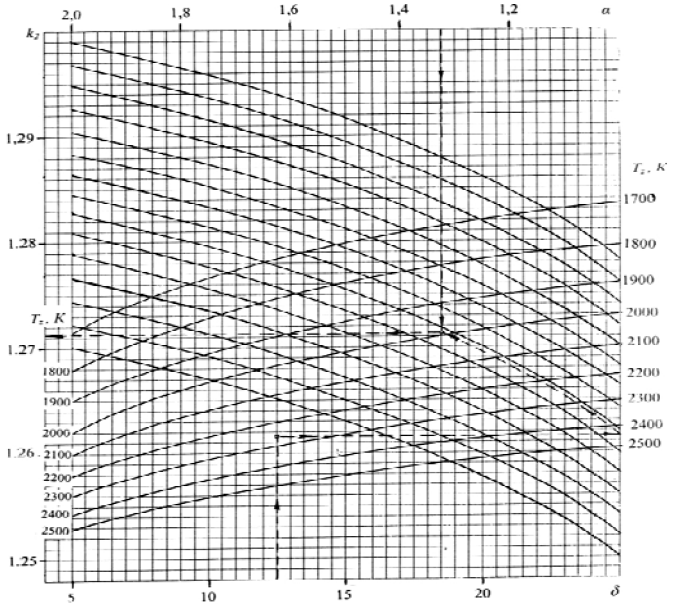


Рис. 3.48 Номограмма для определения k_2 дизеля

3.2.5. Процесс выпуска

Этот процесс предназначен для удаления из цилиндра отработавших ПС. Показателем качества очистки цилиндра является коэффициент остаточных газов γ_r. В идеале следует стремиться получить $\gamma_r \to 0$. Обсуждая процессы газообмена, мы уже отмечали, что в четырёхтактных двигателях невозможно удалить ПС из объёма камеры сгорания, поскольку поршень, выталкивая газы, останавливается в ВМТ и дальше не идёт. В двухтактных ДВС поршень в этом процессе вообще не участвует, а очистка цилиндра осуществляется продувкой. Образно говоря – "сквозняком" между открытыми продувочными окнами и выпускными отверстиями. При достаточно длительном "сквозняке" мож-

но ожидать, что "помещение" – цилиндр неплохо проветрится. Но, в реально работающем двигателе этого длительного времени просто не существует.

По всем указанным причинам коэффициент γ_r всегда оказывается больше нуля. И все разработки конструкторов направлены на его уменьшение. Опустим конструктивные мероприятия и решения (о них у вас ещё будет идти речь в соответствующих дисциплинах), рассмотрим ***организацию процесса выпуска***. Для примера, в четырёхтактном ДВС.

Весь процесс можно разделить на три фазы:

1-я фаза начинается с момента открытия выпускного клапана в точке b' (рис.3.49). Клапан открывается до того, как поршень пройдёт весь рабочий ход. Поскольку давление в цилиндре резко снижается, уменьшается сила Y, действующая на поршень, снижается и работа расширения газа L_p, полученная в цикле. Явные потери! Зачем?

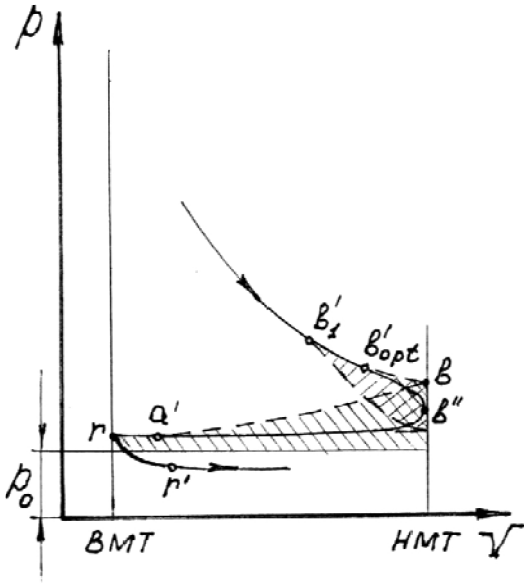


Рис. 3.49 Процесс выпуска

Дело в том, что в момент, соответствующий точке b', давление в цилиндре ещё достаточно высокое: 0,3…0,7 МПа. Выпуск в ДВС без турбонаддува (об этом будем говорить позже) происходит в атмосферу, где давление $p_H \approx 0{,}1$ МПа. В выпускном коллекторе давление p_p несколько выше, но не намного, $p_p \approx$ 0,11…0,14 МПа. Такой перепад

давления между цилиндром и выпускным коллектором является сверхкритическим. Это означает, что в узком месте выпускного тракта образуется течение с критической скоростью, т.е. со скоростью, равной местной скорости звука. Как известно, скорость звука $a = \sqrt{kRT}$. Температура газов на выпуске 1000…1300 К. Самое узкое место – кольцевая щель выпускного клапана. Именно в ней в момент открытия выпускного клапана организуется течение со скоростью 600…700 м/с. За микроскопический промежуток времени, пока поршень доберётся до НМТ, из цилиндра, *сама по себе*, вылетает часть ПС. Эта часть составляет, как показали исследования, ***65…75% от всего содержимого!*** *Эта фаза процесса носит название* ***"выхлоп".*** Название напоминает тот шумовой эффект, который производит газ, вылетающий из клапана со скоростью звука. Если бы далее в тракте не было глушителя, то жить в городе в настоящее время было бы физически невозможно. Нам этот эффект изредка демонстрируют "рокеры". Они считают своим фирменным знаком – проехаться по городу без глушителя. Примем их за наглядное пособие к данному разделу "Теории ДВС".

Итак, мы потеряли часть полезной работы L_p, но эту часть потерями-то называть не совсем верно. По сути, эта работа пошла на удаление 70 % отработавших ПС. Поршень ещё ничего не делал и никакой работы выталкивания не совершал. Искусство инженеров, создателей каждого конкретного ДВС, заключается в том, чтобы подобрать такую величину угла опережения открытия выпускного клапана, при которой и "потерянная" полезная работа расширения была бы минимальна, и доля "самопроизвольно" вылетевших из цилиндра газов получилась наибольшей.

На рис. 3.49 проиллюстрировано решение этой задачи. Если выбрать большой угол опережения (точка b'_1), то резкое снижение давления в цилиндре при открытии клапана ведёт к значительным потерям L_p (ей эквивалентна заштрихованная площадка). Если взять, да и сделать всё точно по теории, т.е. открыть клапан в точке b, в НМТ, то резко увеличивается работа поршня при выталкивании из цилиндра газа, имеющего давление 0,3…0,7 МПа. Площадка, заштрихованная вертикальными линиями, эквивалентна той работе, на совершение которой поршень отнимает часть полезной работы соседнего цилиндра. Снижается эффективность двигателя в целом. В одноцилиндровом ДВС на эти цели расходуется энергия, запасённая в маховике, которая также вычитается из общего полезного эффекта работы двигателя. Ясно, что есть некоторое *оптимальное положение точки b' на индика-*

торной диаграмме – $b'_{opt.}$ (Кстати, чтоб вы знали. Точная формулировка понятия "оптимум" такова: "И волки сыты, и овцы целы".)

2-я фаза процесса выпуска называется "***выталкиванием***", поскольку совершается движением поршня от НМТ к ВМТ. Средняя скорость движения поршня $w_{n.cp}$ составляет для различных ДВС на номинальном режиме $w_{n.cp}$ = 5…15 м/с. При этом скорость газа, вытекающего из клапана, достигает 70…100 м/с. Поршень в этой фазе работает как насос, поэтому для его привода требуется энергия. Как уже было сказано, эту энергию он получает либо от соседнего поршня, который в этот момент совершает рабочий ход, либо от маховика – массивного диска, насаженного на КВ.

3-я фаза процесса называется "***продувкой***" и совершается за счёт перекрытия клапанов. В точке a', ещё в фазе выталкивания, открывается впускной клапан. Образуется тот самый "сквозняк". Не очень мощный, но всё же дополнительный фактор, работающий на очистку цилиндра. Особенно эффективна эта часть процесса в двигателях с наддувом, поскольку свежий заряд поступает в цилиндр из компрессора, т.е. с большими скоростью и давлением. Однако здесь есть и "подводный камень": при большом значении перекрытия клапанов возможна потеря части свежего заряда. Особенно это недопустимо в ДсИЗ с внешним смесеобразованием, поскольку в этом варианте в цилиндр поступает ТВС. Возможны потери топлива, что уж совсем никуда не годится. Вот и приходится искать тот самый "оптимум"!

Итак, основная задача организации качественной очистки цилиндра от рабочего тела предыдущего цикла решается в основном правильным подбором углов опережения и запаздывания (относительно мёртвых точек) срабатывания клапанов.

Но с процессом выпуска ПС связана ещё одна проблема – утилизация тепла, которое выносится в атмосферу с этими газами. А это, ни много ни мало, примерно 20…35 % от общего количества энергии, принесённой в двигатель с топливом. Разработано и применяется несколько вариантов утилизации:

- во-первых, это всем известный ***обогрев пассажирской части*** транспортного средства. Способ не вызывает никаких замечаний, пока часть теплообменника, по которой протекают ПС, остаётся герметичной. Если только происходит разгерметизация, пассажирская кабина превращается в морилку, и даже в душегубку;

- второй способ, имеющий ту же физическую основу, – создание на базе трубок, отводящих выхлопные газы от цилиндров, ***тепловых аккумуляторов***. Современный тепловой аккумулятор, имеющий габари-

ты на уровне большого чемодана, способен за дневной пробег грузового автомобиля дальнего следования запасти такое количество тепла, которого будет достаточно для поддержания в течение 12 часов ночной стоянки температуры в кабине около $+20^0$С при температуре "за бортом" до -40^0С. Оставшегося тепла вполне хватает для прогрева двигателя и его запуска;

- третий способ утилизации тепла выхлопных газов – ***турбонаддув***. Здесь решается сразу две задачи: турбина превращает часть энергии ПС, отводимых от двигателя, в механическую работу, которая далее используется в компрессоре наддува. Наддув увеличивает мощность ДВС без изменения его размеров. Подробнее рассмотрим всё это далее, в соответствующем разделе книги;

- четвёртый вариант – авиационное изобретение. В мощных поршневых авиадвигателях расход воздуха достигал столь значительной величины (до 1…3 *кг/с* и более), что к выпускному коллектору пристыковывали ***выхлопной патрубок в виде сопла***. Мы уже говорили о повышенном давлении в цилиндре в момент открытия выпускного клапана и о скорости звука в узком месте выпускного тракта. Если правильно подобрать размеры сопла (как правило, это – конфузорный канал), на срезе сопла в его выходном сечении получается скорость истечения газа $\approx$ 150…250 м/с. При такой скорости и расходе воздуха, измеряемом килограммами в секунду, сопло обеспечивало заметное реактивное усилие – дополнительную силу тяги дополнительную к тяге воздушного винта.

Все перечисленные способы имеют один общий недостаток: для срабатывания любого устройства в выхлопном коллекторе желательно иметь повышенное давление. А это давление p_p является препятствием в процессе истечения ПС из цилиндра. Следовательно, любое устройство в выпускном тракте ухудшает очистку цилиндра. Опять поиски компромисса. Вся жизнь конструктора – решение вот таких задач: голову вытащишь – хвост увяз. И наоборот. (А ещё говорят, что жизнь конструктора – сплошная борьба! И добавляют: до обеда – с голодом, после обеда – со сном).

Относительно расчёта процесса выпуска следует напомнить, что параметры рабочего тела в начале процесса мы уже рассчитали (см. формулы (3.73) и (3.74). А величину параметров в конце процесса – T_r и p_r, мы выбрали в начале расчёта процесса наполнения. Процесс выпуска в ММ Гриневецкого принят изобарным, т.е. он протекает при p_r = const.

3.2.6. Расчётная индикаторная диаграмма

На этом мы заканчиваем изучение рабочих процессов и методов их расчёта в рамка математической модели В.И. Гриневецкого. Подводя итог, обобщим полученные результаты (рис.3.50).

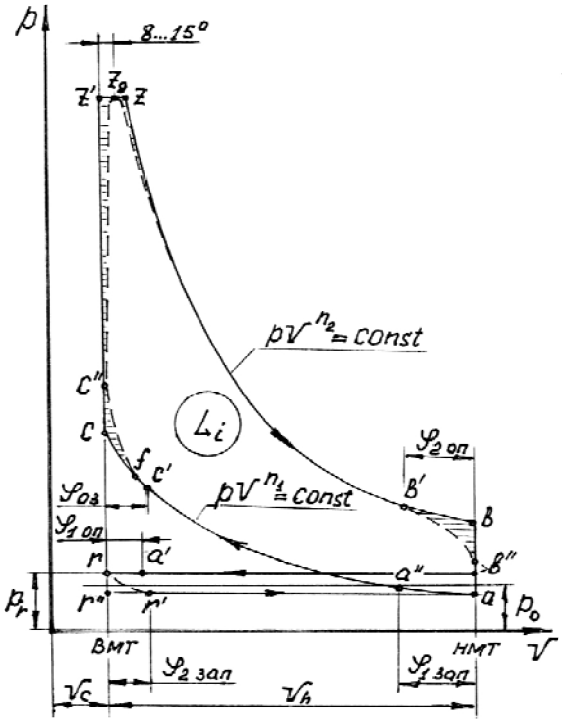


Рис. 3.50 Расчетная индикаторная диаграмма

Для построения **расчётной индикаторной диаграммы** были вычислены параметры в конце каждого теоретического процесса:

- ***Процесс наполнения*** $r - r'' - a$; давление $p_r = (1.05\ldots1.25)\cdot p_0$ *выбрано в начале расчёта*, в конце расчёта получено значение $p_a = p_0 - \Delta p_a$; величина Δp_a рассчитана по формуле (3.14), причём значения $w_{вп}$ и $(\beta^2+\xi)$ в этой формуле – *выбирались*; рассчитаны: температура T_a по формуле (3.27), коэффициенты наполнения η_V по формуле (3.35) и остаточных газов γ_r по формуле (3.36). В этих формулах также есть параметры, значения которых не рассчитываются а *выбираются* на основе статистических данных: $\varphi_{доз}$, ΔT, T_r, $\varphi_{оч}$. Таким образом, *при расчёте процесса наполнения приходится выбирать и задавать значения* ***7 параметров***.

- ***Процесс сжатия*** *a – c*; давление и температура в конце процесса $p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}$ и $T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}$ рассчитаны с использованием показателя адиабаты k_1, который, в свою очередь, вычисляется по уравнениям (3.42) и (3.43) или по номограмме на рис. 3.29. Показатель политропы n_1 определяется внесением поправки $\pm\ \Delta k_1$, значение которой *выбирается*.

- ***Процесс горения*** *c – z* (рис. 3.50). Здесь показан наиболее общий вариант – цикл q_{1VP}; температура в конце фазы видимого горения T_z рассчитывается по формуле (3.60) для ДсИЗ и по формуле (3.67) для дизелей. В этих формулах также есть *ряд параметров, значения которых приходится выбирать* на основе статистики и опыта. Это, прежде всего, коэффициент избытка воздуха α, т.е. состав ТВС и коэффициент использования теплоты ξ. Кроме того, для дизелей выбирается величина λ – степени повышения давления в процессе подвода тепла при V = const. Давление в конце фазы видимого процесса горения p_z определяется по формуле (3.68), а для дизелей вычисляется ещё степень предварительного расширения $\rho = V_z / V_{z'}$ по формуле (3.69) и степень последующего расширения $\delta = \varepsilon / \rho$.

- ***Процесс расширения*** *z – b*; давление p_b и температура T_b в конце процесса для ДсИЗ рассчитывается по формулам (3.73), а для дизелей по формулам (3.74). И там, и там присутствует показатель политропы расширения n_2, который определяется по показателю адиабаты k_2 с поправкой $\pm\ \Delta k_2$, значение которой *выбирается.* Для расчёта величины k_2 для ДсИЗ применяются формулы (3.70) и (3.72), либо номограмма на рис. 3.47. Для дизелей используют соответственно формулы (3.71) и (3.72) либо номограмму на рис. 3.48.

- ***Процесс выпуска*** *расчёту не подлежит*, поскольку начальные параметры p_b и T_b известны из расчёта предыдущего процесса, а параметры в конце уже были выбраны в начале расчёта процесса наполнения.

Таким образом, в расчёте индикаторной диаграммы с использованием ММ Гриневецкого кроме формул, полученных на основе фундаментальных положений термо- и газодинамики, приходится применять **11 параметров**, *значения которых* не рассчитываются, а *выбираются из диапазонов, предлагаемых статистикой*. Исходя из этого, изучаемую матмодель следует считать *полуэмпирической,* следовательно, не очень точной. Несмотря на это, данная ММ до сих пор (а ей уже более 100 лет) находит применение в эскизном, как говорят конструкторы

–"прикидочном" проектировании, в силу своей физической ясности и чёткости алгоритма.

Нужно отметить, что "полуэмпиричность" расчёта на этом не заканчивается. На основе статистики отработки реальных образцов ДВС выбираются и назначаются положения точек a', r', a'', c', c'', $z_д$, b', b'', характеризующих опережение и запаздывание начала и конца реальных процессов относительно теоретических. Таким образом, к уже выбранным 11 значениям всевозможных поправок и коэффициентов добавляется **ещё 8 поправок,** имеющих размерность "угловые градусы поворота коленчатого вала".

В соответствии с выбранными положениями точек a', r', a'', c', c'', $z_д$, b', b'' производится скругление расчётного теоретического цикла для получения окончательного вида ***расчётной индикаторной диаграммы*** (на рис. 3.50 – пунктир). Сразу же становятся очевидными отличия индикаторной диаграммы от теоретического (расчётного) термодинамического цикла. Они показаны заштрихованными площадками.

Напоминаю, что ***цель всех проделанных расчётов – получить значение работы, которую совершает рабочее тело, изменяя свои параметры в соответствии с процессами, составляющими цикл, т.е. значение работы цикла*** $L_ц$. Поскольку традиционно действительный цикл в теории ДВС принято называть индикаторной диаграммой, даже если он получен не при испытании двигателя с его индицированием реального двигателя, ***работу цикла также принято называть индикаторной работой*** L_i.

Основные процессы, которые формируют фигуру индикаторной диаграммы (см. рис. 3.50): $a-f$; $f-z_д$; $z_д-b''$. Площадь этой фигуры в координатах $p-V$ эквивалентна L_i. Чтобы окончательно определиться с площадкой, которая будет далее фигурировать в расчётах, разомкнутый в точках a и b'' цикл замыкают изохорным процессом $b''-a$, совершая который, рабочее тело не производит никакой работы, следовательно, не вносится никакой погрешности в определение L_i. Более того, можно считать, что именно в этом процессе, как и положено по теории, совершается отвод тепла q_2 рабочего тела.

Действительный отвод тепла, т.е. процессы газообмена, при этом не учитываются, но и не теряются. В этих процессах (выпуск – наполнение) поршень, двигаясь в цилиндре, *работает как насос.*

В ДВС с наполнением из атмосферы работа $L_{н2}$ процесса выпуска $b-r$ (рис. 3.51) отрицательна, поскольку в этом процессе объём рабочего тела *уменьшается. Энергия к рабочему телу подводится.* Ра-

боту $L_{н1}$ процесса наполнения $r - a$ формально можно считать положительной, поскольку рабочее тело расширяется. Суммарная работа насосных ходов

$$L_H = +L_{H1} - L_{H2} < 0$$

всё-таки оказывается отрицательной.

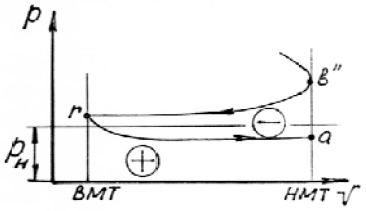


Рис. 3.51 Процесс выпуска двигателя без наддува

В ДВС с наддувом, когда давление на впуске $p_к$ выше давления в цилиндре во время насосных ходов поршня (рис. 3.52), ситуация такова, что суммарная работа насосных ходов

$$L_H = +L_{H1} - L_{H2} > 0$$

оказывается положительной, т.е. рабочее тело, вроде бы добавляет некоторую часть к L_i.

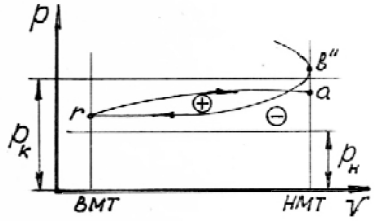


Рис. 3.52 Процесс выпуска двигателя с наддувом

Однако нужно чётко себе представлять, что *для совершения насосных ходов необходимо* ***затрачивать работу***. Эту работу называют ***"работой насосных ходов"*** $L_{нх}$ и учитывают как одно из слагаемых ***суммарной работы механических потерь*** $L_{мех}$, поскольку она отнимается от L_i соседнего цилиндра, в котором в этот момент совершается рабочий ход. Если двигатель одноцилиндровый, то используется работа L_i этого же цилиндра, запасённая маховиком. Якобы положительная работа в процессе наполнения в ДВС с наддувом получена также за счёт работы двигателя, переданной компрессору наддува. Таким образом, *работа насосных ходов в целом для двигателя, при расчёте его* ***эффективных параметров***, *учитывается со знаком "минус".*

4. ПАРАМЕТРЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ РАБОТУ ДВС

4.1. Индикаторные параметры

Индикаторные параметры двигателя – это те параметры, которые действительно получаются в процессе изменения состояния рабочего тела в цилиндре двигателя. Они рассчитываются, исходя из индикаторной диаграммы, полученной либо в процессе испытания ДВС, либо расчётным путём при его проектировании (мы сейчас рассматриваем именно этот вариант). Все эти параметры будем отмечать индексом "*i*".

Первая величина, которая уже получилась – *работа цикла*. Отныне мы будем её называть ***индикаторной работой***

$$L_i = L_p - L_c = \int_{V_c}^{V_a} p_2(V) \cdot dV - \int_{V_c}^{V_a} p_1(V) \cdot dV .$$

Здесь $p_1(V)$ – функция изменения давления в цилиндре в такте сжатия, $p_2(V)$ – такая же функция, но в такте расширения. Естественно, что подбирать математические выражения для этих функций, а потом вычислять интегралы, достаточно сложно, особенно на участках цикла (см. рис. 3.50) $c' - c'' - z_0$ и $b' - b''$.

В то же время ясно, что в координатах $p - V$ площадь замкнутой фигуры индикаторной диаграммы – это и есть, в некотором масштабе, L_i . На этой основе введён новый параметр – ***среднее индикаторное давление "p_i ".*** Это некоторое условное постоянное давление, которое, если бы оно действовало на поршень, совершило бы работу в цикле, равную L_i (рис. 4.1). В таком варианте интегрирование резко упрощается:

$$L_i = \int_{V_c}^{V_a} p_i \cdot dV = p_i (V_a - V_c) = p_i \cdot V_h . \qquad (4.1)$$

Особенно следует отметить, что *среднее индикаторное давление* – это не просто удачная графическая интерпретация понятия «индикаторная работа». *Это очень важный параметр, характеризующий эффективность и качество организации рабочих процессов, протекающих в ЦПГ двигателя.*

Действительно,

$$p_i = \frac{L_i \left(н \cdot м \right)}{V_h \left(м^3 \right)}, \; Па \qquad (4.2)$$

формально (и графически) имеет размерность давления (*Па*), но его физический смысл гораздо более значительный: ***p_i показывает – какая работа за цикл совершается в единице рабочего объёма данного двигателя.*** Следовательно, этот параметр позволяет сравнивать различные двигатели по степени интенсивности их рабочего процесса.

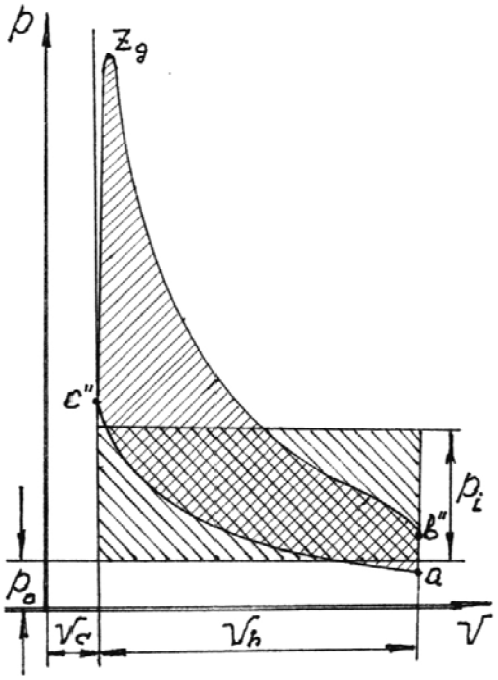


Рис. 4.1 Индикаторное давление

Так оно и есть. На номинальном режиме (параметры, соответствующие номинальному режиму заносятся в паспорт ДВС) величины p_i для существующих двигателей заметно различаются. Их значения примерно таковы:

- авиационные ДВС – до 2,5 МПа;
- автомобильные ДсИЗ – 9,0…1,4 МПа;
- то же с наддувом – до 1,6 МПа;
- дизели без наддува – 0,7…1,0 МПа;
- дизели с наддувом – до 2,5 МПа.

Следующим важнейшим параметром двигателя является его КПД. В данном случае рассматривается ***индикаторный КПД ДВС***. Как всегда, это отношение полученной полезной работы (в данном случае – это L_i) к затраченной энергии E_0 (см. рис.3.31)

$$\eta_i = \frac{L_i}{E_0}. \qquad (*)$$

Энергия, затраченная за цикл, равна количеству тепла, которое получается при полном сгорании топлива, поданного в двигатель за один цикл. Это количество называют *цикловой подачей топлива* $G_{T\,ц}$ (*кг топл/цикл*). Следовательно,

$$E_0 = H_u \cdot G_{T\,ц}.$$

Используя выражение для коэффициента избытка воздуха

$$\alpha = \frac{G_в}{G_T \cdot l_0} = \frac{G_{в\,ц}}{G_{T\,ц} \cdot l_0}$$

и выражая *цикловый расход воздуха* через коэффициент наполнения

$$G_{в\,ц} = V_h \cdot \eta_V \cdot \rho_в \, \frac{кг\,возд.}{цикл}, \qquad (4.3)$$

можно E_0 выразить через такие параметры, как состав ТВС – α и коэффициент наполнения η_V:

$$E_0 = H_u \cdot \frac{V_h \cdot \eta_V \cdot \rho_в}{\alpha \cdot l_0}.$$

Подставим это выражение и выражение для L_i (4.1) в (*). Получаем формулу для расчёта индикаторного КПД и анализа его зависимости от основных влияющих факторов

$$\eta_i = \alpha \cdot \frac{l_0}{H_u} \cdot \frac{p_i}{\rho_в \cdot \eta_V}. \qquad (4.4)$$

Это выражение интересно и тем, что из него можно получить следующую запись:

$$p_i = \frac{H_u}{\alpha \cdot l_0} \cdot \rho_в \cdot \eta_V \cdot \eta_i. \qquad (4.5)$$

В отличие от формулы (4.2), которая показывает физический смысл понятия "среднее индикаторное давление", формула (4.5) даёт возможность анализа и поиска мероприятий для интенсификации процессов, происходящих в ЦПГ. Используя её возможности, перепишем и выражение (4.1) для индикаторной работы, которая получена в одном цилиндре:

$$L_i = \frac{H_u}{\alpha \cdot l_0} \cdot \rho_в \cdot \eta_V \cdot \eta_i \cdot V_h, \frac{н \cdot м}{цикл}. \qquad (4.6)$$

И опять, как и выражение (4.5), эта формула позволяет прогнозировать мероприятия, увеличивающие L_i. Применяя формулу (4.3) и выражение для коэффициента α, можно переписать (4.6) в виде

$$L_i = H_u \cdot G_{Tц} \cdot \eta_i . \qquad (4.7)$$

Из этой записи со всей очевидностью следует, что *работу цикла можно увеличить, лишь увеличив подачу топлива ($G_{Tц}$), имеющего максимально возможную теплотворность (H_u), и постараться при этом ничего не потерять из внесённого в цилиндр количества энергии, т.е. постараться получить* $\eta_i \to 1$.

Используя выражение (4.6), можно "сконструировать" формулу для расчёта ***индикаторной мощности***, которая развивается в цилиндрах ДВС (ещё раз хочу подчеркнуть – *в цилиндрах*). Вспоминая формулу мощности (1.10), которая представлена в ранее рассмотренном разделе:

$$N = L_ц \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot i, \; Вт ,$$

заменяя в ней действительную работу цикла $L_ц$ на её новое название "индикаторная работа L_i", получаем выражение

$$N_i = \frac{H_u}{\alpha \cdot l_0} \cdot V_h \cdot i \cdot \rho_к \cdot \eta_v \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot \eta_i . \qquad (4.8)$$

Напомню, что дробь $\frac{n}{30 \cdot \tau}$ имеет размерность (*цикл/с*), а величина "*i*" – количество цилиндров.

Так же, как было сделано при выводе формулы (4.7), можно и мощность двигателя выразить через расход топлива, только уже не цикловый $G_{Tц}$, а в единицу времени G_T. Действительно, поскольку

$$G_T\left(\frac{кг}{с}\right) = G_{Tц}\left(\frac{кг\,топл.}{цикл}\right) \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau}\left(\frac{цикл.}{с}\right) \cdot i = \frac{G_{Bц}}{\alpha \cdot l_0} \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot i = \frac{V_h \cdot \eta_V \cdot \rho_в}{\alpha \cdot l_0} \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot i ,$$

то формулу (4.8) можно переписать в виде

$$N_i = H_u \cdot G_T \cdot \eta_i . \qquad (4.9)$$

Напоминаю, что *мощность – это скорость совершения работы*, поэтому две формулы: (4.7) и (4.9) отличаются друг от друга только *скоростью подачи топлива* G_T.

Как видно из полученных выражений, для увеличения работы и мощности ДВС есть прямой путь – увеличение подачи топлива. Ничего удивительного тут нет. Но нет и ничего разумного. Работа инженера, это, всё-таки, работа головой, а не "ногами"! *Наша задача –*

мощность увеличить, но расход топлива оставить неизменным, а лучше даже хоть немного, но снизить. Понятно, что я говорю об этой малозаметной буковке – η_i. И снова повторяю – Его Величество КПД – это то, над чем ломают голову, и чему поклоняются все создатели ДВС. Как видно из формулы (4.8), увеличить мощность двигателя, например в два раза, можно простым умножением числа "i" на два. И это действительно можно сделать. ***Но никому в мире ещё не удавалось умножить η_i на два!***

Поскольку здесь речь идёт об экономии топлива, то *для оценки топливной экономичности ДВС введён специальный параметр* – ***индикаторный удельный расход топлива g_i. Его величина означает то количество топлива, которое необходимо подать в двигатель в единицу времени, для того, чтобы получить мощность 1 кВт (или 1 Вт).***

$$g_i = \frac{G_T}{N_i}, \frac{кг/с}{Вт}. \qquad (4.10)$$

Двигатель одну секунду, конечно, не работает. Время лучше измерять часами, т.е. эту формулу нужно умножить на 3600 с. Да и мощность чаще всего измеряют киловаттами, т.е. N_i следует умножить на 1000. Кроме того, используя выражение (4.9), из (4.10) получают

$$g_i = \frac{3,6}{H_u \cdot \eta_i}, \frac{кг}{ч \cdot кВт}.$$

Здесь строго математически подтверждается наше интуитивное прозрение: *чем выше КПД двигателя, тем выше его топливная экономичность, т.е. тем меньше величина* g_i.

Только что было сказано, что КПД увеличить в разы, да что там – в разы, на десятки процентов – задача из области ненаучной фантастики. Шаги разработчиков ДВС в этом направлении измеряются процентами, иногда даже долями процентов. В связи с этим размерность "*кг*" в формуле g_i, в общем-то, сильное преувеличение. Корректнее g_i измерять в граммах, потому что новые проекты ДВС зачастую дают снижение этого показателя на 10…20 *г/(кВт·ч)*. И это считается достижением. Поэтому окончательную формулу для расчёта *удельного индикаторного расхода топлива* запишем в виде

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}, \frac{г}{кВт \cdot ч}. \qquad (4.11)$$

4.1.1. Влияние различных факторов на индикаторные параметры ДВС

Итак, для оценки эффективности работы ЦПГ двигателя введён ряд параметров именуемых "индикаторными":

- индикаторная работа L_i, *Дж/цикл;*
- среднее индикаторное давление p_i, *Па;*
- индикаторный КПД η_i;
- индикаторная мощность двигателя N_i, *кВт;*
- индикаторный удельный расход топлива g_i, *г/(кВт·ч).*

Как уже говорилось ранее, эти параметры существуют в реально работающем двигателе и они могут быть получены при его испытании с процедурой индицирования.

Эти же параметры могут быть получены при проектировании ДВС расчётом, на основе расчётной индикаторной диаграммы. Очевидно, что уровень точности расчёта проверяется именно при испытании нового двигателя, а зависит точность от уровня той ММ, которая применяется при проектировании. Отвлечёмся пока от точности расчётов и обратим основное внимание на анализ полученных расчётных формул.

Из выражений (4.1) и (4.8) видно, что на постоянном режиме работы (n = const) и работа L_i, и мощность N_i зависят от величины среднего индикаторного давления p_i. А топливная экономичность двигателя полностью определяется его индикаторным КПД (см. формулу (4.11)). Поэтому далее рассмотрим подробнее влияние конструктивных и иных факторов, которые могут выполнять роль ПП (проектных переменных) при создании нового ДВС, на величины p_i и η_i. Индикаторный КПД зависит от качества организации процессов, поэтому при анализе взаимозависимых p_i и η_i КПД следует ставить на первое место, и уже потом изучать зависимость p_i от η_i.

4.1.1.1. Влияние различных факторов на индикаторный КПД

Первым влияющим фактором следует назвать ***род применяемого топлива.*** В формуле (4.4) два фактора: H_u – теплотворность и l_0 – стехиометрический коэффициент, зависят от того, на каком топливе работает данный ДВС. Теплотворность входит как один из важнейших показателей топлива в его паспортные данные. Стехиометрический коэффициент рассчитывается (см. формулы (3.48) и (3.49)) по долям С – углерода, Н – водорода и других веществ, входящих в состав топлива.

Каждый из этих показателей сам по себе, оказывает значительное влияние на величину η_i. Но их влияние следует рассматривать не врозь, а совместно, как влияние параметра H_u / l_0. И вот тут проявляет себя удивительная особенность всех применяемых в ДВС *углеводородных топлив*: указанное отношение для всех топлив практически одно и то же и равно примерно $29{,}67 \cdot 10^5$ *Дж/кг возд.* Это означает, что если в состав ТВС входит ровно столько воздуха, сколько необходимо теоретически для полного сгорания того или иного топлива, то к каждой единице массы воздуха в процессе горения будет подведено одно и то же количество тепла.

Кроме указанных факторов, род топлива может влиять на качество протекания процессов через скорость химических реакций и скорость распространения пламени, вязкость и испаряемость (что, несомненно, влияет на качество подготовки ТВС), состав продуктов сгорания и коэффициент молекулярных изменений в химических реакциях, температуру, которая развивается в процессе горения, и некоторые другие свойства.

Однако экспериментальные данные, полученные при испытании ДВС, использующих широкий спектр углеводородов, показали, что индикаторный КПД практически не реагирует на изменение рода топлива. Замеченные отклонения η_i на 1…1,5% могут быть отнесены и к инструментальным погрешностям.

Наиболее влияющими на η_i факторами следует считать ***угол опережения зажигания*** $\varphi_{оз}$ ***и состав ТВС***, т.е. коэффициент избытка воздуха α. *Это два параметра настройки двигателя,* которые регулируются и подстраиваются под режим и условия работы двигателя его соответствующими системами.

Коэффициент α присутствует непосредственно в формуле (4.4). Однако формально прямая пропорциональность функции $\eta_i(\alpha)$ на деле выглядит иначе (рис. 4.2). Для разных типов ДВС, имеющих различные численные значения η_i , изменение их относительной величины (относительно значения η_i для данного двигателя при $\alpha = 1$) оказывается практически одинаковым. Объясняется этот факт тем, что состав ТВС кроме КДП влияет ещё и на абсолютное значение индикаторной работы, следовательно, и на p_i.

В результате рост η_i в диапазоне изменения α от 0,7 до 1,0 в общем-то совпадает с формулой (4.4), но, начиная с $\alpha \approx 1{,}07 \ldots 1{,}1$, перестаёт ей соответствовать.

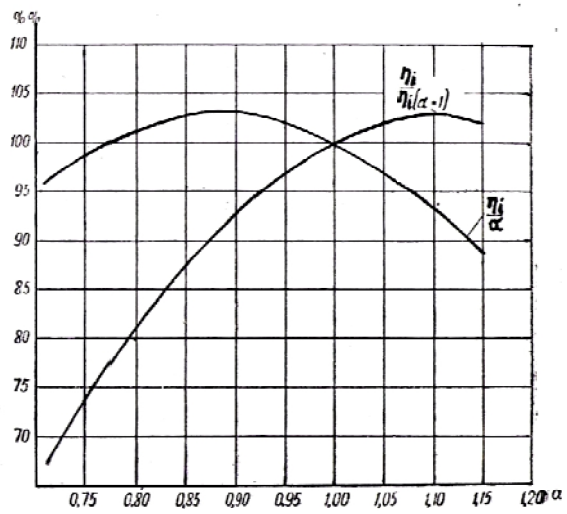


Рис. 4.2 Влияние состава ТВС на индикаторный КПД

Суть в том, что при $\alpha < 1$ в ТВС недостаточно воздуха для полного сгорания топлива, поэтому по мере приближения состава смеси к $\alpha = 1$ КПД растёт. Он продолжает увеличиваться и при обеднении смеси: $\alpha > 1$ до $\alpha \approx 1{,}07\ldots1{,}1$. Здесь играет роль уже не теория, а самая, что ни на есть, реальная жизнь. По теории для полного сгорания 1 *кг* топлива достаточно l_0 *кг* воздуха, что соответствует $\alpha = 1$. Но в этой самой теории ничего не говорится о качестве подготовки ТВС к процессу горения. При выводе формулы для расчёта величины l_0 как бы само собой подразумевалось, что необходимое количество воздуха (даже не воздуха, а кислорода) так расположилось около молекул топлива, что при "взмахе дирижёрской палочки" (например, при подаче искры) всё, что надо, мгновенно прореагирует. Но в действительности состав ТВС по объёму камеры сгорания не однороден: и по величине α, и по энергетическому уровню готовности к началу химических реакций (см. рис. 3.31). Поэтому, чтобы получить максимально возможную полноту сгорания, приходится добавлять дополнительное количество воздуха – обеднять смесь. Этим и объясняется, что максимум относительной величины η_i располагается при $\alpha > 1$.

При дальнейшем обеднении ТВС ($\alpha > 1{,}1$) сказывается уже просто сам факт снижения количества топлива, подаваемого в цилиндр двигателя. Снижается количество тепла, подводимого к рабочему телу и далее по цепочке: $L_i\downarrow \rightarrow\ p_i\downarrow \rightarrow \eta_i\downarrow$.

Угол опережения зажигания $\varphi_{оз}$ влияет на работу двигателя в целом однозначно (рис. 4.3). Рассматривая организацию процесса горения, мы отмечали, что изменение $\varphi_{оз}$ сдвигает процесс горения относительно ВМТ. Подбирая величину $(\varphi_{оз})_{opt}$, мы, конечно же, ориентируемся на величину работы цикла: при $(\varphi_{оз})_{opt}$ величина $L_i \rightarrow \max$. Следовательно, и p_i, и η_i также получают максимальные значения.

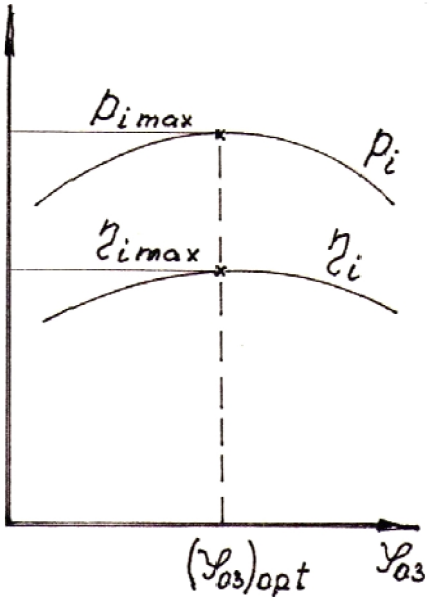


Рис. 4.3 Влияние угла опережения зажигания на работу двигателя

В формуле (4.4) присутствуют два сомножителя $\rho_в \cdot \eta_V$, значения которых, кроме всего прочего, в значительной степени определяются ***наличием наддува и его интенсивностью***. Причём, на первый взгляд, увеличение параметров наддува ведёт к снижению индикаторного КПД двигателя. Формально так оно и есть, поскольку произведение $\rho_в \cdot \eta_V$ расположено в знаменателе. И даже не только формально: рост $\rho_в \cdot \eta_V$ означает увеличение циклового расхода воздуха

$$G_{в\,ц} = V_h \cdot \eta_V \cdot \rho_в ,$$

что при α = idem однозначно влечёт за собой рост цикловой подачи топлива

$$G_{T\,ц} = G_{в\,ц}/(\alpha \cdot l_0)$$

и количества затраченной энергии Q_0.

Но зачем бы нужен был наддув, если при этом не увеличилась бы работа цикла L_i?

Следовательно, в формуле (4.4) одновременно растут и числитель (p_i), и знаменатель ($\rho_в \cdot \eta_V$). Эксперименты показали, что лишь при низком наддуве ($\pi_K = 1{,}15 \ldots 1{,}5$) с ростом степени повышения давления в компрессоре наддува π_K наблюдается некоторый рост η_i (на 2…3%). Дальнейший рост π_K на индикаторном КПД практически не сказывается. Это означает, между прочим, неизменность топливной экономичности двигателя!

Должен напомнить, что с ростом наддува увеличивается мощность ДВС, поэтому *растёт и абсолютный расход топлива* – "за всё нужно платить" (в буквальном смысле). Но экономичность его расходования, т.е. ***удельный расход*** g_i, расход на один киловатт мощности, практически не меняется.

Уровень давления в цилиндре, конечно, зависит и от степени сжатия ε, которая выбрана для данного двигателя. ***Влияние степени сжатия на*** η_i можно показать следующим образом.

Из диаграммы $E - \tau$ (см. рис. 3.31) видно, что первое преобразование энергии, которое происходит в ЦПГ двигателя, это преобразование энергии E_0 исходных веществ в тепловой эффект $Q_{x.p.}$ химических реакций и, затем, в тепло Q_1, подведённое к рабочему телу. Каждому из этих преобразований соответствует свой КПД. Назовём отношение

$$\eta_Г = \frac{Q_1}{E_0} \tag{4.12}$$

коэффициентом полезного действия процесса горения. Этот КПД учитывает потери, связанные с физической и химической неполнотой сгорания ТВС, с потерями тепла в стенку камеры сгорания, с "неудачным расположением " (если оно вдруг оказалось действительно неудачным) процесса горения относительно ВМТ.

Следующее преобразование вы подробно изучали в "Термодинамике" (вспомните "второй закон термодинамики"!). Это – преобразование теплоты Q_1 в механическую работу, полученную в *теоретическом термодинамическом цикле*. Качество такого преобразования оценивается *термическим КПД цикла*

$$\eta_t = \frac{L_{ц\,теор.}}{Q_1}. \tag{4.13}$$

На самом деле такое преобразование в цилиндре ДВС не происходит, поскольку в нём реализуется *действительный термодинамический цикл*, который мы с вами назвали "индикаторной диаграммой". Но с точки зрения удобства расчётов мы сами ввели в цепочку преобразований теоретический цикл, а затем, после его расчёта, выполнили процедуру "скругления" (см. рис. 3.50), пытаясь приблизить теорию к действительности.

Следовательно, последнее "преобразование", которое теперь уж просто "обязано" быть в ЦПГ – это преобразование работы теоретического цикла в L_i. Назовём КПД такого преобразования *"КПД рабочих процессов"*

$$\eta_{р.пр.} = \frac{L_i}{L_{ц\,теор.}}. \qquad (4.14)$$

Очевидно, что индикаторный КПД является произведением трёх перечисленных коэффициентов:

$$\eta_i = \eta_Г \cdot \eta_t \cdot \eta_{р.пр.} \qquad (4.15)$$

Поскольку в этом произведении каждый сомножитель меньше единицы, то *индикаторный КПД оказывается меньше самой малой составляющей.* Такая детализация структуры КПД изучаемого преобразования энергии всегда полезна, поскольку позволяет выявить причины потерь исходной энергии и преобразования, в которых эти потери происходят.

В частности, выражение (4.15) явно указывает нам основную "дыру", через которую "утекает топливо", с таким великим трудом добытое из земных недр и полученное на нефтеперерабатывающих заводах с немерянным ущербом для окружающей среды (да, и для пятницы тоже). Потери через эту "дыру" оцениваются термическим КПД η_t, а формулируются в виде второго закона термодинамики. Вульгарно, но со всей житейской прямотой его можно изложить так: "*если хотите из тепла получить механическую работу, то, будьте любезны,* ***часть этого тепла выбросить*** *в окружающую среду. Тогда рабочее тело соблаговолит совершить эту самую работу".* ***И этот-то принцип заложен в основу действия всех типов ДВС!!!*** Вам не кажется, что нужно срочно что-то предпринимать, а уж от ДВС бежать как от чумы?!

Заметим в скобках (опять эмоции в скучной "Теории ДВС"! Видимо, не такая уж она и скучная эта самая теория).

Но вернёмся к индикаторному КПД. Формулы (2.16), (2.17) и (2.18) показывают нам, что рост степени сжатия ведёт к росту термического КПД любого теоретического цикла ДВС. Особенно ярко это демонстрирует формула (2.17):

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.$$

Графически это показано на рис. 4.4. Поскольку η_t – основная составляющая индикаторного КПД, то, очевидно, что *с ростом степени сжатия величина* η_i *тоже растёт.*

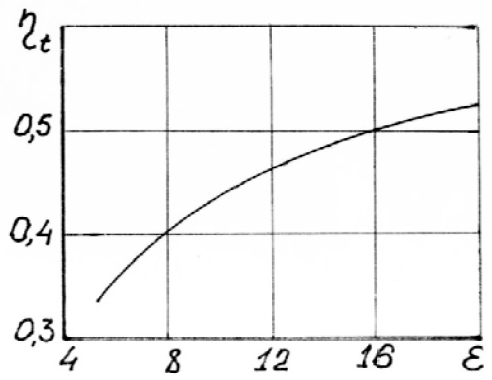


Рис. 4.4 График изменения η_t от ε

В формуле (4.15) есть две составляющие – $\eta_Г$ и $\eta_{р.пр.}$, которые учитывают кроме всего прочего ещё и потери тепла за счёт теплообмена между рабочим телом и ограничивающими его стенками. Отсюда следует, что ***на величину*** η_i ***должны оказывать влияние размеры цилиндра и форма его камеры сгорания.***

Действительно, если принять, что количество тепла $Q_{х.р.}$, выделяющееся в химических реакциях, пропорционально объёму тепловыделения, т.е. пропорционально диаметру цилиндра в кубе $Q_{х.р} \sim D_ц^3$, а количество тепла, ушедшее через стенку, пропорционально площади этой стенки, т.е. $Q_{ст.} \sim D_ц^2$, то *доля тепла, потерянная за счёт теплообмена,* оказывается обратно пропорциональной диаметру цилиндра – основному размеру двигателя:

$$\overline{\Delta_{то}} = \frac{Q_{ст.}}{Q_{х.р.}} \sim \frac{1}{D_ц}. \qquad (4.16)$$

Отсюда следует, что ***доля*** *потерянного тепла возрастает с уменьшением размеров ДВС (т.е.* $\eta_i \downarrow$), а наилучшей формой камеры сгорания является полусфера, поскольку у неё минимальное отношение площади поверхности к объёму. Всё это подтверждается опытом создания и испытаний многочисленных вариантов двигателей самых разных типов и назначений.

В своё время, при создании авиационных ДВС было установлено, что, если принять индикаторный КПД для ЦПГ с полусферической камерой сгорания за единицу, то при смене её формы на технологически более простые (шатровую, цилиндрическую и др.) η_i снижается на 1…2 % и более (рис. 4.5). Относительно учёта размеров двигателя профессор Масленников М.М. предложил следующую эмпирическую формулу:

$$\frac{\eta_i}{\eta_{i150}} = 1 + \frac{5 \cdot \left(D_ц - 150\right)}{10^4}. \qquad (4.17)$$

В ней за базу взят размер цилиндра авиадвигателя – $D_ц$ = 150 мм. По этому соотношению можно определить *относительное изменение* η_i при увеличении или уменьшении $D_ц$ относительно размера 150 мм. Всё сказанное применимо к двигателям с внешним (относительно цилиндра) образованием ТВС. В ДВС с внутренним смесеобразованием, а к таким, прежде всего, относятся дизели, форма камеры сгорания имеет решающее значение для организации распределения факелов распыленного топлива в воздушном заряде, в создании направленных потоков воздуха и их турбулизации. Поэтому вопросы теплообмена здесь отходят на второй план. Это происходит ещё и потому, что при высокой степени сжатия, характерной для дизелей, абсолютные объём и поверхность этой камеры получаются незначительными.

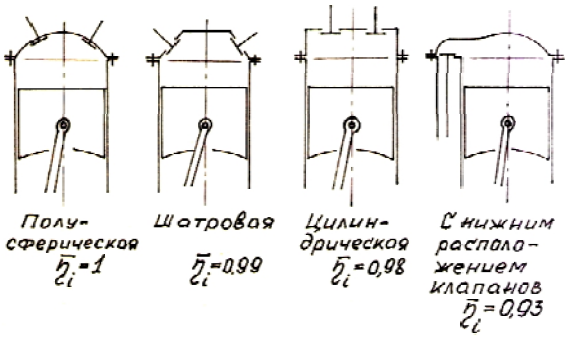


Рис. 4.5 Влияние формы камеры сгорания на индикаторный КПД

Итак, мы рассмотрели зависимости индикаторного КПД:

$$\eta_i = f\left(H_u / l_0 ; \alpha ; \varphi_{оз} ; \rho_в \cdot \eta_V ; \varepsilon ; D_ц\right).$$

Характерно, что из всего набора влияющих факторов наиболее значимой является зависимость η_i от состава ТВС, т.е. от α. Дело в том, что ***при изучении конкретного двигателя***, геометрия которого и топливо, естественно, не меняются, а $\varphi_{оз}$ всегда поддерживается оптимальным, ***индикаторный КПД зависит только от состава ТВС.***

Состав ТВС изменяется по режимам работы двигателя. Изменяется его системой управления в соответствии с дополнительными соображениями, заложенными либо в электронный блок управления, либо в конструкцию агрегатов системы топливоподачи. О дополнительных соображениях поговорим в главе 5 "Характеристики ДВС".

4.1.1.2. Влияние различных факторов на среднее индикаторное давление

Из формулы (4.5)

$$p_i = \frac{H_u}{\alpha \cdot l_0} \cdot \rho_в \cdot \eta_V \cdot \eta_i$$

видно, что на величину p_i влияют: род топлива (H_u/l_0), состав ТВС (α), наличие наддува двигателя ($\rho_в \cdot \eta_V$) и качество организации процессов термодинамического цикла, происходящих в ЦПГ (η_i). После анализа влияния перечисленных факторов на индикаторный КПД нам будет, конечно, проще установить зависимость от них среднего индикаторного давления p_i.

Всё, что было уже сказано об изменении ***рода топлива***, полностью можно применить и к данному анализу. Вывод кратко выглядит так: *пока используются углеводородные топлива,* параметр H_u/l_0 остаётся практически неизменным, следовательно, *влияния рода топлива не ощущается.*

Влияние состава ТВС на величину p_i следует рассматривать как изменение функции

$$p_i = f\left(\frac{\eta_i}{\alpha}\right), \qquad (*)$$

поскольку η_i также является известной нам (см. рис. 4.2) функцией α. Если совместить в одних координатах две зависимости:

$$\frac{\eta_i}{\eta_{i(\alpha=1)}} = f(\alpha) \quad \text{и гиперболу} \quad \frac{1}{\alpha} = f(\alpha),$$

как это показано на рис. 4.6, и перемножить их, то получится искомая функция (*). Этот чисто *формальный* подход и, казалось бы, такой же *формальный* результат имеет и вполне определённый ***физический смысл***.

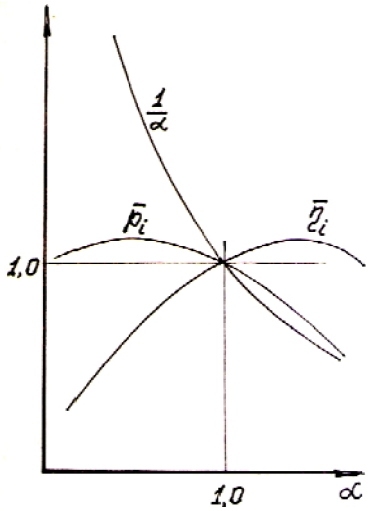


Рис. 4.6 Зависимость основных индикаторных параметров от состава ТВС

Максимум p_i расположился в области богатых ТВС ($\alpha \approx 0{,}85\ldots0{,}9$). Следовательно, и работа L_i, и мощность N_i также имеют максимумы при этих составах ТВС. *Работа, которую может совершить и совершает газ, зависит, прежде всего, от его удельной работоспособности* – произведения газовой постоянной на температуру газа $R{\cdot}T$ (*Дж/кг*). *Мощность – это скорость совершения работы*. В данном анализе изменение режима работы двигателя не рассматривается, следовательно, скорость совершения работы в данном случае определяется скоростью преобразования энергии в термодинамических процессах.

Работоспособность RT продуктов сгорания, совершающих в процессе расширения полезную работу, изменяется с изменением α так, как это показано на рис. 4.7. То, что при $\alpha = 1$ (или чуть меньше 1) получается максимум температуры в процессе горения, объясняется двумя действующими факторами. При увеличении $\alpha > 1$ всё большая доля тепла, выделившегося при сгорании стехиометрической ($\alpha = 1$) ТВС, расходуется на подогрев избыточного воздуха, что снижает об-

щую температуру смеси газов. При уменьшении $\alpha < 1$ из-за недостатка одного из реагентов (воздуха) общее выделение тепла при горении становится всё меньше и меньше.

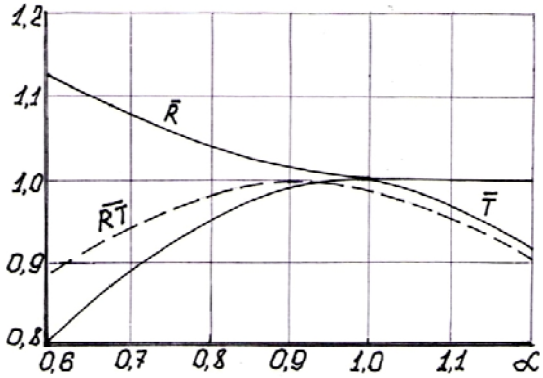


Рис. 4.7 Зависимость работоспособности продуктов сгорания от α

Рост газовой постоянной R при снижении α связан с изменением состава продуктов сгорания. При $\alpha \geq 1$ теоретически в состав рабочего тела кроме азота и избыточного кислорода входят молекулы трёхатомных газов H_2O и CO_2. При $\alpha < 1$ к ним добавляется некоторое количество продуктов неполного сгорания: CO и H_2. Поскольку газовая постоянная связана с универсальной газовой постоянной $R_\mu = 8314{,}33$ [*Дж/(кмоль·град)*] через молекулярную массу смеси μ (*кг/кмоль*)

$$R = R_\mu / \mu, \qquad (4.18)$$

то очевидно, что с появлением в продуктах сгорания CO и H_2 их молекулярная масса уменьшается и R растёт. В результате работоспособность ***RT*** рабочего тела двигателя получается максимальной при $\alpha < 1$.

На этот эффект накладывается и зависимость от α *скорости преобразования химической энергии* веществ, входящих в состав ТВС, в теплоту химических реакций. Дело в том, что скорость распространения пламени (и ламинарного U_n, и турбулентного U_m) в смесях воздуха с углеводородными энергоносителями зависит от состава ТВС так, что её максимум достигается при $\alpha \approx 0{,}85 \ldots 0{,}9$ (рис. 4.8 и 4.9). В сочетании с максимумом RT это и объясняет характер зависимости p_i от α (см. рис. 4.6). На рис. 4.8 линии от 1 до 12 показывают функцию $U_n = f(\alpha)$ при различных начальных температурах ТВС от $T_c = 323$ К до $T_c = 873$ К с шагом 50 К. На рис. 4.9 линии 1…4 отличаются интенсивностью турбулентности ТВС. Линия 4 – максимальная турбулентность.

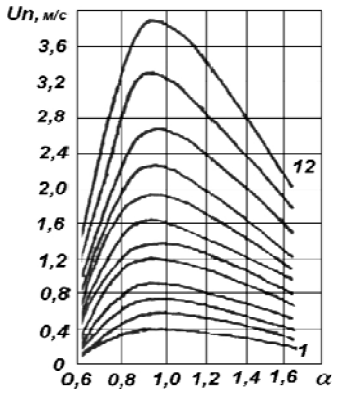


Рис. 4.8 Ламинарная скорость распространения пламени
в зависимости от состава бензовоздушной смеси

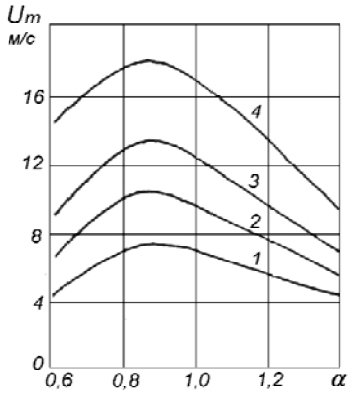


Рис. 4.9 Турбулентная скорость распространения пламени
в зависимости от состава ТВС

Влияние на p_i наддува ($\rho_в \cdot \eta_v$) и индикаторного КПД (η_i) в особых комментариях не нуждается. Наддув для того и применяется, чтобы увеличить мощность ДВС, а под мощностью можно подразумевать и L_i, и p_i. Надеюсь, что у вас уже не вызывает сомнений такое утверждение: "Чем качественнее протекают процессы в ЦПГ, т.е. чем выше η_i, тем больше получается индикаторная работа, тем выше p_i". *Таким образом,* ***все факторы, приводящие к росту*** η_i, *одновременно и положительно сказываются на величине* p_i, L_i *и, соответственно, индикаторной мощности ДВС.*

О комплексе ($\rho_в \cdot \eta_V$) следует сказать несколько подробнее. Известно, что плотность воздуха, поступающего в двигатель, зависит и от давления, и от температуры:

$$\rho_к = \frac{p_к}{R \cdot T_к},$$

а коэффициент наполнения зависит от этой же температуры так, как мы уже установили (см. формулу 3.28)):

$$\frac{\eta_V}{\eta_{V0}} \cong \sqrt{\frac{T_{к(H)}}{T_{к(H)0}}}.$$

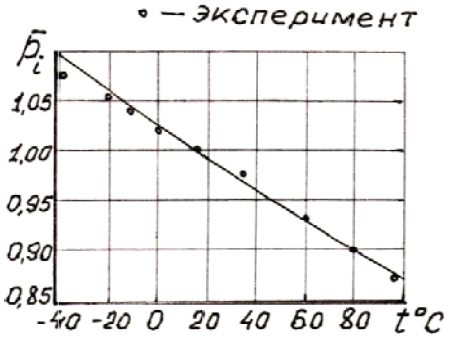


Рис. 4.10 График зависимости индикаторного давления от температуры окружающей среды

В результате *с подъёмом на высоту* уменьшается и плотность ρ_H, и коэффициент η_V, и p_i, и мощность двигателя. *При наддуве* на выходе из компрессора, кроме давления повышается и температура воздуха $T_к$. Этот эффект несколько снижает возможный рост плотности, что, в общем-то, компенсируется некоторым увеличением η_V. Эти же рассуждения применимы и для сравнения работы ДВС зимой и летом. Колебания барометрического давления на уровне моря (да и в наших широтах) мало сказываются на плотности воздуха. А вот температура, особенно летом, да на солнышке… В результате имеем

$$\frac{p_i}{(p_i)_0} = \frac{\rho_в \cdot \eta_V}{(\rho_в \cdot \eta_V)_0} = \frac{p_H}{R \cdot T_H} \cdot \left(\frac{R \cdot T_H}{p_H}\right)_0 \cdot \sqrt{\frac{T_{H0}}{T_H}} = \sqrt{\frac{T_{H0}}{T_H}}, \quad (4.19)$$

что среднее индикаторное давление p_i, следовательно и L_i, и N_i – обратно пропорциональны температуре окружающего воздуха. Правда,

не совсем уж, а под квадратным корнем. Итак, ***зимой ДВС мощнее, чем летом***, при прочих условиях idem (см. рис. 4.10).

4.1.2. Расчёт удельных индикаторных параметров

Если посмотреть на формулы (4.2), (4.4), (4.6), (4.8), (4.11), по которым, как предполагается, можно рассчитать соответственно p_i, η_i, L_i, N_i, g_i, то становится ясно, что на данный момент изложенного материала пока ничего из перечисленного рассчитать невозможно. Все параметры тесно связаны друг с другом и замыкаются на индикаторную работу L_i, которую рассчитать невозможно, поскольку мы пока не определились с геометрией двигателя, т.к. его рабочий объём $V_h \cdot i$ нам неизвестен. *Если двигатель уже существует* и его можно испытать на стенде, получив при этом индикаторную диаграмму, то никаких проблем нет. Обработав диаграмму, мы получаем величину L_i и далее – все параметры по списку. Но это в случае, если ДВС есть "живьём". Мы же рассматриваем *вариант проектирования двигателя*, когда его ещё нет, а есть одни только формулы.

Выход именно из этого положения и предложил профессор Императорского технического училища (ныне МГТУ) Василий Игнатьевич Гриневецкий. Он положил в основу ММ рабочего процесса ДВС расчёт теоретического термодинамического цикла с последующим переходом к расчётной индикаторной диаграмме. Заметьте! Если у нас получилась расчётная индикаторная диаграмма, то дальнейшие наши действия ничем не отличаются от варианта, когда эта диаграмма получена экспериментально. А диаграмму-то мы уже имеем! (См. раздел 3.2.6).

Итак, в ММ Гриневецкого после расчёта теоретического цикла $r - r'' - a - c - z' - z - b - b''$- r, до процедуры его "скругления", вычисляется величина *теоретического среднего индикаторного давления* замкнутого цикла $a - c - z' - z - b - a$

$$p_i' = \frac{L_ц}{V_h} = \frac{L_{z'z} + L_{zb} - L_{ac}}{V_h}.$$

Формула для его расчёта получается из этого общего выражения заменой неизвестных пока абсолютных значений объёмов на их относительные величины:

$$\frac{V_a}{V_c} = \varepsilon;\ \frac{V_h}{V_c} = \frac{V_a - V_c}{V_c} = \varepsilon - 1;\ \frac{V_z}{V_c} = \rho;\ \frac{V_z}{V_h} = \frac{V_z / V_c}{V_h / V_c} = \frac{\rho}{\varepsilon - 1};\ \frac{V_в}{V_z} = \delta = \frac{\varepsilon}{\rho};\ (*)$$

Далее выполним необходимые преобразования для каждого члена в правой части:

$$p_i^{'} = \frac{L_{z'z}}{V_h} + \frac{L_{zb}}{V_h} - \frac{L_{ac}}{V_h}. \qquad (4.20)$$

1. Поскольку работа в изобарном процессе $z' - z$:

$$L_{z'z} = p_z \cdot V_z - p_{z'} \cdot V_{z'} = p_z \cdot (V_z - V_c),$$

то, используя соотношения (*), можно записать

$$\frac{L_{z'z}}{V_h} = p_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_h} - \frac{V_c}{V_h}\right) = p_z \cdot \left(\frac{\rho}{\varepsilon - 1} - \frac{1}{\varepsilon - 1}\right) = \frac{p_z}{\varepsilon - 1} \cdot (\rho - 1). \quad (**)$$

2. В политропном процессе $z - b$, где показатель политропы "n_2", работа, совершаемая газом, может быть записана как

$$L_{zb} = \frac{1}{n_2 - 1} \cdot (p_z \cdot V_z - p_b \cdot V_b),$$

следовательно, с учётом (*),

$$\frac{L_{zb}}{V_h} = \frac{1}{n_2 - 1} \cdot (p_z \cdot V_z - p_b \cdot V_b) \cdot \frac{1}{V_h} = \frac{p_z \cdot V_z}{(n_2 - 1) \cdot V_h} \cdot \left(1 - \frac{p_b \cdot V_b}{p_z \cdot V_z}\right) =$$

$$= \frac{p_z \cdot \rho}{(n_2 - 1) \cdot (\varepsilon - 1)} \cdot \left(1 - \frac{p_b}{p_z} \cdot \frac{\varepsilon}{\rho}\right).$$

Воспользуемся уравнением политропы $p_b \cdot V_b^{n_2} = p_z \cdot V_z^{n_2}$ и соотношениями (*), чтобы записать отношение давлений p_b / p_z в виде

$$\frac{p_b}{p_z} = \left(\frac{V_z}{V_b}\right)^{n_2} = \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{n_2}.$$

Тогда предыдущая формула примет вид

$$\frac{L_{zb}}{V_h} = \frac{p_z \cdot \rho}{(n_2 - 1) \cdot (\varepsilon - 1)} \cdot \left[1 - \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{n_2} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\rho}\right)\right] = \frac{p_z \cdot \rho}{(n_2 - 1) \cdot (\varepsilon - 1)} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}\right) \quad (***)$$

3. По аналогии с преобразованиями в п. 2, используя уравнение политропы

$$\frac{p_a}{p_c} = \left(\frac{V_c}{V_a}\right)^{n_1} = \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{n_1}$$

и соотношения (*), запишем

$$\frac{L_{ac}}{V_h} = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot (p_c \cdot V_c - p_a \cdot V_a) \cdot \frac{1}{V_h} = \frac{p_c}{(n_1 - 1) \cdot (\varepsilon - 1)} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1}}\right). \quad (****)$$

Теперь подставим три слагаемых (**), (***) и (****) в формулу (4.20) и вынесем за скобки $p_c/(\varepsilon - 1)$:

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{p_z}{p_c}(\rho - 1) + \frac{p_z}{p_c} \cdot \frac{\rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right].$$

Припомним, что отношение давлений p_z/p_c было названо "степенью повышения давления в процессе горения при V = const" и обозначалось "λ". Тогда ***теоретическое среднее индикаторное давление для цикла*** q_{1VP} (по теории – ***для дизелей***)

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \qquad (4.21)$$

Для ДсИЗ, которые теоретически работают по циклу q_{1V}, степень сжатия ε и степень последующего расширения δ – одно и то же, поскольку степень предварительного расширения ρ = 1. В результате для этого варианта ДВС

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \qquad (4.22)$$

В этих выражениях и параметры процессов, и показатели политроп, и величина давления p_c – известны из ранее выполненных расчётов каждого процесса. Следовательно, полученные формулы (4.21) и (4.22) позволяют вычислить значение p_i'. Переход от теоретического к среднему индикаторному давлению, соответствующему расчётной (скруглённой) индикаторной диаграмме, производится введением очередного эмпирического коэффициента: "*коэффициента полноты диаграммы*" φ_u:

$$p_i = \varphi_u \cdot p_i'. \qquad (4.23)$$

Значения φ_u выбирают из диапазонов:

- для ДсИЗ φ_u = 0,94…0,97;
- для дизелей φ_u = 0,92…0,95.

В двухтактных двигателях есть потерянный ход поршня и соответствующий ему потерянный рабочий объём цилиндра V_h'' (см. рис. 3.4). Напоминаю, что *потерянным* его назвали, поскольку в момент открытия выпускных или продувочных окон в нижней части цилиндра работа газов в процессе расширения практически прекращается, т.е. часть хода поршня теряется для совершения полезной работы. В расчёте среднего индикаторного давления этот факт учитывается следующим образом. Теоретическое среднее индикаторное давление вычисляется по *геометрической степени сжатия*, т.е. по полному ходу

поршня (см. формулы (4.21) и (4.22)). При переходе от теоретического цикла к индикаторной диаграмме кроме коэффициента полноты индикаторной диаграммы φ_u вводится коэффициент потерянного хода $\psi = V_h'' / V_h$, тогда

$$p_i = p_i' \cdot \frac{V_h'}{V_h} \cdot \varphi_u = p_i' \cdot (1 - \psi) \cdot \varphi_u . \qquad (4.24)$$

Величина коэффициента φ_u для петлевой схемы продувки принимается равной 1, поскольку "отрезанная" часть на участке V_h'' компенсирует потери при скруглении остальной части диаграммы. Для прямоточной продувки (с выпуском через клапаны) величину коэффициента φ_u выбирают такой же, как и для четырёхтактного ДВС.

Итак, из пяти ранее введённых индикаторных параметров один – p_i удаётся рассчитать. Напомню, что p_i – *это удельный параметр*, поскольку его величина показывает – какую работу можно получить в цикле с единицы рабочего объёма. Имея эту величину, далее можно продолжить определение *удельных индикаторных параметров*:

$$\eta_i = \alpha \cdot \frac{l_0}{H_u} \cdot \frac{p_i}{\rho_в \cdot \eta_V} \quad \text{и} \quad g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}, \frac{г}{кВт \cdot ч} .$$

Абсолютные параметры L_i и N_i могут быть рассчитаны только при известном значении рабочего объёма цилиндра V_h и двигателя $V_h \cdot i$. Определение основных размеров ДВС у нас ещё впереди.

4.2. Эффективные показатели работы ДВС

В отличие от индикаторных параметров, которые характеризуют реализацию термодинамического цикла в цилиндропоршневой группе (ЦПГ) двигателя, ***эффективными параметрами называют те показатели работы ДВС, которые характеризуют взаимодействие двигателя с внешней нагрузкой.*** Для варианта работы ДВС в составе транспортного средства (ТС) внешней нагрузкой является *движитель*. Если говорить, например, о мощности двигателя, то при возвратно-поступательных движениях поршней в его цилиндрах развивается индикаторная мощность N_i. Движителю передаётся эффективная мощность N_e с помощью вращательного движения вала, точнее, *коленчатого вала. Эффективная мощность меньше индикаторной* хотя бы потому, что при передаче работы от поршня на вал работает кривошипно-шатунный механизм (КШМ), преобразующий поступательные движения поршня во вращение вала. При этом, конечно, неизбежны

потери энергии. Эти и другие ***затраты энергии на самообслуживание двигателя называют механическими потерями в ДВС.*** Термин не совсем точный, поскольку без обслуживания своих систем двигатель неработоспособен. Видимо, это – не потери. Но…традиция…

4.2.1. Механические потери в ДВС

Для оценки величины *части индикаторной мощности*, которая тратится на самообслуживание двигателя, вводится понятие "***мощность механических потерь***":

$$N_м = N_i - N_e . \qquad (4.25)$$

Что следует понимать под самообслуживанием? Разумеется, и прежде всего, это ***затраты энергии в трущихся парах*** – *часть мощности механических потерь, потраченная на преодоление сил трения* $N_{тр.}$. Первая и основная такая пара для ДВС – это поршневые кольца и внутренняя поверхность (зеркало) цилиндра. Это – специфика ДВС. В других двигателях внутреннего сгорания (ГТД и ракетных) среди основных механизмов нет таких, как эта пара с возвратно-поступательным движением двух поверхностей относительно друг друга. Далее идут все сочленения КШМ, коренные подшипники коленчатого вала, подшипники газораспределительного механизма (ГРМ), его кулачки, скользящие по толкателям клапанов, движение стебля клапана в уплотнении и т.д. Словом, без трения ни одно движение не происходит, и для снижения величины $N_{тр}$ существует система смазки двигателя.

Вот тут самое время поговорить о системах. Чтобы упомянутая система смазки нормально функционировала, в ней предусмотрен насос, который, естественно, нуждается в приводе, т.е. в затрате некоторой части мощности N_i. Но одной только смазкой дело не ограничивается. В ГРМ кулачковый распределительный вал также приводится в движение от основного, коленчатого вала (КВ) двигателя. Для подачи топлива из бака в двигатель необходим топливный насос, для циркуляции жидкости в системе охлаждения тоже нужен насос. В системах охлаждения ДВС почти всегда предусмотрен вентилятор для увеличения скорости обтекания воздухом теплоотдающих поверхностей. А далее электрическая система двигателя и в целом ТС: электрическое зажигание в ДсИЗ, современная микропроцессорная система управления (МПСУ), электропривод вспомогательных устройств и механизмов, я уж не упоминаю всё нужное (и не очень) электрохозяйство, например, легкового автомобиля – на всё нужна энергия. Её обеспечивает электрогенератор, который приводится, разумеется, от КВ.

Не устаю напоминать господам будущим инженерам: все "прибамбасы", которые вы придумаете в угоду прихотям автомобилистов, *будут обслуживаться коленвалом двигателя*, ***который черпает энергию из топливного бака***! И только так, и другого выхода пока не предвидится!

Выше перечислены составляющие ещё одной части механических потерь. Она носит название "***затраты мощности на привод вспомогательных агрегатов ДВС***" – $N_{агр.}$.

Сюда же, по назначению, относятся и ***затраты мощности на привод компрессора наддува*** $N_к$. Но, как мы будем изучать в дальнейшем, не всегда эта мощность отбирается от КВ, да и двигатель не всегда выполняется с наддувом. Поэтому мощность $N_к$ выделена в отдельное слагаемое в структуре $N_м$.

И ещё одна часть $N_м$, о которой мы уже говорили, "конструируя" замкнутую расчётную индикаторную диаграмму из разомкнутого цикла (см. раздел 3.2.6). Тогда мы отбросили насосные ходы четырёхтактного ДВС (наполнение и выпуск), отнеся их к затратам на самообслуживание двигателя. Теперь самое время поместить ***мощность, потраченную на насосные ходы поршня,*** $N_{н.х.}$ в подобающее ей место. Эта мощность является одной из составляющих мощности механических потерь ДВС.

Таким образом, $N_м$ включает в себя

$$N_м = N_{тр.} + N_{агр} + N_{н.х} + (N_к). \qquad (4.26)$$

Мощность на привод компрессора наддува помещена в скобки по указанным выше причинам. Эта составляющая, особенно при высоком наддуве, может превышать сумму всех остальных слагаемых в два и более раз. Поэтому далее *рассмотрим механические потери без величины* $N_к$.

Суммарная доля $N_м$ от индикаторной мощности составляет примерно 10…20%. Понятно, почему $N_м$ уделяется столь пристальное внимание: это же не 1…2%. Естественно, хочется знать – где теряем больше всего и как с этим бороться? В исследованиях авиационных ДВС я нашёл такое примерное "меню":

- трение в ЦПГ ……...(0,45…0,65)· $N_м$;
- трение в КШМ …… (0,05…0,10)· $N_м$;
- привод механизма ГРМ…… .(0,05…0,10)· $N_м$;
- привод вспомогательных агрегатов … .(0,05…0,10)· $N_м$;
- насосные ходы поршня ……...(0,10…0,15)· $N_м$.

Бросается в глаза огромная величина потерь на трение в паре поршневые кольца – цилиндр. Вот она, специфика ДВС! Вы понимае-

те, надеюсь, почему среди всех смазочных материалов больше всего шума из-за так называемых "*моторных масел*", и все фирмы-нефтепереработчики, расталкивая друг друга локтями, наперебой предлагают автолюбителям свои разработки в этой области. Дело в том, что ни в каком другом двигателе нет такой трущейся пары. Но нет и другой особенности этой пары: смазка поверхности цилиндра, в верхней его части, волей или неволей участвует в процессе горения.

По этой причине, во-первых, увеличивается расход масла (существует даже соответствующий термин – "угар масла", и его величину рассчитывают как отношение к расходу топлива), во-вторых, горение масла – это, как правило, образование канцерогенных веществ, провоцирующих онкологические последствия. А они нам нужны? А они в выхлопных газах двигателей! А этих самых ДВС, я уже как-то упоминал, более миллиарда бегает по Земле-матушке. Стоит крепко призадуматься. В-третьих, (это уже чисто двигательная проблема) при недожоге масла на верхней части зеркала цилиндра образуется ***твёрдый карбонизированный налёт, который, конечно, увеличивает силу трения*** колец об это зеркало. Неплохо! Смазка увеличивает трение! Это опять же специфика поршневых ДВС.

Ясно, что снизить трение, кроме как улучшением качества смазки, можно прямым путём: уменьшить силу, прижимающую поверхности друг к другу. Но, увы! И здесь мы мало что можем сделать (рис. 4.11). Поршневые кольца должны самоустанавливаться относительно зеркала цилиндра, чтобы при возможных "перекосах" поршня они не "задирали" это зеркало. Следовательно, поршневое кольцо в своей канавке может перемещаться, для чего устанавливается с весьма приличным зазором (он необходим и для монтажа). Что происходит в этих зазорах, показано на рис. 4.11.

Если в точке максимума давления в цикле в камере сгорания дизеля $p_z \approx 10.0$ МПа, то верхнее ***кольцо его поршня прижимается к зеркалу цилиндра*** давлением ≈ 75 *кГ/см*^{2}. Чувствуете?! Я опять сбился на старые размерности! В них как-то всё живее: встаньте на площадочку в 1 см^2 , и то, на что упирается эта площадка, почувствует это давление. Мало не покажется! Кроме этого воздействия, нужно учитывать, что ***поршневые кольца выполняются пружинными***, чтобы они во всех ситуациях уплотняли зазор между ними и зеркалом цилиндра. Кстати, окончательная герметизация этого зазора происходит заполнением его маслом. Поэтому масло не имеет права быть чрезмерно жидким. Пружинящая сила колец тоже увеличивает трение в этой паре.

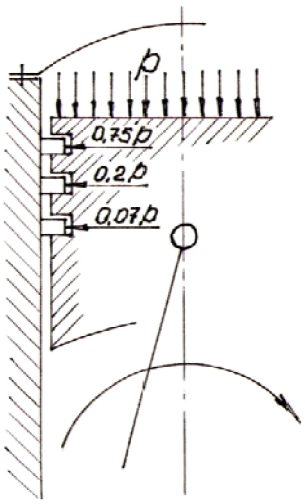


Рис. 4.11 Давление, прижимающее поршневые кольца к зеркалу цилиндра

Одним словом, причин, порождающих величину $N_{тр.}$, более чем достаточно. То же можно сказать и об остальных слагаемых $N_м$. Ясно, что улучшение качества работы вспомогательных агрегатов, уменьшение количества разнообразных потребителей электроэнергии на борту ТС и другие подобные мероприятия будут только приближать величину N_e к величине N_i. Особо хочется отметить и напомнить, что уменьшение гидравлического сопротивления впускной и выпускной систем ДВС ведёт не только к росту коэффициента наполнения (следовательно, и к росту N_i), но и к снижению мощности, которая расходуется на насосные ходы $N_{н.х}$, т.е. к росту N_e.

4.2.2. Влияние условий работы ДВС на механические потери

1. Из всех возможных влияний на величину $N_м$ первым и основным фактором является ***режим работы двигателя***, который обычно оценивается частотой вращения КВ n (*об/мин*). Естественно, при $n = 0$ механические потери $N_м = 0$. У ДВС есть специфический режим работы, называемый "*холостой ход*". Этот режим характерен тем, что при $n_{хх}$ эффективная мощность двигателя $N_e = 0$. Следовательно, $N_i = N_м$. При дальнейшем увеличении режима работы ДВС его мощность механических потерь изменяется как степенная функция от n:

$$N_м = A \cdot n^m \quad .$$

Здесь A = const, которая имеет собственное значение для каждого типа ДВС, поскольку применяемые вспомогательные агрегаты, конструкция впускной и выпускной систем довольно значительно и своеобразно влияют на величину $N_{агр}$ и $N_{н.х}$ в каждом двигателе. Показатель степени, как показывают статистические данные, изменяется в диапазоне m = 1,8…2,2. На него также влияют конструктивные схемы (см. рис. 1.5) и особенности ДВС. Для простоты запоминания (пригодится для решения задач) считайте, что

$$N_м = A \cdot n^2 \quad . \tag{4.27}$$

2. ***Температура*** $T_{к(Н)}$ ***на входе*** в двигатель, точнее, в его цилиндры, влияет на массу свежего заряда: с ростом $T_{к(Н)}$ эта масса уменьшается. В результате снижается максимальное давление p_z и все давления в цикле, ослабевает прижатие поршневых колец к зеркалу цилиндра, $N_{тр} \downarrow$. С увеличением ***атмосферного давления*** $p_Н$ растёт противодавление на выпуске, следовательно, растёт $N_{н.х}$. Влияние давления $p_к$ за компрессором наддува см. пункт **4**, а ***влияние указанных внешних условий*** оценивают эмпирической формулой

$$N_м = N_{м\,пр} \cdot \left[1 - \varphi \cdot \left(1 - \frac{p_Н}{p_0} \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_{к(Н)}}} \right) \right]. \tag{4.28}$$

Здесь p_0 = 101325 Па и T_0 = 288 К, а $N_{м\,пр}$ – мощность механических потерь данного двигателя, рассчитанная или определённая экспериментально при p_0 и T_0. Коэффициент φ – как всегда, эмпирическая величина, определяемая для каждого типа ДВС . Обычно $\varphi < 0.5$.

3. Значительное влияние на $N_м$ оказывают ***температура масла*** (рис. 4.12,*а*) и ***температура охлаждающей жидкости*** (рис. 4.12,*б*). Это особенно заметно жителям России, когда на дворе настоящая зима. Влияние и того, и другого фактора имеет одну и ту же физическую основу – "*вязкостно-температурную характеристику масла*". Её в технической литературе обозначают коротко – ВТХ (рис. 4.13).

Суть влияния, скорее всего, пояснения не требует. Ясно, что с увеличением температуры масла его вязкость снижается, потери на трение тоже снижаются. Увеличение $N_м$ при температуре масла более 100^0 С (рис. 4.12,*а*) объясняется тем, что вязкость масла при этих температурах становится настолько низкой, что возможны разрывы масляной плёнки на поверхности цилиндра и, как следствие, появление участков "сухого трения". На вопрос: "Причём тут охлаждающая жидкость?" – отвечу: температура масла нас интересует не в масляном

бачке, а на поверхности зеркала цилиндра. Понятно, что эта температура зависит от интенсивности охлаждения цилиндра: чем выше температура охладителя, тем выше и температура масла.

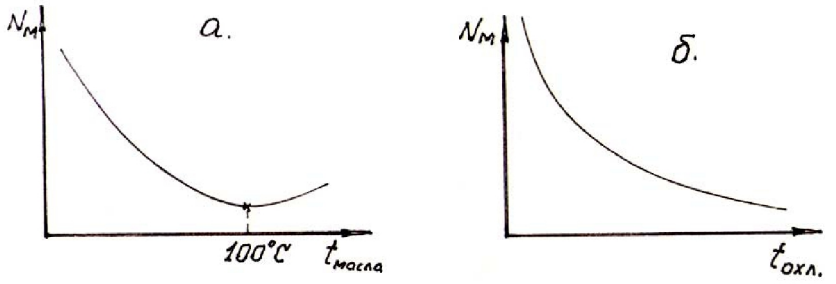


Рис. 4.12 Влияние температуры масла
и температуры охлаждающей жидкости на $N_м$

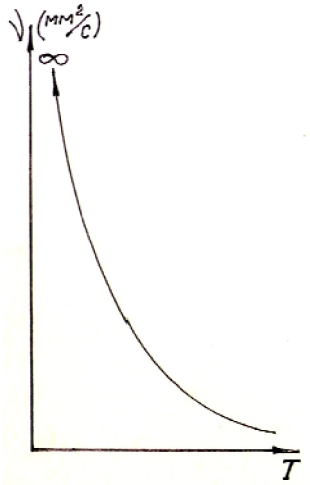


Рис. 4.13 Вязкостно-температурная характеристика масла

Правда, температура масла в бачке нас тоже интересует, поскольку с повышением вязкости масла растёт мощность, потребляемая масляным насосом, т.е. $N_{агр} \uparrow$.

4. ***Влияние наддува***, как показали экспериментальные исследования, оказалось несущественным. Объяснение этому было предложено следующее. С ростом давления $p_к$ на входе в цилиндры ДВС растут все давления в цикле и, соответственно, растёт сила прижатия поршневых колец к зеркалу цилиндра, т.е. $N_{тр.} \uparrow$. Но, вместе с тем, увеличи-

вается положительная часть работы насосных ходов (см. рис. 3.52), следовательно, снижается $N_{н.х}$. Общий результат получается такой, что изменение $\pm \Delta N_м \approx 0$.

5. Иной результат получается при изменении ***степени сжатия*** в ДВС. В данном случае величину ε следует рассматривать как ПП. В этом смысле она тоже играет роль "внешних условий". Так вот, если при проектировании ДВС выбирать повышенную степень сжатия, нужно быть готовым к увеличению мощности механических потерь. Объяснение весьма очевидное: при увеличении ε растут давления в конце процесса сжатия, в процессе горения и в начале процесса расширения. Сила, прижимающая кольца к зеркалу цилиндра, растёт, увеличивается и $N_{тр}$. Поскольку проектирование нового ДВС чаще всего ведётся на основе прототипа, у которого известны и $N_{м0}$, и ε_0, то рассчитать $N_м$ нового варианта ДВС с другой величиной ε можно по эмпирической формуле

$$N_м = N_{м0} \cdot \frac{\varepsilon + 8{,}5}{\varepsilon_0 + 8{,}5} \,. \qquad (4.29)$$

4.2.3. Методы экспериментального определения $N_м$

Итак, мы выяснили, что в затраты индикаторной мощности на самообслуживание двигателя входят составляющие, физическая природа которых принципиально отличается друг от друга. По этой причине выдумать какую-либо функцию, отражающую зависимость $N_м$ от режимных и конструктивных факторов, практически невозможно. А рассчитывать величину $N_м$ необходимо. Выход один – эксперимент, набор статистики, эмпирические формулы. На этом пути решения задачи первым идёт эксперимент.

В процессе научных исследований были разработаны, опробованы, и отчасти внедрены в практику разработки ДВС, четыре метода экспериментального определения мощности механических потерь:

- баланса мощностей;
- прокрутки "холодного двигателя";
- выбега ротора после выключения ДВС;
- выключения одного цилиндра (для многоцилиндровых ДВС).

Охарактеризуем кратко каждый из этих методов.

1. ***Метод баланса мощностей***

Суть его сводится к уравнению (4.25): $N_м = N_i - N_e$. Для решения задачи проводится испытание двигателя с его индицированием.

Технология этой операции была кратко изложена в разделе 3.1.1. После обработки индикаторной диаграммы вычисляется величина N_i.

В структуре испытательных стендов ДВС обязательно присутствует устройство, непосредственно измеряющее параметры, необходимые для расчёта эффективной мощности N_e. Таким образом, обе величины в правой части балансового уравнения известны, следовательно, определена и величина $N_м$.

Метод, вроде бы чёткий, ясный и физически обоснованный. Но! Как всегда, есть какое-то "но". Опыт показывает, что точность определения N_i составляет 2…3 %. Вспомним, что $N_м = (0{,}1…0{,}2)\cdot N_i$. Это означает, что абсолютная погрешность определения N_i ,отнесённая к величине $N_м$, будет уже на порядок выше! Такая точность определения хотя бы одного параметра ДВС просто неприемлема. Поэтому данный метод в практике разработки ДВС не используют. В научных исследованиях, где есть возможность анализа отдельных составляющих полученных результатов, этот метод применяется как бы "само собой".

2. ***Метод прокрутки ротора ДВС***

Суть в том, что ДВС на испытательном стенде прокручивается от постороннего источника энергии. Как правило, это – электродвигатель. ДВС в данном случае выступает в качестве нагрузки для электродвигателя. Для приближения этой нагрузки к её действительному значению (во время работы самого ДВС) температуры охлаждающей жидкости и масла поддерживаются на уровне *рабочих*. Топливо в двигатель не подаётся, зажигание в ДсИЗ выключено. Как говорится, всё похоже, да не очень….

Недостатками этого метода можно считать следующее:

а) ***Отсутствует процесс горения,*** следовательно, нет и горения масла со всеми его особенностями. Нет горения – значит, нет того огромного давления в конце этого процесса на поршневые кольца. Работа трения резко снижается.

б) Индикаторная диаграмма протекания процессов в цилиндре выглядит примерно так, как изображено на рис. 4.14 (здесь пунктиром показана обычная диаграмма). В ней процессы сжатия и расширения подобны насосным ходам поршня, но при закрытых впускных и выпускных клапанах. В таком раскладе на участке диаграммы $c - d$ при расширении рабочего тела (точнее, при его "насильственном" расширении) получается *не положительная, а отрицательная работа* в цикле. На участке $d - b$ этого процесса не происходит того, что мы назвали "выхлопом" – самопроизвольным истечением ПС из цилиндра

со скоростью (в щели выпускного клапана), равной *местной скорости звука.* Следовательно, ***увеличивается работа, затраченная на насосные ходы поршня данного цилиндра.***

в) ***Увеличивается гидравлическое сопротивление выпускной системы ДВС,*** поскольку плотность газа, вытекающего в эту систему, существенно возросла. Действительно, вместо раскалённых ПС (из-за высокой температуры, имеющих низкую плотность) через щель выпускного клапана "вытекает" *обычный* воздух.

г) ***Вязкость масла***, всё же – не та, что была бы при разности температур $T_г - T_{стенки.}$ Под температурой стенки будем подразумевать то её рабочее состояние, *когда в цилиндре происходит процесс горения.*

И, несмотря на все известные недостатки, этот метод широко распространился в практике создания, исследований, ремонта и эксплуатации ДВС. И понятно – почему. Технологически всё очень просто: берём двигатель, ставим его на испытательный стенд и крутим его ротор электродвигателем. Мощность, затраченная в этом процессе, можно считать, затрачена на *самообслуживание* ДВС. Всё вроде бы очевидно. Так оно и принято в основной массе литературы, связанной с описанием особенностей работы ДВС. Принято условно, что мощность, затраченная на прокрутку ротора ДВС при его "холодных" испытаниях, есть не что иное, как – $N_м$!

3. *Метод выбега ротора после выключения ДВС*

Физическая основа этого метода заключается в следующем. Кинетическая энергия ротора двигателя (подразумеваются все движущиеся его части) *при одновременном выключении подачи топлива, зажигания и отключении нагрузки* расходуется на преодоление механических сопротивлений, указанных в структуре механических потерь. Механические сопротивления порождают отрицательное угловое ускорение ε (его лучше назвать "замедлением") вращения вала, в результате его угловая скорость $\omega \to 0$. Каждое мгновение существует баланс крутящего момента ротора двигателя и момента сопротивления от всех составляющих механических потерь:

$$M_j = M_{мех},$$

где $M_j = J \cdot \varepsilon$, $\varepsilon = \dfrac{d\omega}{d\tau}$ – угловое ускорение ротора, J – приведенный момент инерции движущихся частей ДВС.

Отсюда мощность, затраченная на преодоление механических сопротивлений:

$$N_м = M_{мех} \cdot \omega = J \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{d\tau}. \qquad (4.30)$$

Для применения этой формулы необходимо знать три величины: приведенный момент всех движущихся частей J, мгновенную угловую скорость вала двигателя ω и его угловое ускорение (замедление) $d\omega/d\tau$.

В разработку аппаратуры и технологии этого метода существенный вклад внесли учёные нашего вуза: известный вам, надеюсь, наш легендарный ректор – В.П. Лукачёв и его сотрудники – аспирант В.Р. Стуканов и инженер Г.В. Уваров. Регалии и должности указаны на момент разработки – конец 60-х годов.

Они провели термометрирование горячих частей ДВС в момент его выключения и экспериментально показали, что в первые 2…3 оборота КВ после выключения двигателя тепловое состояние и металла, и масла, и охлаждающей жидкости идентично тому, что было при его работе. Отсюда следовало, что подставив в формулу (4.30) угловую скорость и угловое ускорение, измеренные именно в эти первые 2…3 оборота КВ, можно получить значение $N_м$ *почти* такое же, как и на работающем ДВС.

Они разработали прибор, с помощью которого удаётся измерить ω и ε в течение каждого оборота КВ. Более того, с помощью этого же прибора был разработан и реализован способ определения величины J методом двойного выбега. Понятно, что определить напрямую приведенный момент инерции **всех** движущихся частей (а они такие разные) ДВС дело весьма и весьма сложное. Так вот, наши с вами предшественники предложили действовать в такой последовательности:

- измеряется угловое ускорение ε (замедление) вращения вала двигателя со снятой внешней нагрузкой. Это и есть так называемый "выбег ротора". В этой ситуации

$$M_{мех} = J \cdot \varepsilon \ ;$$

- измеряется угловое ускорение ε' во время выбега ротора с "прицепленной к нему" дополнительной массой, приведенный момент инерции J' которой известен (они использовали диск, у которого заранее всё было измерено). Получилось, что

$$M'_{мех} = \left(J + J'\right) \cdot \varepsilon' \ ;$$

- поскольку двигатель один и тот же $M_{мех} = M'_{мех}$. Отсюда

$$J \cdot \varepsilon = \left(J + J'\right) \cdot \varepsilon', \text{ т.е. } J = \frac{J' \cdot \varepsilon'}{\varepsilon - \varepsilon'}.$$

Словом, метод аппаратурно оснастили и вывели на уровень практического применения.

Но, как всегда, есть и минусы: и в этом методе, как, впрочем, и в других, отсутствует процесс горения, т.е. давление на поршневые кольца – не то, отсутствует карбонизация масла, в процессах расширения и выпуска происходят изменения почти такие же, как показаны на рис. 4.14.

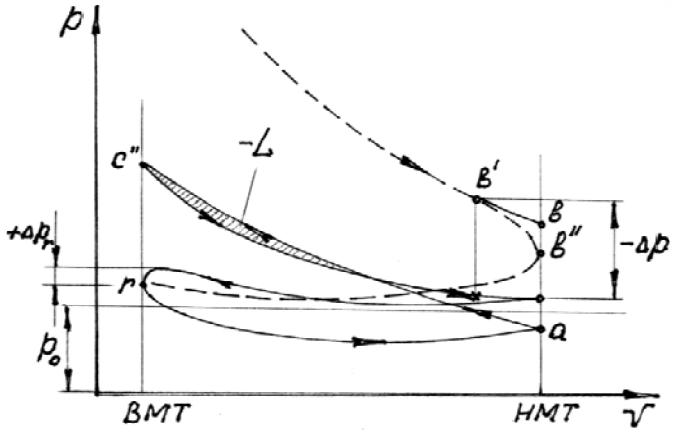


Рис. 4.14 Индикаторная диаграмма при отсутствии процесса горения

4. ***Метод выключения одного цилиндра***

Суть метода сводится к постулату – "мощность, которая затрачивается на прокрутку неработающего цилиндра, считается $N_м$ для этого цилиндра". Умножая на количество цилиндров, вроде бы получаем $N_м$ для всего двигателя. Кажется всё логично, и всё же… В многоцилиндровых ДВС все цилиндры имеют общие системы впуска, выпуска и топливоподачи. При выключении одного из них в других цилиндрах появляются некоторые отклонения от нормы. Кроме того, мощность, затраченная на обслуживающие агрегаты, не делится напрямую на количество цилиндров. В результате появляется трудноразрешимая неопределённость. В общем, этот метод не получил широкого распространения.

4.2.4. Расчёт механических потерь и эффективных показателей

Используя изложенные методы (чаще всего метод прокрутки), измеряют мощность механических потерь при испытании различных ДВС. Таким образом, накапливается массив статистических данных, который далее можно использовать при проектировании новых двигателей. Но! Есть одно небольшое "но": в экспериментах измеряется абсолютное значение $N_м$. Применить полученные результаты в новом проекте можно только в случае полного совпадения всех особенностей, параметров и размеров прототипа и нового ДВС. Очень неудобная статистика. Параметр, характеризующий $N_м$, должен быть ***удельным,*** некоторой относительной величиной, позволяющей сравнивать широкий спектр ДВС. Вот как, например, *удельный расход топлива*: его значение позволяет сравнивать ДВС любой мощности – 1 кВт, 1000 кВт, да, хоть, 10000 кВт.

Выход из этого положения был найден следующий. По аналогии с очень удачным удельным параметром – p_i (Дж/м^3), был введён параметр – ***$p_м$ (Дж/м^3) – среднее давление механических потерь.*** Это некоторое *условное* давление, действие которого направлено навстречу давлению p_i, совершающему полезную работу (рис. 4.15). В результате от мощности

$$N_i = L_i \cdot i \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} = p_i \cdot V_h \cdot i \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \qquad (4.31)$$

отнимается мощность

$$N_м = p_м \cdot V_h \cdot i \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau}, \qquad (4.32)$$

которую и назвали *мощностью механических потерь*. Точнее было бы: мощность, которую теряет двигатель из-за наличия механических потерь. Точнее, но длиннее. Из этого определения, естественно, вытекают новые понятия: ***эффективная мощность*** – *мощность, которую двигатель передаёт потребителю и* ***среднее эффективное давление*** p_e – условное давление, которое якобы действует на поршни. Под действием этого давления ДВС и развивает эффективную мощность:

$$N_e = N_i - N_м = p_i \cdot V_h \cdot i \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} - p_м \cdot V_h \cdot i \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} =$$

$$= V_h \cdot i \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot (p_i - p_м) = p_e \cdot V_h \cdot i \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau}.$$

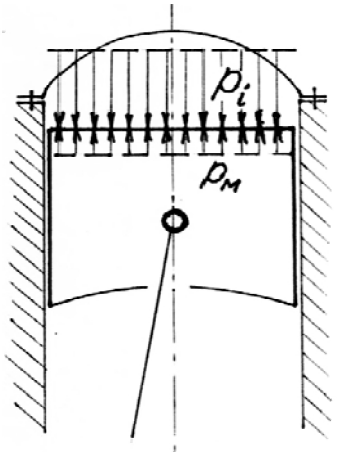


Рис. 4.15 Среднее давление механических потерь

Следовательно, мы получили новый *удельный параметр*

$$p_e = \frac{L_e}{V_h} = p_i - p_м, \frac{Дж}{м^3}, \qquad (4.33)$$

позволяющий судить и о качестве организации рабочих процессов (p_i), и обо всех потерях энергии на самообслуживание двигателя ($p_м$). Полученная в результате величина L_e *представляет собой ту часть работы реального термодинамического цикла (индикаторной диаграммы), которую* ***двигатель*** *передаёт* ***движителю***. Словом, это, хотя и условное, но очень удачное ***численное*** представление уровня совершенства разработки любого нового ДВС.

Таким образом, расчёт механических потерь получил своё "удельное", не зависящее от размеров и мощности ДВС, выражение – $\boldsymbol{p_м}$. Осталось решить только, в функции от какого параметра работы двигателя обобщать весь накопленный статистический материал. Решение напрашивалось само собой: все механические потери возникают при работе ДВС (без движения какие могут быть потери?), следовательно, скорость движения ротора должна быть аргументом искомой функции. Простите, не знаю, кто предложил весьма удачное обобщение: среднее давление механических потерь рассчитывать как функцию средней скорости движения поршня (формула 1.11)

$$w_{пср} = \frac{S \cdot n}{30}, м/с.$$

Как принято в процедуре обобщения эмпирических данных, зависимость $p_м = f(w_{n\,ср})$ было предложено представлять в виде степенного многочлена. Со временем выяснилось, что в этом многочлене вполне достаточно использовать лишь первые два, т.е.

$$p_м = A + B \cdot w_{n\,ср.} \qquad (4.34)$$

В такой постановке задачи все двигатели "разсортировались" по признаку – быстро или медленно у них двигаются поршни, следовательно, и скорость вращения коленчатого вала тут оказалась "при чём". Я уже говорил вам, что частота вращения вала задаётся нагрузкой на ДВС, т.е. потребителем. В этом смысле *механические потери в двигателе зависят от типа движителя:* гребной вал винта судна, воздушный винт авиадвигателя, колесо автомобиля – все эти движители требуют своей оптимальной величины n об/мин. Далеко не во всех силовых установках выгодно применять редуктор или мультипликатор, поэтому именно тип движителя определяет режим работы ДВС.

Но движитель движителем, а нам нужно рассчитывать двигатель. Тем более, что ДВС имеют более широкий спектр применения не только на движущихся транспортных средствах. И наши мудрые предшественники, инженеры – разработчики всё новых ДВС, предложили условную классификацию по средней скорости движения поршня в цилиндре.

Считается, что *при* $w_{n\,ср} < 6.5$ *м/с на номинальном режиме двигатель относится к классу тихоходных.* При $w_{n\,ср} > 6.5$ *м/с на номинальном режиме ДВС считается быстроходным.*

Деление получилось существенно условным, поскольку большинство двигателей авиа и наземных ТС попали в разряд быстроходных:

- ДсИЗ авиационные и легковых автомобилей $w_{n\,ср} = 12\ldots15$ м/с;
- ДсИЗ грузовых автомобилей $w_{n\,ср} = 9\ldots12$ м/с;
- дизели автомобилей $w_{n\,ср} = 6{,}5\ldots12$ м/с;
- дизели тракторов $w_{n\,ср} = 5{,}5\ldots10{,}5$ м/с.

Естественно, судовые дизели – тихоходные. У мощных судовых ДВС диаметр поршня достигает величины 1,5 м (я не оговорился – *полтора метра*), поэтому трудно себе представить, что такие поршни "болтаются" в цилиндрах со скоростью, сравнимой с тем, что указано выше. Но это специфика той отрасли техники, которую мы касаться не будем.

В соответствии с классификацией по быстроходности статистические данные о механических потерях были скомпонованы в виде таблицы коэффициентов "А" и "В", входящих в формулу (4.34).

Значения коэффициентов A и B в эмпирических формулах для расчета среднего давления $p_м$ механических потерь в МПа

Для ДВС с искровым зажиганием (ДсИЗ)

Тип двигателя	Количичество цилиндров, i	S/D	A	B
Форсированные инжекторные	≤ 6	≤ 1	0.024	0.0053
Карбюраторные	≤ 6	>1	0.049	0.0152
Карбюраторные	8	<1	0.039	0.0132
Карбюраторные	≤ 6	≤ 1	0.034	0.0113

Для дизелей

Тип двигателя	A	B
С неразделёнными камерами сгорания	0,089	0,0118
С форкамерным зажиганием	0,103	0,0153
С вихревыми камерами сгорания	0,089	0,0135

Здесь мы с вами впервые встретились с понятиями – "короткоходовый КШМ" при $S/D < 1$ и "длинноходовый КШМ" при $S/D > 1$. Естественно, что двигатель, рассчитанный на высокие частоты вращения КВ, не следует делать длинноходовым – сломается. Остальное – додумывайте сами.

По поводу этих таблиц следует сделать два замечания. Во-первых, в разных исследованиях (соответственно и в публикациях) указанные в таблицах числа незначительно, но отличаются. Будем это иметь в виду для дальнейшей, надеюсь, инженерной вашей карьеры. Для нужд курсовой работы, что вам предстоит выполнить в процессе изучения ДВС, приведенных таблиц вполне достаточно.

Во-вторых, эти таблицы, конечно, не охватывают всё многообразие типов ДВС, но для автотракторных двигателей их применение вполне оправданно.

При выполнении *реального проекта ДВС* после оценки $p_м$ по приведенным таблицам выполняют корректировку этой величины с учётом :

- вязкостно-температурной характеристики (ВТХ) применяемого моторного масла;
- теплового состояния двигателя (после расчёта его системы охлаждения);

- предположительного качества поверхностей трущихся пар;
- возможность использования приводного (от КВ) нагнетателя при наддуве ДВС.

Подводя итог, можно сказать, что с расчётом $N_м$ мы, в общем-то, справились. Следующим этапом нашей деятельности будет расчёт ***эффективных параметров двигателя***.

Первый из эффективных *удельных* параметров, мы уже получили:

$$p_e = p_i - p_м, \frac{Дж}{м^3}.$$

Второй и, пожалуй, основной – это, конечно, ***эффективный КПД*** η_e. Напомню, что при анализе преобразований энергии в ЦПГ, качество которых оценивает индикаторный КПД, мы в качестве полезного эффекта записали L_i и получили выражение (4.15)

$$\eta_i = \eta_Г \cdot \eta_t \cdot \eta_{р.пр.}$$

По определению, эффективный КПД

$$\eta_e = \frac{L_e}{E_0}.$$

В его структуру входят все преобразования энергии, которые учитываются формулой (4.15), и ещё одно, заключительное: преобразование индикаторной работы L_i, полученной в цилиндре, в эффективную работу L_e на валу двигателя, которая совершается для преодоления внешней нагрузки. Мы уже разобрались, что $L_e < L_i$ на механические потери, следовательно, отношение этих работ можно назвать ***коэффициентом механических потерь***

$$\eta_м = \frac{L_e}{L_i} = \frac{p_e \cdot V_h}{p_i \cdot V_h} = \frac{p_i - p_м}{p_i} = 1 - \frac{p_м}{p_i}. \qquad (4.35)$$

И по структуре формулы, и по названию, часто встречающемуся в технической литературе, это *механический КПД*. Но как-то рука не поднимается называть коэффициентом *полезного* действия то, что связано с уменьшением этого самого полезного действия.

Таким образом, ***эффективный КПД ДВС***

$$\eta_e = \eta_Г \cdot \eta_t \cdot \eta_{р.пр.} \cdot \eta_м = \eta_i \cdot \eta_м. \qquad (4.36)$$

А теперь, внимание! Это же Его Величество – КПД! Ну, и какова же его величина?! Иными словами, сколько же на пользу? Докладываю, что даже *идеальный цикл* при степенях сжатия, применяемых в современных ДВС (ε = 9…11 в ДсИЗ и 15…25 в дизелях), обещает *термический КПД* η_t = 0.44…0,57. Вы чувствуете!? Всего лишь поло-

вину энергии E_0 на пользу. И это в идеале! А в реальной-то жизни, на самых приятных для двигателя режимах его эксплуатации η_e = 0,35…0,42. Больше, конечно, в дизелях. На других режимах и того меньше. Грубо говоря, ≈ 1/3. Что выражают эти числа?

А вот что! Вы подъезжаете на своём авто к заправщику и, залив 10 литров бензина, отдаёте, скажем, 270 рублей. Из этих денег 180 рублей Вы тут же словно выбросили, порвали и выбросили. Или, как будто, заправщик Вас обманул и залил лишь примерно 3,5 литра. От всего остального, что Вы залили в бак, пользы всё равно никакой не будет. Я всегда советую будущим специалистам по ДВС никогда не рассказывать об этом своим друзьям автомобилистам, не сведущим в наших с вами тонкостях. Если они узнают, про 180 выброшенных рублей (Вы же понимаете, что они не 10 литров покупают, и не раз в жизни), могут сгоряча "сказать" вам всё, что они думают о создателях таких двигателей. Нет. Всё же, какая нескучная эта "Теория ДВС"!

Кстати, если продолжить рассуждения о пользе, то заметьте – полезная нагрузка, например, легкового автомобиля (пусть его масса 2 тонны), даже если все места заняты, составляет ≈ 1/5. Что остаётся от КПД, равного ≈ 1/3?! А чаще всего автомобиль везёт **одного**! А если этот один едет просто так?! Общий КПД от такой поездки где-то на уровне технической погрешности! М-да! Всё же мы (человечество) гребём куда-то не туда!

Вернёмся к нашим *эффективным параметрам.* Имея на вооружении понятие эффективный КПД, можно по аналогии с индикаторными параметрами записать формулы для ***удельного эффективного расхода топлива***

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e}, \frac{г}{кВт \cdot ч} \tag{4.37}$$

и ***эффективной мощности ДВС:***

$$N_e = N_i - N_м = N_i \cdot \left(1 - \frac{N_м}{N_i}\right) = N_i \cdot \eta_м, \tag{4.38}$$

следовательно, используя формулу (4.8), можно записать

$$N_e = \frac{H_u}{\alpha \cdot l_0} \cdot V_h \cdot i \cdot \rho_к \cdot \eta_v \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot \eta_e . \tag{4.39}$$

Такое выражение для мощности ДВС впервые предложил академик Б.С. Стечкин – один из основных теоретиков в области рабочих процессов этих двигателей. Долгое время в специальной литературе эту запись так и называли – "формула Стечкина". В ней очень удачно

скомпонованы фактически все основные параметры, изменяя которые, можно изменить и мощность двигателя.

Эффективную мощность можно выразить и через такой параметр как ***эффективный крутящий момент на валу двигателя*** M_e (н·м) и угловую скорость ω вращения вала:

$$N_e = M_e \cdot \omega = M_e \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{M_e \cdot \pi \cdot n}{30}. \qquad (4.40)$$

В индикаторных параметрах никакого момента быть не могло, т.к. момент силы появляется только на валу. *Он предназначен для уравновешивания момента сопротивления M_c, возникающего при взаимодействии движителя с окружающей средой.*

В заключение раздела введём ещё один показатель работы ДВС, который рассчитывается в группе эффективных параметров – ***литровая мощность***

$$N_л = \frac{N_e\,(кВт)}{V_h\,(литр)}. \qquad (4.41)$$

Этот удельный параметр характеризует интенсивность процессов, протекающих в двигателе, степень его форсированности. Современный уровень в ДсИЗ $N_л \approx 50$ кВт/л. В дизелях – ниже. Это для двигателей долговременного использования. В одноразовых двигателях гоночных автомобилей и мотоциклов эта величина бывает примерно на порядок выше.

4.2.5. Определение основных размеров ДВС

Вот мы и добрались до основного результата процесса проектирования ДВС. Напоминаю, что в техническом задании (ТЗ) на проектирование двигателя заказчик (он же – проектировщик транспортного средства – ТС) всегда указывает требуемую величину N_e и режим работы (*n, об/мин*), на котором должна развиваться эта мощность. Это так называемый *номинальный режим.*

Относительно конструктивных особенностей нового двигателя также обычно существует договорённость с заказчиком. Ему всё же виднее: сколько сделать цилиндров и как их расположить, чтобы удобнее вписать в габариты его ТС. Он же продумывает конфигурацию трансмиссии, которая будет передавать крутящий момент от двигателя к движителю, решает вопрос с охлаждением (жидкостное или воздушное), выбирает тип ДВС: двух- или четырёхтактный и т.д. Все эти данные после некоторого периода согласований между заказчиком и исполнителем помещаются в ТЗ.

И вот мы (в данном случае исполнители) выполнили все расчёты, используя ММ Гриневецкого. Получили все удельные параметры. Переходим к определению абсолютных величин. Поскольку мощность ДВС N_e нам задана, воспользуемся формулами (4.31):

$$N_i = p_i \cdot V_h \cdot i \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \quad \text{и} \quad (4.38): \quad N_e = N_i \cdot \eta_м \ .$$

Отсюда можно определить ***рабочий объём двигателя*** $V_H = V_h \cdot i$. Поскольку его по традиции измеряют в *литрах*, у него есть и ещё одно наименование – *литраж ДВС*:

$$V_H = \frac{30 \cdot N_e \cdot \tau}{p_e \cdot n}. \qquad (4.42)$$

Если в этой формуле N_e подставить в *кВт*, n – в *об/мин*, а p_e – в *МПа*, то V_H получается в *литрах*.

Объём одного цилиндра, естественно, равен $V_h = \frac{V_H}{i}$.

Поскольку объём цилиндра $V_h = (\pi \cdot D^2/4) \cdot S$, то имеем две неизвестные величины D и S. Выручает обычно информация по двигателю-прототипу. Принимают ***ход поршня S*** как у прототипа, тогда ***диаметр цилиндра***

$$D = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{V_h}{\pi \cdot S}}, \textit{мм}. \qquad (4.43)$$

Обычно полученный диаметр округляют, как правило, в большую сторону, чтобы не снизить требуемую мощность. Затем уточняют значения V_H и V_h.

Таким образом, основные размеры ЦПГ двигателя получены: V_H; V_h; i; D; S.

Нужно не забывать, что, выбрав величину хода поршня S, мы автоматически получили ещё один основной размер: ***радиус кривошипа коленчатого вала*** $R = S/2$.

По уточнённому значению литража двигателя рассчитывают окончательное значение N_e (из формулы (4.43)), крутящего момента M_e (из формулы (4.40)) и расход топлива

$$G_T = g_e \cdot N_e. \qquad (4.44)$$

5. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВС

По аналогии с индикаторными параметрами далее должно следовать изложение зависимостей эффективных параметров от всевозможных влияющих на них факторов. Мы именно этим с вами и займёмся, но… С одной оговоркой: ***зависимость*** (точнее зависимости) ***эффективных показателей работы ДВС от всех влияющих на них факторов называются характеристиками двигателя.***

Характеристики показывают как реагирует двигатель на изменение внешних условий, на изменение положения органов регулирования и всего, что только может изменяться в процессе эксплуатации ДВС. Надеюсь, вы понимаете, что мы проектируем двигатель (определяем его геометрию) в расчёте на один – номинальный режим, а ДВС "живёт" в широком спектре режимов, условий и регулировок.

Таким образом, ***характеристики ДВС – это его паспорт***, в котором рассказано всё о его поведении и характере. Словом, зная характеристики двигателя, мы всегда можем предположить, как он будет работать в тех или иных условиях. Более того, – как он будет реагировать на действия человека, регулирующего его возможности. Ну, и уж совсем меркантильная сторона этих дел – характеристики позволяют точно вычислить расход топлива в известных условиях эксплуатации. Словом, ***характеристики ДВС представляют полную информацию о двигателе.*** Я всегда говорю студентам, что не важно, что там под капотом, а важно – какие у этого, что под капотом, характеристики.

Основной способ получения достоверной информации о работе двигателя, это, конечно, его испытания. Поэтому в структуре всех фирм, разработчиков новых ДВС, обязательно есть испытательные комплексы, где на различных стендах проводятся испытания за испытаниями и скрупулёзно собирается информация о каждом новом изделии. Эта информация впоследствии становится основой программного обеспечения МПСУ двигателя. Ясно, что испытания – удовольствие не дешёвое, поэтому каждая фирма охраняет полученные результаты как коммерческую тайну.

Итак, что может повлиять на режим работы и на все показатели работы ДВС?

Прежде всего, настройка его изменяемых факторов, которая "заложена" в его конструктивном исполнении. Это, как правило, *угол опережения зажигания* (в дизелях – это угол опережения впрыска топлива) и соотношение расходов топлива и воздуха, которое в техниче-

ском обиходе называют "*качеством ТВС*". Напоминаю, что это соотношение численно определяется коэффициентом избытка воздуха – α.

Зависимость основных показателей работы ДВС от регулирующих факторов: $\varphi_{оз}$ и α называют регулировочными характеристиками ДВС.

К основным показателям работы ДВС прежде всего относятся мощность двигателя N_e и удельный расход топлива g_e. Чтобы выяснить причины того или иного характера изменения этих основных параметров в поле какой-либо характеристики, мы будем для анализа привлекать и другие параметры, характеризующие работу ДВС: крутящий момент M_e, КПД η_i, $\eta_м$, η_e и т.д. И ещё одно замечание: поскольку характеристики – это *зависимости*, то они, как правило, представляются графически.

5.1 . Регулировочные характеристики ДВС

5.1.1. Регулировочная характеристика по составу ТВС

Характеристика по составу смеси (ХСС) – это зависимость основных показателей работы двигателя от коэффициента избытка воздуха α при постоянных частоте вращения вала и положении дроссельной заслонки, а также оптимальной величине угла опережения зажигания на каждом режиме работы.

Эта характеристика может быть использована при настройке органов регулирования топливной системы для обеспечения оптимальной работы двигателя на разных режимах.

Коэффициент α показывает, насколько состав реальной топливовоздушной смеси (ТВС) по количеству воздуха отличается от теоретически необходимого количества l_0 для полного сгорания 1 килограмма топлива

$$\alpha = \frac{G_в}{G_т \cdot l_0}.$$

Постоянные значения *n об/мин* и положения дросселя обеспечивают постоянный расход воздуха $G_в$ = const . Следовательно, изменить величину α возможно только за счёт изменения расхода топлива $G_т$. Поэтому характеристику по составу смеси при испытании карбюраторного ДсИЗ получают либо установкой топливных жиклёров разной пропускной способности, либо регулировкой проходного сечения главного топливного жиклёра (обычно с помощью профилированной иглы). При испытании двигателя с впрыском топлива регулируется

величина его цикловой подачи. И в том, и в другом случае будем считать, что регулируется система топливоподачи (СТП) двигателя.

Экспериментальные данные показывают, что характеристика по составу смеси, например ДсИЗ, т.е. N_e, $g_e = f(\alpha)$, имеет вид, изображённый на рис. 5.1. Здесь по оси ординат отложены удельный расход топлива в процентах от минимального его значения и эффективная мощность двигателя, выраженная в процентах от максимальной мощности, получающейся при данной частоте вращения вала и полностью открытой дроссельной заслонке. Кривые *I* и *I'* соответствуют работе двигателя при полностью открытой дроссельной заслонке; кривые *II* и *II'*, *III* и *III'* – работе при частично открытой дроссельной заслонке. Из графика видно, что коэффициент избытка воздуха, соответствующий максимальной мощности (точки 1, 2, 3), меньше коэффициента α, при котором обеспечивается наименьший удельный расход топлива (точки 5, 6, 7), т.е. при максимальной экономичности двигателя.

Максимальная мощность при всех положениях дроссельной заслонки получается при коэффициенте избытка воздуха α меньше единицы. С переходом на работу с прикрытой дроссельной заслонкой коэффициент α, соответствующий режиму максимальной мощности, уменьшается. При полном открытии дроссельной заслонки наименьший удельный расход топлива, т.е. наиболее экономичная работа двигателя, соответствует несколько обеднённой смеси ($\alpha \approx 1{,}1$). С прикрытием дроссельной заслонки коэффициент избытка воздуха, соответствующий наиболее экономичной работе, уменьшается и при значительном прикрытии становится меньше единицы. Таким образом, с прикрытием дроссельной заслонки как для получения максимальной мощности, так и для получения максимальной экономичности ТВС должна обогащаться. Если соединить на кривых *I, II* и *III* точки *1,2* и *3,* соответствующие максимальной мощности, и точки *8,9,10,* характеризующие работу двигателя на наиболее экономичных режимах, то получим две дополнительные линии: кривую *а,* соответствующую регулировке СТП на максимальную мощность, и кривую *б,* соответствующую регулировке СТП на максимальную экономичность. Область, заключённая между этими двумя кривыми, и является той областью значений коэффициента α, в которой целесообразна регулировка СТП. Вне этой области регулировка нецелесообразна, т.к. одновременно понижается мощность двигателя и ухудшается его экономичность.

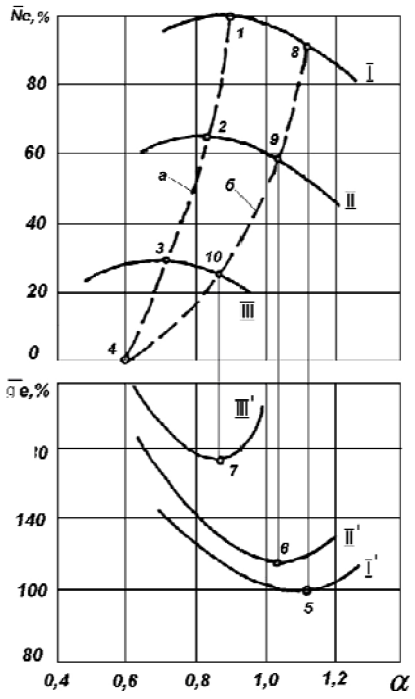


Рис. 5.1 Графики характеристик N_e, $g_e = f(\alpha)$

В зависимости от назначения и условий работы двигателя регулировкой СТП можно обеспечить получение смеси, состав которой приближается к составу, характеризуемому кривой *а* или кривой *б*. Точка *4* соответствует коэффициенту избытка воздуха на режиме холостого хода двигателя.

Физический смысл появления **двух характерных составов ТВС (на максимальную мощность и на максимальную экономичность)** связан с особенностями организации протекания процесса горения. Мы уже обсуждали этот вопрос, когда рассматривали влияние различных факторов на индикаторный КПД (см. раздел 4.1.1.1) и среднее индикаторное давление (см. раздел 4.1.1.2). Для непрерывности изложения повторим эти особенности.

При $\alpha = 1$ соотношение расходов воздуха и топлива через систему подготовки ТВС строго равно теоретически необходимому

$$\frac{G_в}{G_т} = l_0 . \qquad (5.1)$$

Но величина l_0 рассчитывается по стехиометрическим уравнениям химических реакций

$$C + O_2 = CO_2 \quad \text{и} \quad 2H_2 + O_2 = 2H_2O,$$

в которых совершенно не учитываются реальные условия подготовки ТВС и её горения. В этих уравнениях по умолчанию предполагается, что весь объём ТВС уже идеально подготовлен и топливо представляет собой смесь углерода и водорода. На самом деле топливо – это смесь молекул различных углеводородов, причём в реальных условиях в различных участках объёма ТВС соотношение кислорода, углерода и водорода может заметно отличаться от какого-то среднего значения. Кроме того, некоторая часть топлива может ещё находиться в жидком, а не в парообразном состоянии. Всё это приводит к тому, что в реальных условиях подготовки и горения ТВС соотношение $\alpha = 1$ оказывается недостаточным для максимально возможного преобразования ТВС в продукты сгорания, и эта задача может быть решена лишь при некотором избытке воздуха в сравнении с теоретически необходимым. Как показывает опыт, при $\alpha \approx 1{,}1$.

Академик Б.С. Стечкин показал, что для конкретного двигателя, имеющего определённую степень сжатия, форму камеры сгорания и размеры цилиндра, индикаторный КПД зависит только от состава ТВС:

$$\eta_i = \text{const} \cdot \eta_\alpha, \tag{5.2}$$

где η_α – коэффициент состава смеси, характеризующий степень использования энергии, введённой в двигатель с топливом.

$$\eta_\alpha = \frac{\eta_i}{\eta_{i(\alpha=1)}} . \tag{5.3}$$

Этот коэффициент показывает относительное изменение η_i при переходе от теоретического состава ТВС ($\alpha = 1$) к какому-либо другому (см. рис. 4.2) . Для всех углеводородных топлив изменение η_α по α примерно одинаково (см. рис. 4.2, 5.2). Видно, что коэффициент η_α и зависящий от него индикаторный КПД достигают максимума при $\alpha \approx 1{,}1$. Этот состав ТВС и получил наименование " ***состав ТВС на максимальную экономичность ДВС",*** поскольку при этом g_i получается минимальным (рис. 5.2.)

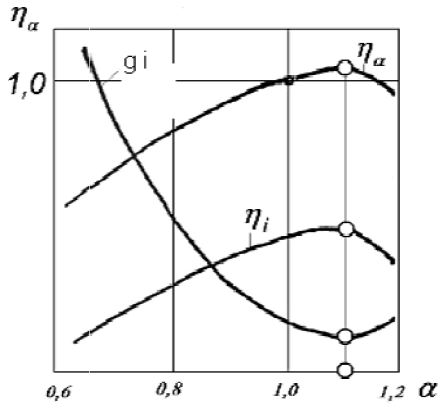


Рис. 5.2 Причины появления состава ТВС,
обеспечивающего максимальную экономичность ДВС

Появление состава смеси на максимальную мощность формально можно пояснить тем, что с уменьшением коэффициента избытка воздуха (при $G_в$ = const) расход топлива

$$G_m = \frac{G_в}{\alpha L_0} = \frac{\text{const}}{\alpha} \tag{5.4}$$

увеличивается обратно пропорционально α (рис. 5.3), индикаторный КПД снижается в соответствии с формулой (5.2). В результате индикаторная мощность двигателя

$$N_i = \frac{H_u}{\alpha L_0} V_H \eta_v \rho_к \frac{n}{30\tau} \eta_i$$

зависит от количества подведённого топлива (α) и качества его использования (η_α), т.е.

$$N_i = \text{const} \frac{\eta_\alpha}{\alpha}, \tag{5.5}$$

поскольку по условиям получения характеристики

$$\frac{H_u}{\alpha L_0} V_H \eta_v \rho_к \frac{n}{30\tau} = \text{const}.$$

Вид этой зависимости приведён на рис. 5.3.

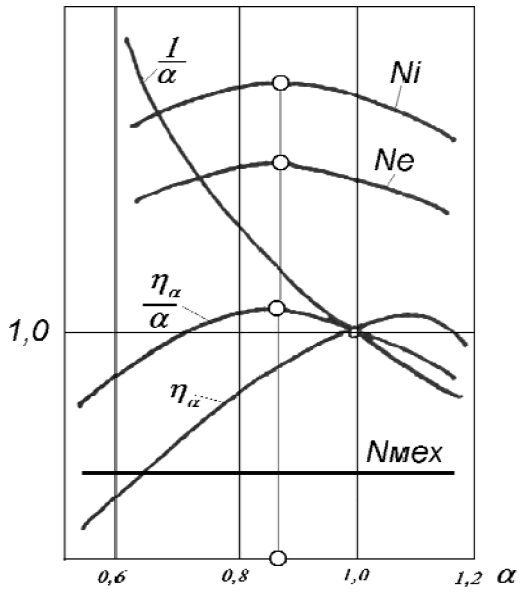


Рис. 5.3 К пояснению понятия «состав ТВС,
обеспечивающий максимальную мощность ДВС»

Эффективная мощность меньше индикаторной на постоянную (при n = const) величину $N_{мех}$:

$$N_e = N_i - N_{мех}.$$

К сказанному следует добавить, что в появлении и этой отличительной точки характеристики по составу смеси нашли своё отражение особенности протекания процесса горения, которые мы уже рассматривали в разделе 4.1.1.2 (см. рис. 4.7, 4.8, 4.9). Напомню только суть: и скорость тепловыделения (скорость распространения пламени), и работоспособность RT рабочего тела оказываются максимальными в области несколько обогащённых ТВС. Это и объясняет характер зависимостей N_i, N_e от α (см. рис. 5.3) .

Зависимость $g_e = f(\alpha)$ несколько отличается от рис. 5.2, поскольку на величину g_e кроме индикаторного КПД влияет и коэффициент $\eta_{мех}$:

$$g_e = \frac{\text{const}}{\eta_i \cdot \eta_{мех}}. \qquad (5.6)$$

потерь

Очевидно, что при $N_{мех} = \text{const}$ ($n = \text{const}$) коэффициент

$$\eta_{мех} = 1 - \frac{N_{мех}}{N_i}, \qquad (5.7)$$

изменяется по α так же, как и N_i (рис. 5.4). В результате минимум g_e смещается относительно минимума g_i ближе к $\alpha = 1$. Как показывает практика, ***состав ТВС на максимальную экономичность*** соответствует $\alpha \approx 1{,}05 \ldots 1{,}08$ (при полностью открытой дроссельной заслонке).

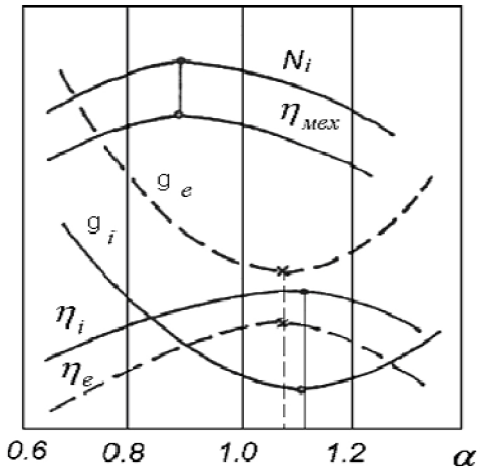


Рис. 5.4 Характеристики двигателя с учётом механических потерь

Если дроссельная заслонка прикрывается, то частота вращения вала двигателя снижается.

Это влечёт за собой снижение скорости движения воздуха во впускном тракте, следовательно, ухудшается и качество подготовки ТВС. По этой причине доля топлива, сгорающего с максимальной полнотой, снижается и для достижения требуемой мощности двигателя приходится увеличивать общий расход топлива G_m, т.е. и g_e (см. рис. 5.1, кривые I', II', III'). К той части топлива, которая сгорает с максимальной полнотой тепловыделения, полностью применимо всё изложенное выше относительно причин появления минимума g_i и g_e при $\alpha > 1$. Но при работе двигателя на частичных режимах с понижением n общий расход топлива растёт столь значительно, что величина α, при

которой достигается g_e = min, рассчитанная по суммарному расходу топлива, оказывается меньше единицы (рис. 5.1, линия III').

Таким образом, существуют совершенно объективные причины, из-за действия которых при горении любой ТВС максимальная полнота её сгорания и максимальная работоспособность получающейся смеси газов, т.е. и мощность двигателя, реализуются при разном соотношении топлива и воздуха. При проектировании двигателя и регулировании его топливной аппаратуры следует знать и учитывать эти особенности **характеристики по составу ТВС.**

5.1.2. Регулировочная характеристика по углу опережения зажигания

Эта характеристика представляет собой зависимость основных показателей работы двигателя (N_e и g_e) от величины опережения начала процесса горения относительно момента прихода поршня в верхнюю мёртвую точку (ВМТ).

Технически началом процесса горения считается момент подачи напряжения на электрическую свечу зажигания в ДсИЗ или момент впрыска топлива через форсунку в цилиндр двигателя с воспламенением от сжатия (в дизелях). На индикаторной диаграмме этот момент отмечается точкой c' на политропе сжатия. Поскольку все характерные точки на индикаторной диаграмме могут быть точно соотнесены с соответствующими углами поворота коленчатого вала $\varphi_{кв}$, момент зажигания горючей смеси в камере сгорания фиксируют по углу $\varphi_{оз}$, на который зажигание опережает приход поршня в ВМТ (угол опережения зажигания – $\varphi_{оз}$).

Характеристику получают для каждого установившегося режима работы двигателя (при n = const) с целью определения оптимального угла $(\varphi_{оз})_{opt}$, при котором основные показатели N_e и g_e имеют, соответственно, максимум и минимум (рис. 5.5).

Анализ экспериментально полученных индикаторных диаграмм при различных углах $\varphi_{оз}$ показал (см. рис. 3.38), что изменение начала процесса горения практически никак не сказывается на скорости его протекания. Это проявляется в том, что на развернутых по углу поворота коленвала $\varphi_{кв}$ индикаторных диаграммах градиент нарастания давления $dp/d\varphi$ практически не меняется при $\varphi_{оз}$ = var. Отсюда следует вывод, что ***регулирование угла опережения зажигания только сдвигает процесс горения относительно ВМТ,*** не изменяя характер его протекания.

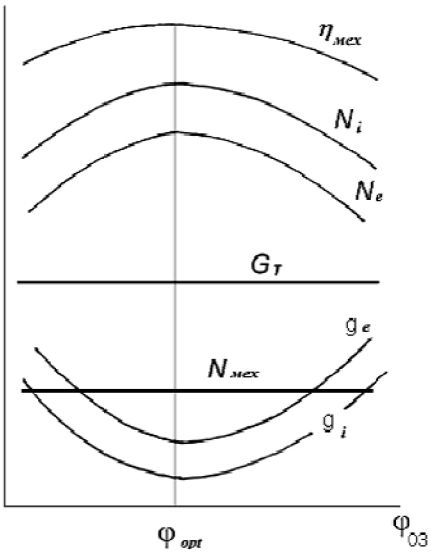


Рис. 5.5 Влияние угла опережения зажигания
на характеристики двигателя

Теоретически в ДВС, работающих по любому термодинамическому циклу, момент начала процесса горения (т.е. момент начала подвода тепла q_1 к рабочему телу) должен совпадать с моментом прихода поршня в ВМТ. Однако скорости распространения турбулентного пламени в камерах сгорания существующих ДВС сравнительно невелики (15…40 м/с). Следовательно, процесс сгорания топливовоздушной смеси протекает не мгновенно, а занимает некоторый промежуток времени ($25…50^0$ по углу поворота $\varphi_{кв}$). В этих условиях воспламенение ТВС в ВМТ приведёт к тому, что процесс горения (с учётом периода индукции) будет происходить в процессе расширения и закончится, когда поршень пройдёт примерно половину своего рабочего хода. По этой причине индикаторная диаграмма (рис. 5.6,*а*) будет весьма существенно отличаться от теоретического цикла, т.е. резко уменьшится полученная индикаторная работа L_i.

Как известно, индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_1}.$$

По условиям получения данной характеристики величина q_1 остаётся практически постоянной на данном режиме работы двигателя (G_m = const, см. рис. 5.5.). Следовательно, при ***позднем зажигании***

($\varphi_{оз} < (\varphi_{оз})_{opt}$) η_i снижается и вместе с ним пропорционально уменьшается индикаторная мощность

$$N_i \sim \eta_i$$

и обратно пропорционально увеличивается индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i}.$$

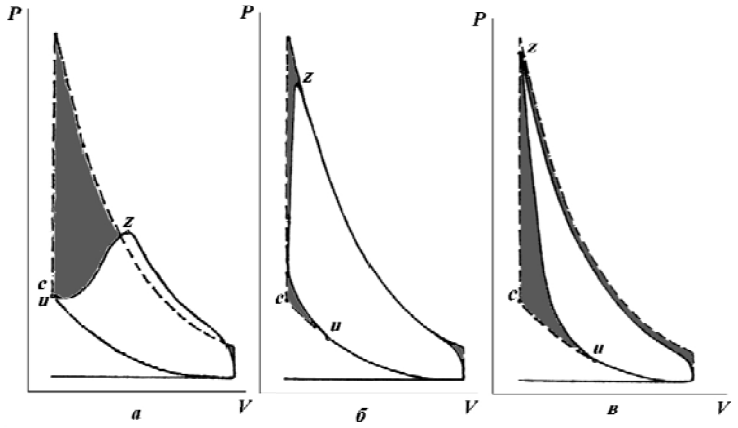


Рис. 5.6 Индикаторные диаграммы с разными углами опережения зажигания

Поскольку эффективная мощность

$$N_e = N_i - N_{мех},$$

то при $N_{мех}$ = const на постоянном режиме работы (n = const), N_e изменяется эквидистантно N_i, а g_e – эквидистантно g_i (см. рис. 5.5).

Если при настройке системы зажигания выставить угол $\varphi_{оз} > (\varphi_{оз})_{opt}$ (так называемое ***раннее зажигание***), то процесс горения начнётся и будет интенсивно развиваться в процессе сжатия рабочего тела. Вновь образующиеся горячие продукты сгорания, пытаясь расшириться, вызовут резкое увеличение давления в свободном объёме цилиндра, что повлечёт за собой существенное увеличение работы сжатия $L_{сж}$ (см. рис. 5.6,*в* и 5.7).

При росте температуры и давления газов интенсифицируется теплоотдача в стенку цилиндра. В результате увеличиваются потери энергии рабочего тела в систему охлаждения, т.е. снижается доля энергии, которую можно преобразовать в полезную работу. При росте температуры в этом же направлении действует и интенсификация экзотермических химических реакций диссоциации.

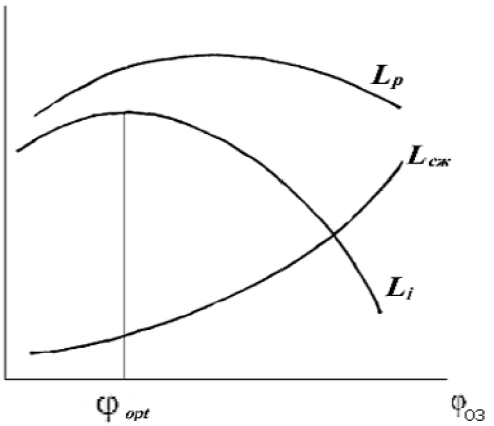


Рис. 5.7 Изменение работы L_i и ее составляющих от угла опережения зажигания

По этим же причинам работа расширения L_P получается заметно меньше теоретически возможной (см. рис. 5.6,*в* и 5.7). Следовательно, при отклонении угла опережения зажигания в сторону $\varphi_{оз} > (\varphi_{оз})_{opt}$ индикаторная работа $L_i = L_p - L_{сж}$ также уменьшается. Изменение параметров η_i, N_i, g_i, N_e, g_e аналогично тому, как это обсуждалось для варианта $\varphi_{оз} < (\varphi_{оз})_{opt}$.

Очевидно, что существует оптимальное значение угла опережения зажигания, при реализации которого процесс горения происходит тогда, когда поршень с очень малой скоростью перемещается около ВМТ. В этом случае процесс $c - z$ на индикаторной диаграмме выглядит почти как симметричная кривая относительно ВМТ (см. рис. 5.6,*б*). Опыт показывает, что наилучший результат в работе двигателя получается, когда максимум тепловыделения (точка $z_д$) располагается после ВМТ через $8\ldots15^0$ по $\varphi_{кв}$.

Для симметрии начинать процесс горения следует до ВМТ с углом опережения зажигания примерно такой же величины. Из-за наличия периода индукции в развитии химических реакций угол $\varphi_{оз}$ приходится несколько увеличивать. Оптимальными считаются углы $(\varphi_{оз})_{opt} = 30\ldots40^0$ для быстроходных ДсИЗ и $(\varphi_{оз})_{opt} = 15\ldots20^0$ – для дизелей.

Поскольку скорость, с которой протекает процесс горения, зависит от большого числа факторов, имеющих индивидуальное значение для каждого конкретного двигателя и каждого конкретного режима его работы, то характеристику по $\varphi_{оз}$ получают для каждого двигателя и на нескольких режимах (рис. 5.8.).

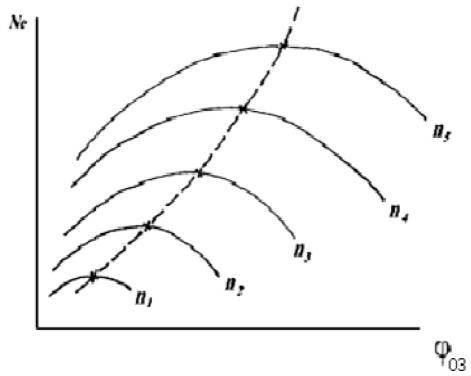


Рис. 5.8 Характеристика по $\varphi_{оз}$ на нескольких режимах работы

Пунктир на этом рисунке – линия оптимальных углов $\varphi_{оз}$. В дальнейшем *полученные значения* $(\varphi_{оз})_{opt}$ *используются для регулировки системы зажигания или для проектирования автоматической системы, управляющей величиной* $\varphi_{оз}$.

5.2. Эксплуатационные характеристики ДВС

Регулировочные характеристики называются так условно. Подразумевается, что, ориентируясь на них, можно двигатель "отрегулировать" *с помощью его конструктивных элементов и устройств* так, чтобы он выдавал наилучшее сочетание основных показателей своей работы во всех "жизненных" ситуациях.

Поведение двигателя при взаимодействии с *изменяющимися внешними условиями* иллюстрируется набором зависимостей, которые принято называть ***эксплуатационными характеристиками ДВС***. Эксплуатация ДВС – это и есть его "жизнь".

Основным "*внешним условием*" для ДВС является **нагрузка**. Нагрузка определяется типом движителя для транспортных средств, свойствами среды, с которой взаимодействует движитель, постоянством нагрузки или переменностью её по времени и многими другими факторами. Чтобы знать, как себя поведёт двигатель в различных сочетаниях изменяющейся нагрузки, при его испытаниях получают *скоростные, нагрузочные, дроссельные характеристики,* которые могут быть объединены в *многопараметрические характеристики.*

Суть в том, что для внятного графического изображения какой-либо зависимости мы привыкли изображать однофакторную функцию $y = f(x)$, редко функцию двух аргументов $y = f(x, t)$. В "жизни" двигателя так практически никогда не бывает. Запомните, что ***в действи-***

тельности ДВС изменяет свои параметры одновременно по всем характеристикам, которые мы с вами изучаем. Но нашему "одномерному" разуму даже функция двух аргументов, как говорится, уже "в напряг", а графически её изобразить уж и совсем сложно. Вот мы и разделили *действительность* на её составляющие.

Такими же составляющими являются зависимости работы ДВС от *климата* (*зима – лето*) или от *высоты полёта* – для авиационных двигателей. ***Это типичные внешние условия***, которые двигатель чувствует по параметрам втекающего в него воздуха – p_H и T_H. Я уж не упоминаю, что для ДВС морских судов, особенно скоростных, важной ещё оказывается зависимость работы двигателя от влажности воздуха. Ну уж этим, извините, за недостатком времени заниматься не будем.

5.2.1. Внешняя скоростная характеристика

Скоростными характеристиками поршневого ДВС называют зависимости основных показателей его работы (*Ne, ge, M_e* и т.д.) от скорости вращения вала (*n*, об/мин) при постоянном положении органа регулирования режима работы и *переменной нагрузке*. Подчёркиваю – все регулирующие органы ДВС в постоянном положении, меняется ***нагрузка.*** Например, автомобиль – в гору, под гору. Или, если Вы притормозили, потому что проголосовал Ваш друг, а с ним (вдруг из кустов) оказалась ещё пара, другая друзей, нагрузка на двигатель точно поменялась. Вот об этом и рассказывает нам скоростная характеристика. Вы держите "педаль газа" в постоянном положении, но автомобиль и, конечно, двигатель, чувствуют изменение нагрузки.

Регулирование режима работы ДсИЗ вне зависимости от типа топливоподачи и подготовки ТВС (карбюратор или инжектор) производят дроссельной заслонкой (ДЗ), расположенной во впускной системе. В двигателях с воспламенением от сжатия – зубчатой рейкой, задающей положение плунжеров топливного насоса. Я понимаю, что с дизелями мало кто из вас имел дело (может быть даже – никто). Для конкретности изложения далее упоминается в основном дроссельная заслонка (о дизелях речь пойдёт в разделе "Регулирования ДВС"). *Скоростные характеристики получают при настройках топливной системы (α) и системы зажигания ($\varphi_{оз}$), обеспечивающих максимальную мощность двигателя при данном положении дроссельной заслонки. Характеристики, полученные при открытии дроссельной заслонки менее 100%, называют* ***частичными.*** *Скоростная характеристика, полученная* ***при полном открытии дроссельной заслонки****, носит на-*

звание ***внешней***, поскольку её графическое изображение в координатах *Ne = f(n)* очерчивает ***внешнюю границу области возможных режимов работы двигателя***. Следовательно, ***внешняя скоростная характеристика ДВС показывает предельные возможности двигателя в диапазоне его эксплуатации по скоростям вращения вала*** $n_{min} - n_{max}$. Для краткости будем её именовать – ВСХ.

Типичное изменение параметров по ВСХ показано на рис. 5.9,*а* для ДсИЗ и 5.9,*б* для дизеля. Количественно параметры, конечно, отличаются для этих двух типов и размеров ДВС, однако закономерности их изменения по режимам очень похожи друг на друга.

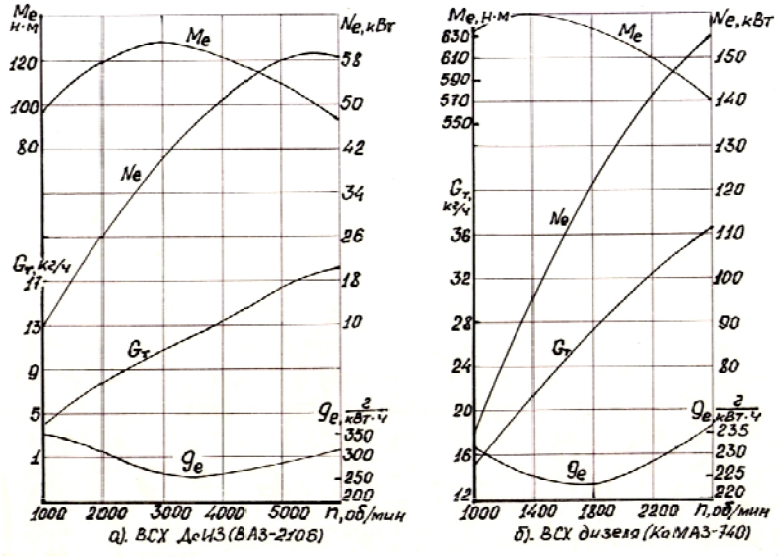


Рис. 5.9 Внешняя скоростная характеристика двигателя

Для *пояснения этих зависимостей* удобно использовать известные взаимосвязи параметров работы поршневых двигателей. Так, индикаторную мощность двигателя можно выразить через влияющие на неё факторы формулой (4.8)

$$N_i = \frac{H_u}{\alpha \cdot l_0} \cdot V_h \cdot i \cdot \rho_к \cdot \eta_v \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot \eta_i .$$

Если объединить в одну константу все величины, которые по условиям получения ВСХ остаются неизменными,

$$K = \frac{H_u}{\alpha \cdot l_0} \cdot V_h \cdot i \cdot \rho_к \cdot \frac{1}{30 \cdot \tau} \cdot \eta_i ,$$

то получится, что индикаторная мощность изменяется под влиянием только двух параметров:

$$N_i = K \cdot \eta_V \cdot n \ . \qquad (5.8)$$

Действительно, при получении *внешней скоростной характеристики* по определению топливо (H_u/L_0), внешние условия ($\rho_к$), настройка двигателя на максимальную мощность (α=0,85…0,95) и зависящий от α индикаторный КПД η_i являются постоянными величинами, не говоря уже о размере ДВС (V_H) и его тактности (τ). Следовательно, функцию (5.8) нужно изучать по скорости совершения всех процессов (n) и в зависимости от качества выполнения процесса наполнения (η_V). Графическое изображение зависимости $N_i(n)$ – прямая линия (рис. 5.10).

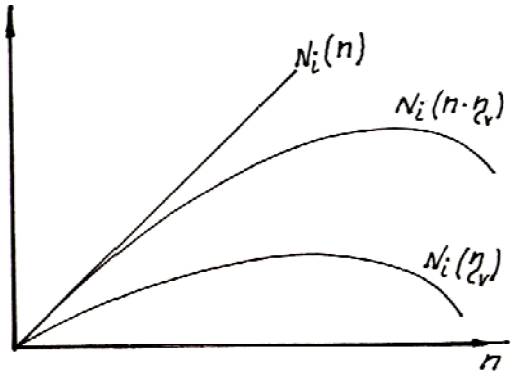


Рис. 5.10 К поянению зависимости $N_i(n \cdot \eta_V)$

Изменение коэффициента наполнения при изменении режима работы ДВС обсуждалось в разделе 3.2.1.2 (см рис. 3.21). Кратко смысл этого влияния заключается в следующем: с увеличением n растёт средняя скорость поршня $W_{n.ср.} = \dfrac{S \cdot n}{30}$ и вместе с ней скорость движения воздуха или ТВС во впускной системе. Это приводит к количественному возрастанию двух эффектов, противоположно влияющих на η_V:

- увеличивается гидравлическое сопротивление впускной системы ΔP_a (по этой причине η_V снижается);
- увеличивается дозарядка цилиндров двигателя топливовоздушной смесью ($\varphi_{доз}$) за счёт инерционности потока во впускной системе и запаздывания закрытия впускных клапанов (это приводит к росту η_V).

В результате при некотором значении n_{opt} коэффициент наполнения достигает своего максимального значения. Это означает, что на данном режиме в цилиндры двигателя поступает максимальное количество энергоносителя, что, при прочих равных условиях, обеспечит максимальное выделение тепла, совершение максимальной работы

$$L_i = P_i V_H$$

и получение максимальной индикаторной мощности $N_i(\eta_V)$ – (см. рис. 5.10).

Совместное влияние этих двух факторов показано на рис. 5.10 линией $N_i(n \cdot \eta_V)$. Переходя от индикаторной мощности к *эффективной*, нужно вспомнить два соотношения:

$$N_e = N_i - N_м \quad \text{и} \quad N_м = A \cdot n^2 \ .$$

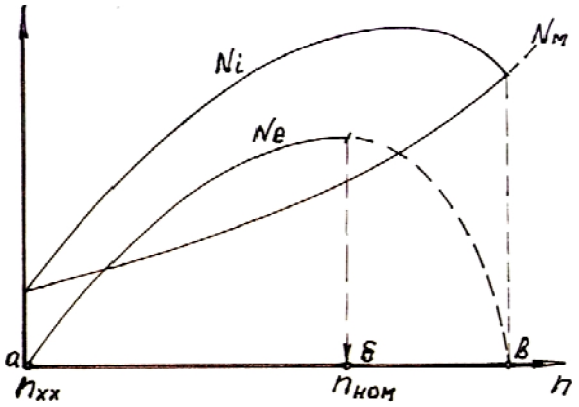


Рис. 5.11 К пояснению характера зависимости $N_e(n)$

Оба эти фактора изображены графически на рис. 5.11. На этом рисунке есть три характерные точки по оси абсцисс:

- точка *а* – вариант, когда $N_i = N_м$, т.е. вся мощность, которая получена в цилиндрах, расходуется на самообслуживание двигателя. Этот режим – *холостой ход*, т.к. $N_e = 0$ и $\eta_м = N_e / N_i = 0$.
- точка *в* – аналог точки *а*, но с оговоркой, что это чисто теоретический режим работы, когда происходит вырождение ДВС (ибо он "молотит" со страшной силой, но толку нет, $N_e = 0$ и $\eta_м = 0$).
- точка *б* – максимум N_e. Мы уже договаривались, что этот режим работы двигателя будем назвать – *номинальным.*

Поскольку работа, которая передаётся движителю от двигателя, совершается в виде крутящего момента M_e, посмотрим как он изменяется по ВСХ. Из уже известных нам соотношений (4.39) ясно, что

$$N_e = \frac{H_u}{\alpha \cdot l_0} \cdot V_h \cdot i \cdot \rho_к \cdot \eta_v \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot \eta_e ,$$

но с другой стороны (формула (4.40))

$$N_e = \frac{M_e \cdot \pi \cdot n}{30} .$$

Приравнивая их, получаем, что

$$M_e = C_1 \cdot \eta_V \cdot \eta_м . \qquad (5.9)$$

С учётом всего сказанного выше зависимость $M_e(n)$ выглядит, как это показано на рис. 5.12. Отсюда следует, что при работе ДВС по ВСХ существует ***режим, на котором двигатель развивает максимальный крутящий момент на валу***. В житейской практике, доложу я вам, это немаловажно: из грязи, или из кювета Вы вряд ли вылезете на номинальном режиме.

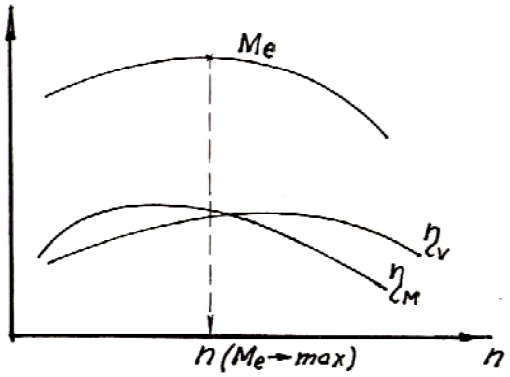


Рис. 5.12 Зависимость крутящего момента Ме от оборотов двигателя

Относительно топливной экономичности, т.е. удельного расхода топлива g_e, нужно сказать следующее. По формуле (4.37)

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e}, \frac{г}{кВт \cdot ч}$$

или

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i \cdot \eta_м} .$$

Если состав ТВС действительно не меняется по режимам работы двигателя, то для ДсИЗ зависимость $g_e(n)$ обратно пропорциональна изменению $\eta_м$ по оборотам КВ. Это изображено на рис. 5.13 сплошной линией.

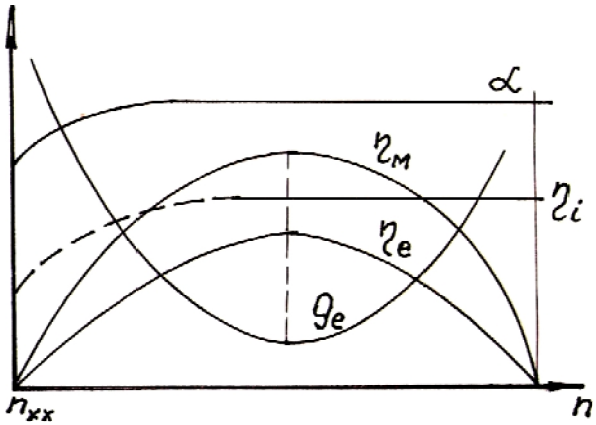


Рис. 5.13. Зависимость параметров экономичности ДЗиС от его режима работы

Но при реальном использовании ДВС приходится учитывать, что при понижении режима его работы из-за снижения интенсивности всех процессов (в том числе и качества подготовки ТВС) "страдает" устойчивость (единообразность) срабатывания двигателя от цикла к циклу. Чтобы поддержать устойчивую работу ДВС, приходится добавлять топлива. Другого ничего пока не придумали. Следовательно, на пониженных режимах ТВС обогащают. В "старинных" карбюраторных ДВС дело доходит на холостом ходу до $\alpha_{xx} = 0{,}75\ldots0{,}8$, в современных "инжекторных" (на самом-то деле тут не про инжектор нужно говорить, а про МПСУ) $\alpha_{xx} = 0{,}9\ldots0{,}92$. Поскольку индикаторный КПД строго "следит" за поведением α (пунктир на рис. 5.13), то на пониженных режимах его величина снижается, что только усугубляет характер изменения g_e.

В современных двигателях настройка карбюратора или системы впрыска топлива выполняется с учётом экологических требований, что выражается в отступлении на некоторых режимах от α, обеспечивающего *Ne* max. В результате зависимость $g_e = f(n)$ может отличаться от изображённой на рис. 5.13, поскольку на неё будет оказывать влияние функция $\eta_i = f(\alpha)$.

В дизелях регулирование режима работы двигателя происходит не перекрытием ДЗ впускного тракта (в дизелях ДЗ – нет), а изменением цикловой подачи топлива. Причём дизеля всегда работают на обеднённых ТВС (при $\alpha > 1$). С увеличением нагрузки на двигатель (при снижении частоты вращения его вала), ТВС обогащается для выравнивания баланса энергий: выделяемой при горении и поглощаемой увеличенной нагрузкой. В результате общая картина изменения η_i, $\eta_м$ и η_e по режимам получается несколько иной в сравнении с ДсИЗ (рис. 5.14). Однако общий результат, т.е. зависимость $g_e(n)$, принципиально не меняется.

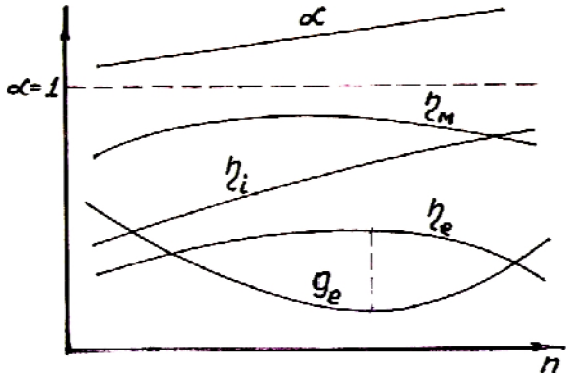


Рис. 5.14. Зависимость параметров экономичности дизеля от его режима работы

Нужно вам сообщить, что этот самый режим, где g_e получается минимальным, очень близок по оборотам КВ к режиму с максимальным крутящим моментом. Следовательно те, кто ратует за экономичность, должны иметь в виду, что этот "экономичный" режим, конечно, не *номинал,* а где-то 0,5…0,6 от него!

Частичные характеристики в ДсИЗ получаются при изменении положения ДЗ, а в дизелях при снижении максимума цикловой подачи топлива – соответствующим поворотом плунжеров ТНВД. В результате в ДсИЗ на протекание зависимости $N_e(n)$ наибольшее влияние оказывает изменение гидравлического сопротивления впускной системы (см. рис. 5.15 и 5.16,*а*), а в дизелях уменьшение цикловой подачи топлива прямо отражается на величине и изменении эффективной мощности по режимам (см. рис. 5.16,*б*). Коэффициент наполнения при этом практически не меняется.

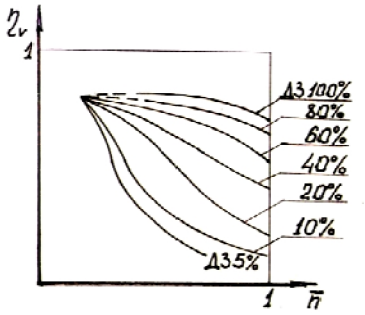


Рис. 5.15 Изменение коэффициента наполнения
при регулировании двигателя с ДЗ

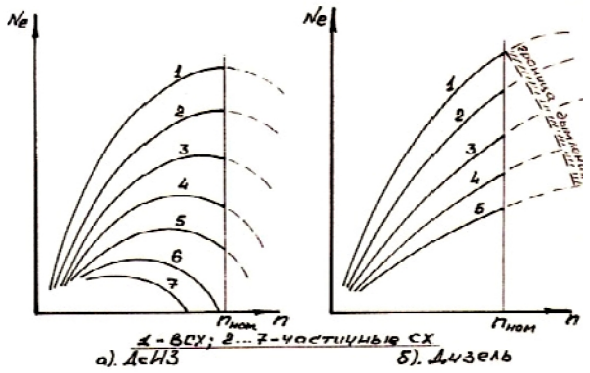


Рис. 5.16 Зависимость мощности двигателя
от оборотов КВ при изменении нагрузки

5.2.2. Нагрузочная характеристика

Двигатели, являющиеся приводом электрогенераторов, насосов, компрессоров и т.п. должны при изменении нагрузки (расхода электроэнергии, жидкости или газа) поддерживать практически постоянную частоту вращения вала. Для оценки качества работы таких двигателей анализируют их ***характеристики, полученные при различных сочетаниях нагрузки и расходов топлива, но при n* = const.** ***Такие характеристики называют нагрузочными.***

Эти характеристики могут быть использованы и для оценки возможности обеспечения постоянной скорости движения транспортного средства, при переменном профиле траектории его движения (профиль дороги для автомобиля, профиль полёта для ЛА, волнение на поверхности акватории для водных судов и т.п.). На графике нагрузочной ха-

рактеристики (рис. 5.17) по оси абсцисс откладывается один из параметров нагрузки: N_e, $M_{кр}$ или P_e (чаще всего в процентах). Поскольку

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_H \cdot n}{30 \cdot \tau} = M_e \cdot \frac{\pi \cdot n}{30}, \qquad (5.10)$$

то, очевидно, что все три параметра линейно зависят друг от друга (рис. 5.18).

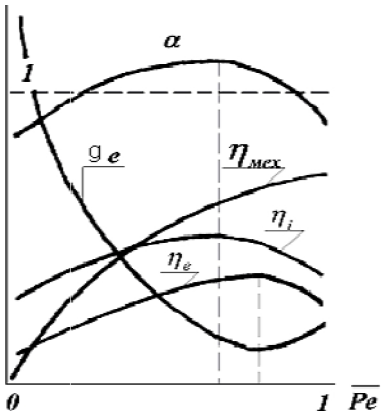


Рис. 5.17 Нагрузочная характеристика ДВС

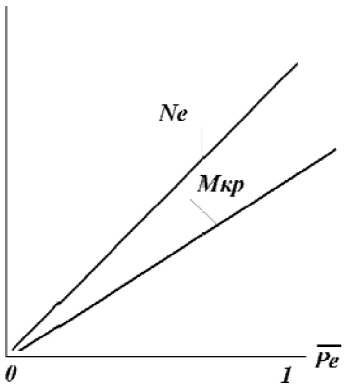


Рис. 5.18 Связь параметров, характеризующая нагрузку на двигатель при n = const

Поэтому в поле этой характеристики располагают лишь зависимости показателей топливной экономичности двигателя (g_i , g_e) и некоторых других, с помощью которых можно пояснить изменение g_i и g_e. Из выражения

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i \cdot \eta_{мех}}$$

видно, что минимальный удельный расход топлива получается при нагрузке, соответствующей максимальному значению $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_{мех}$. Как следует из характеристики ДВС по составу ТВС (см. раздел 5.1.1 и рис. 5.2) изменение η_i строго связано с изменением коэффициента избытка воздуха α.

В большинстве ДсИЗ топливная аппаратура настраивается так, чтобы на основных режимах работы двигателя получить максимальную полноту сгорания ТВС, т.е. $\alpha > 1$. При переходе на режим максимальной нагрузки состав смеси изменяется до $\alpha \approx 0{,}85 \ldots 0{,}95$, обеспечивающий получение максимальной величины N_e. При снижении режима вплоть до холостого хода ($N_e = 0$), т.е. до минимально устойчивого режима работы, из-за невозможности обеспечить высокое качество подготовки ТВС смесь приходится существенно обогащать (до $\alpha \approx 0{,}7 \ldots 0{,}8$) для того, чтобы получить устойчивое её воспламенение. При таком характере изменения α по нагрузке максимум η_i получается при α_{max} (см. рис. 5.17).

Коэффициент механических потерь

$$\eta_{мех} = 1 - \frac{N_{мех}}{N_i}$$

с ростом нагрузки увеличивается, поскольку при n = const мощность $N_м$ остаётся постоянной величиной, а N_i растёт. В результате эффективный КПД $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_м$ имеет максимум при нагрузке более значительной, чем та, которая соответствует максимуму η_i. На режиме холостого хода $N_e = 0$ и $\eta_м = 0$, следовательно, $g_e \to \infty$.

Таким образом, характер изменения g_e при изменении нагрузки на двигатель при n = const имеет явно выраженный минимум и существенный рост на пониженных режимах (см. рис. 5.17).

В дизелях, как уже упоминалось, нет дроссельной заслонки, с помощью которой можно существенно изменить коэффициент наполнения. На постоянном режиме (n = const) и при неизменной величине η_V расход воздуха в дизеле не меняется. Компенсация изменяющейся нагрузки на двигатель происходит за счёт изменения цикловой подачи топлива, в результате меняется состав ТВС. Для повышения полноты сгорания топлива дизеля всегда работают на ТВС с $\alpha > 1$. Следовательно, при увеличении нагрузки и увеличении цикловой подачи топлива ТВС обогащается, что несколько снижает полноту сгорания $\eta_Г$ (рис. 5.19).

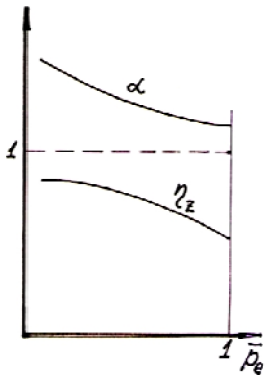


Рис. 5.19 Изменение состава ТВС в дизеле
при увеличении нагрузки

Поскольку индикаторный КПД "подчиняется" закономерности изменения α и $\eta_Г$, а коэффициент механических потерь $\eta_м$ ведёт себя так же как и в ДсИЗ, то изменение эффективного КПД η_e в дизелях (рис. 5.20) принципиально не отличается от той же зависимости для ДсИЗ (рис. 5.17).

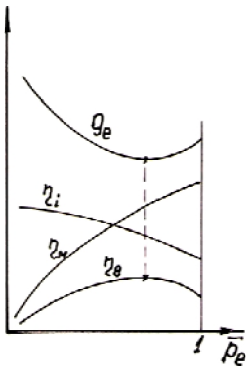


Рис. 5.20 Изменения эффективного КПД
при нагрузочной характеристике в дизелях

Чтобы выбрать наиболее оптимальные режимы эксплуатации двигателя, при его испытании получают серию нагрузочных характеристик при n_1 = const, n_2 = const, n_3 = const и т.д. Пример такой серии показан на рис. 5.21. Кружками на каждой кривой $g_e = f(N_e)$ отмечены режимы работы двигателя по внешней скоростной характеристике, а штриховая линия, проведённая через минимумы g_e, показывает предельные возможности данного двигателя по топливной экономичности

на каждой частоте вращения вала. Абсолютный минимум – точка $(N_e)_{эк}$ – является наиболее выгодным (с точки зрения экономии топлива) режимом эксплуатации испытанного образца двигателя.

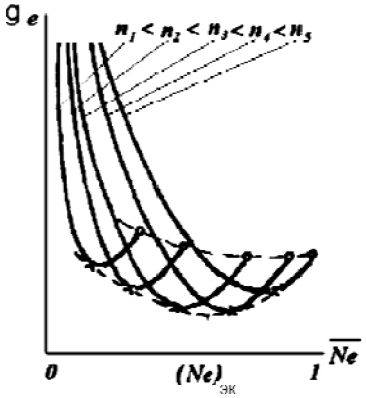


Рис. 5.21 Выбор оптимального режима эксплуатации двигателя

5.2.3. Винтовая (дроссельная) характеристика

Основной смысл получения такой характеристики – *определение рабочих режимов, на которых выполняется баланс мощности, развиваемой двигателем* N_e, *и мощности, потребляемой воздушным или гребным винтом* N_B. Воздушный винт является нагрузкой для авиационного ДВС, а гребной винт – для судового двигателя. И у того, и у другого винта потребляемая мощность от частоты вращения изменяется по кубической параболе

$$N_B = B \cdot n^3, \tag{5.11}$$

где B – постоянная величина для данной конструкции винта. Поскольку мы с вами имеем некоторое отношение к авиации, далее все рассуждения касаются именно авиационных ДВС. Это, как правило, ДсИЗ.

Итак, *совокупность рабочих режимов* двигателя, работающего на *винтовой движитель*, представляет собой единственную линию

$$N_e = B \cdot n^3,$$

которая реализуется при *полной подаче топлива* (например, при полном открытии ДЗ в ДсИЗ) в единственной точке на ВСХ

$$(N_e)_{ном} = B \cdot n_{ном}^3.$$

При снижении режима работы двигателя, т.е. при его *дросселировании* (это слово противоположно по смыслу слову "*форсирование*") любое значение текущей мощности ДВС может быть выражено через параметры на номинальном режиме

$$N_e = N_{e\,ном} \cdot \left(\frac{n}{n_{ном}} \right)^3 . \qquad (5.12)$$

Надеюсь, понятно, почему *винтовая характеристика* имеет и второе наименование – *дроссельная.* Мы проектируем и изготавливаем двигатель таких размеров, чтобы он имел возможность обеспечить на номинале заявленные параметры. Всё, что ниже номинальных параметров, можно получить *дросселированием* этого двигателя.

Формально, каждая точка линии $N_e = f(n)$ по винтовой характеристике представляет собой пересечение линии $N_B = B \cdot n^3$, характеризующей изменение мощности, потребляемой винтом, с линиями *частичных скоростных характеристик* ДВС (рис. 5.22, сплошные линии).

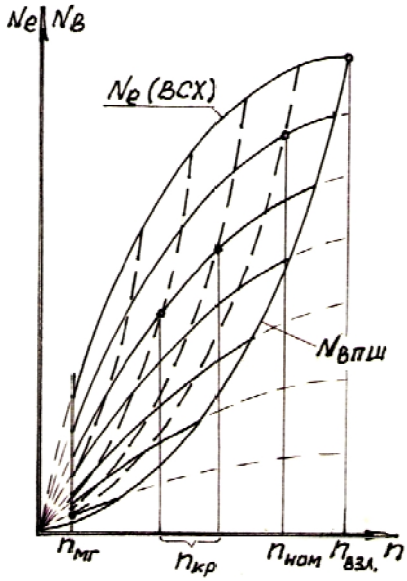


Рис. 5.22 Дроссельная характеристика

Всё сказанное действительно для так называемого *винта постоянного шага (ВПШ),* у которого в зависимости (5.11) величина B = const. Очевидно, что такой вариант эксплуатации ДВС не реализу-

ет все возможности двигателя. В частности, полученные по формуле (5.12) рабочие режимы могут не совпадать с режимами максимальной топливной экономичности.

Для расширения диапазона режимов *совместной работы двигателя и движителя* были разработаны конструкции *винтов изменяемого шага (ВИШ)*. Поворотные лопасти таких винтов способны изменять потребляемую мощность, т.е. величина B в формуле (5.11) получается переменной. При каждом новом значении B в поле винтовой характеристики появляется новая линия $N_e = B \cdot n^3$ (см. рис. 5.22, пунктир). Поле возможных режимов эксплуатации ДВС существенно расширяется.

В авиации принята своя номенклатура режимов работы двигателя. Она обозначена на рис.5.22. Так, режим максимальной мощности называется "***взлётным***". На этом режиме работает двигатель, когда полностью загруженный самолёт разгоняется по взлётно-посадочной полосе, отрывается от земли и набирает безопасную высоту (высоту, на которой он способен сделать маневр и уйти на второй круг. Обычно – это 20…50 м). "***Номинальным***" называют режим, на котором $(N_e)_{ном} = (0{,}85\ldots0{,}95)\cdot(N_e)_{взл}$. На этом режиме происходит набор высоты. По времени набор высоты у тяжёлых самолётов может длиться несколько десятков минут.

Полёт по горизонтали на большие расстояния выполняется на "***крейсерских***" режимах. Их обычно назначают несколько, в зависимости от эшелона по высоте, который будет выделен данному ЛА в данном полёте. *Отличительной особенностью этих режимов является повышенная топливная экономичность*. Это и понятно: во время дальнего горизонтального полёта расходуется основная масса топлива, запасённого на борту летательного аппарата. И, наконец, минимальный устойчивый режим носит название "***малый газ***". На этом режиме двигатель прогревается перед взлётом, этот же режим используют при рулёжках ЛА по аэродрому, на нём же работает двигатель, когда ЛА заходит на посадку. При посадке двигатель выключать нельзя, а тяга винта, в общем-то, не нужна, поэтому – *малый газ.*

Относительно изменения *показателей топливной экономичности* можно сказать следующее. Как всегда, для конкретного двигателя, его индикаторный КПД изменяется в соответствии с изменением состава ТВС, т.е. с изменением величины α. А закономерность изменения α (рис. 5.23) обычно задаётся конструкторами топливной аппаратуры, исходя из соображений наивыгоднейшего варианта эксплуатации ДВС. Эти соображения нам уже известны на основе изучения характеристи-

ки по составу ТВС (см. раздел 5.1.1). С учётом изложенной авиационной номенклатуры режимов работы ДсИЗ изменение α выглядит, как это изображено на рис. 5.23.

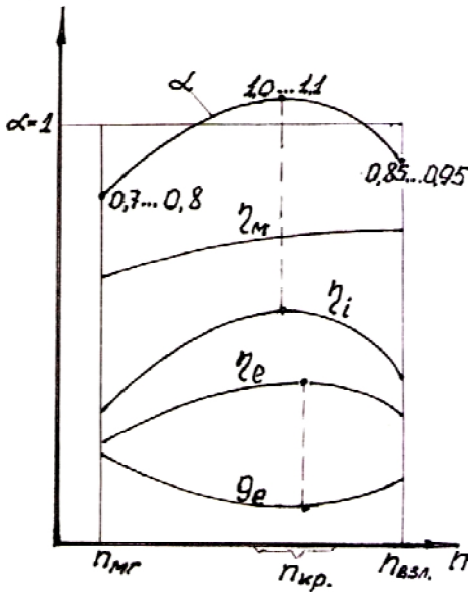


Рис. 5.23 Изменение параметров топливной экономичности по дроссельной характеристике

На *взлётном* режиме величину α следует назначать 0,85…0,9; на крейсерских режимах $\alpha \approx 1{,}05\ldots1{,}15$; ради устойчивой работы на *малом газе* ТВС следует существенно обогащать, т.е. $\alpha \approx 0{,}75\ldots0{,}85$. Соответственно $\alpha(n)$ изменяется и $\eta_i(n)$ – см. рис. 5.23.

Удельный расход топлива кроме η_i зависит и от механических потерь

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i \cdot \eta_{мех}}.$$

Выяснить, как изменяется $\eta_м$ в поле винтовой характеристики, можно на основе следующих рассуждений. Поскольку

$$\eta_м = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_e}{N_e + N_м},$$

то, используя формулы (4.27) $N_м = A \cdot n^2$ и $N_e = B \cdot n^3$, выражение для $\eta_м$ можно представить как

$$\eta_м = \frac{B \cdot n^3}{B \cdot n^3 + A \cdot n^2} = \frac{n}{n + A/B}. \qquad (5.13)$$

Отсюда следует, что с увеличением режима работы авиационного ДВС $\eta_м$ несколько увеличивается. Общий итог $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_м$ и $g_e \sim 1/\eta_e$ показан на рис. 5.23.

5.2.4. Высотная характеристика авиационного ДВС

Ещё одна характеристика, связанная со спецификой ЛА. Хотя она может оказаться актуальной и при эксплуатации автомобилей в высокогорной местности. В качестве интересующих нас функций ***будем изучать изменение $N_e(H)$ и $g_e(H)$.***

Как всегда, будем рассматривать изменение только одного аргумента – *высоты H над уровнем моря*. Все остальные параметры работы двигателя считаем неизменными, т.е. частота вращения вала n = const, положение ДЗ зафиксировано, $\varphi_{оз}$ = opt, α = const.

Особо следует оговорить неизменность состава ТВС. Дело в том, что при неизменном положении ДЗ и режиме работы двигателя расход топлива G_T = const. А расход воздуха через впускную систему двигателя изменяется пропорционально плотности воздуха ρ_H в степени 0,5:

$$G_B = \mu \cdot f_{кл} \sqrt{2 \cdot \rho_H \cdot \Delta p_a}, \qquad (5.14)$$

где μ – коэффициент расхода впускного клапана; $f_{кл}$ – осреднённая по время-сечению площадь щели этого клапана; Δp_a – перепад давления во впускной системе (он же – её гидравлическое сопротивление).

Очевидно, что при G_T = const $\dfrac{\alpha_H}{\alpha_0} = \dfrac{G_{BH}}{G_{B0}} = \sqrt{\dfrac{\rho_H}{\rho_0}}$, следовательно

$$\alpha_H = \alpha_0 \cdot \sqrt{\frac{\rho_H}{\rho_0}}. \qquad (5.15)$$

С увеличением высоты полёта плотность воздуха ρ_H снижается и ТВС обогащается. Причём достаточно существенно: на каждые ΔH = 1000 м изменение $\Delta\alpha \approx$ 6…8%. По этой причине в топливных системах всех авиационных ДВС существуют так называемые "*высотные корректоры*", назначение которых состоит в компенсации указанного эффекта.

Перейдём к рассмотрению индикаторных и эффективных параметров. По определению высотной характеристики индикаторная мощность ДВС $N_i = \frac{H_u}{\alpha \cdot l_0} \cdot V_h \cdot i \cdot \rho_к \cdot \eta_v \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot \eta_i$ пропорциональна изменению только двух параметров:

$$N_i \sim \rho_к \cdot \eta_V .$$

Плотность $\rho_к$ по сути является изменяемым аргументом, а коэффициент наполнения, напомню, "чувствует" изменение температуры воздуха на входе в двигатель (формула 3.28)

$$\frac{\eta_V}{\eta_{V0}} \cong \sqrt{\frac{T_{к(H)}}{T_{к(H)0}}} .$$

Причём оба параметра с подъёмом ЛА на высоту уменьшаются, что приводит к значительному снижению мощности ДВС, в данном случае – индикаторной (рис. 5.24). Если учесть, что при n = const мощность механических потерь тоже $N_м$ = const, то всё сказанное полностью относится и к изменению $N_e(H)$.

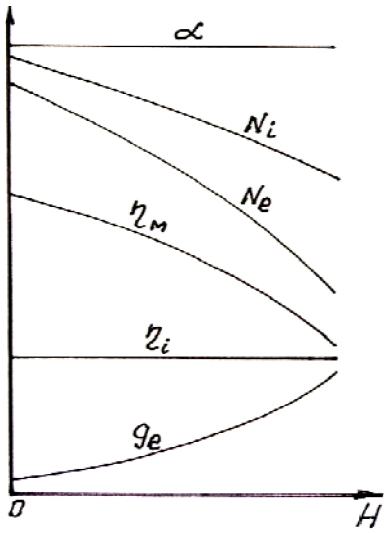


Рис. 5.24 Изменение параметров работы двигателя от высоты полёта

С увеличением высоты полёта мощность ДВС снижается. И снижается весьма существенно: уже на высоте H = 5,5 км мощность N_e уменьшается примерно в два раза!

Естественно, возникает вопрос: "Как же они там летают?" Ведь тяговооружённость ЛА катастрофически снижается!

Объясняется всё на базе основных уравнений динамики полёта самолёта: *при установившемся (скорость полёта* $V_n = const$*) горизонтальном полёте ЛА* действует баланс сил

$$Y = G_{ла} \text{ и } P = X.$$

Здесь Y – подъёмная сила; $G_{ла}$ – сила веса ЛА; P – сила тяги, создаваемая движителем; X – сила лобового сопротивления, действующая на ЛА от набегающего потока воздуха. Мы здесь для простоты изложения рассматриваем частный, но очень важный вариант полёта ЛА.

Так вот, мы установили, что при наборе высоты сила P – снижается, поскольку она является производной от мощности двигателя. Но следует учесть, что и сила X, которую призвана уравновешивать сила тяги P, тоже уменьшается. В экспериментальной аэродинамике ЛА принято полную аэродинамическую силу, действующую на ЛА, и её проекции Y и X записывать через экспериментальные коэффициенты C_y (для подъёмной силы) и C_x (для силы лобового сопротивления). Запись выглядит так:

$$X = C_x \cdot F_{mid} \cdot \frac{\rho_H \cdot V_n^2}{2}.$$

Здесь F_{mid} – площадь миделевого сечения ЛА в плоскости, перпендикулярной вектору $\overrightarrow{V_n}$.

Очевидно, что с набором высоты и снижением ρ_H, уменьшается и сила X, т.е. снижение силы P – вполне подходящее мероприятие. Вот так "они" и летают.

Вернёмся к нашей *высотной характеристике ДВС*. С мощностью вроде бы всё ясно, теперь давайте разберёмся с топливной экономичностью, т.е. посмотрим, как ведёт себя зависимость $\boldsymbol{g_e(H)}$.

Начиная, как всегда с индикаторных параметров, констатируем, что при $\alpha = \text{const}$ индикаторный КПД также const. Естественно, и

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}$$

при этом не меняется (см. рис. 5.24).

Однако коэффициент механических потерь (см. формулу (5.7))

$$\eta_м = 1 - \frac{N_м}{N_i}$$

при $N_м$ = const и $N_i\downarrow$ тоже уменьшается (*доля* механических потерь растёт). Следовательно, $g_e = \dfrac{3600}{H_u \cdot \eta_i \cdot \eta_{мех}}$, увы, растёт!

Поршневые двигатели при наборе высоты проигрывают по топливной экономичности (см. рис. 5.24). Печально, но факт! Они в этом смысле проигрывают не только самим себе на уровне моря, но и газотурбинным авиадвигателям. Те, с подъёмом на высоту, расходуют топливо всё более экономично. На этом и закончим обсуждение авиационных ДВС.

5.2.5. Многопараметровая характеристика

До сих пор мы рассматривали изменение показателей работы ДВС как функции какого-либо одного аргумента. Но хотелось бы напомнить, что ***в действительности ДВС изменяет свои параметры одновременно по всем характеристикам***. Он просто не знает, что мы разделили его работу на отдельные однопараметрические составляющие. А его самого поделили на отдельные науки (нам, видите ли, так понятнее): теорию ДВС и его конструкцию, технологию изготовления деталей и детали машин, допуски и посадки, вперемешку с термодинамикой и механикой жидкости и газа и т.д. и т.п.

Чтобы наше с вами представление о работе ДВС приблизить к реальному положению дел, в основные сведения о работе двигателя – *характеристики ДВС*, ввели следующий раздел "*Многопараметровые характеристики*". Например, изображение на рис. 5.25.

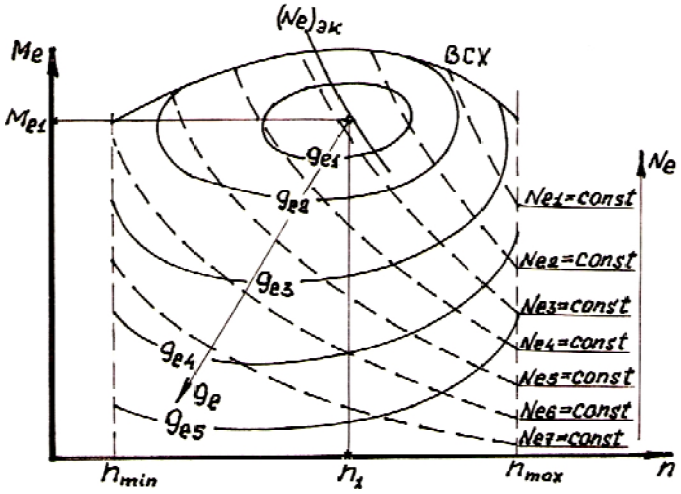


Рис. 5.25 Пример многопараметровой характеристики ДВС

Здесь показана уже не зависимость $M_e(n)$, а *сетка режимов работы двигателя*, когда при разном сочетании M_e и n по формуле (4.40)

$$N_e = \frac{M_e \cdot \pi \cdot n}{30}$$

можно получить одну и ту же мощность. Эти линии показаны пунктиром в поле многопараметровой характеристики (рис. 5.25). Такие зависимости получают *совместной обработкой серии скоростных и нагрузочных характеристик.* Поскольку при испытании ДВС обязательно получают информацию и об его топливной экономичности, в поле многопараметровых характеристик наносят изолинии (линии постоянных значений) g_e = const.

Имея такую информацию, удобно выбирать наиболее экономичный режим работы ДВС. На рис. 5.25 он соответствует сочетанию $M_{e1} - n_1$ и получающейся при этом мощности $(N_e)_{эк}$. Знание величины M_e на любом режиме пригодится при определении наивыгоднейшего передаточного отношения трансмиссии автомобиля или другого ТС.

В современных ДВС с МПСУ вся информация, содержащаяся в этих графиках, заносится в виде матриц в программное обеспечение электронного блока управления двигателем. Более того, в поле этих же характеристик наносят линии постоянных значений $(\varphi_{оз})_{opt}$ и наивыгоднейших значений α. Такого рода *многопараметровая информация наилучшим образом соответствует действительной работе ДВС.* И чем больше параметров нам удастся совместить с остальными линиями в поле этой характеристики, тем ближе наше представление о "жизни" настоящего двигателя с нашими, увы одномерными, соображениями.

5.3. Расчёт внешней скоростной характеристики

Как уже упоминалось и, может быть, даже не раз, *основной метод получения достоверной информации о работе двигателя* при различном сочетании внешних условий и его регулировок – ***это его испытания***. Только настоящие физические воздействия на двигатель, и только настоящая физическая его реакция на эти воздействия могут составить содержание ***характеристик ДВС.***

Но *при проектировании нового ДВС*, когда его пока нет, когда он существует только в замыслах создателей в виде сочетания формул, даже ещё без чертежей, уже хочется, точнее, ***нужно*** знать его возможности. Пусть только предельные. Мы уже знаем, *что предельные возможности ДВС* при изменении внешней нагрузки и при полной пода-

че топлива показывает нам ***внешняя скоростная характеристика***. По этой причине именно *ВСХ необходимо рассчитать при проектировании двигателя.*

Наиболее точный метод расчёта любой характеристики двигателя – это расчёт с использованием *характеристик его узлов.* Следовательно, необходимо деление системы – ДВС на её (его) функциональные узлы и знание характеристик этих узлов. Расчёт характеристики любого узла выполняется по ММ этого узла, а расчёт характеристики системы узлов подразумевает знание *уравнений совместной работы* узлов в составе системы.

Так коротко можно описать *системный подход* к решению задачи о получении характеристик двигателя. К сожалению, в технической литературе, рассказывающей о работе ДВС, этот метод пока не развит. Мы поговорим о нём несколько подробнее в разделе, посвящённом математическому моделированию процессов при работе ДВС (в конце курса). А пока несколько слов о *существующих методах* расчёта ВСХ ДВС.

Мы с вами, изучая отдельно расчёт процессов и, в целом, индикаторной диаграммы, будем считать, освоили ММ, предложенную 100 лет назад В.И. Гриневецким. Да! Она во многом эмпирическая. Ну, скажем мягко, – полуэмпирическая, но её несомненное достоинство заключается в том, что ***на её основе можно спроектировать ДВС!*** Заметьте, спроектировать – это значит рассчитать двигатель на *номинальном режиме* – и получить его размеры.

Вопрос: "А почему же нельзя таким же образом рассчитать работу ДВС на других режимах?". Ответ ясен: "Можно. Но! При использовании указанной ММ требуется знание около 20 эмпирических коэффициентов и поправок. Причём, требуется знание их величин не только на номинальном, но и на остальных, интересующих нас, режимах." Всё! Приехали! Без использования огромного статистического материала, накопленного в процессе ***натурных испытаний*** (Чувствуете!? Опять испытания!) неизбежны очень существенные погрешности в расчётах ВСХ по методике "Теплового расчёта ДВС".

Таким образом, зная величины всех этих почти 20 поправок, зная как они меняются при различном сочетании внешних (для двигателя) условий и положения его регулирующих органов, мы имеем право с достаточной точностью рассчитать ВСХ проектируемого ДВС по методике "Теплового расчёта". Это и есть один из известных и применяемых методов расчета ВСХ. Метод сложный, поскольку совокупность зависимостей эмпирических поправок от режима работы для од-

ного типа ДВС может совершенно не подходить для расчёта ВСХ другого типа ДВС. Тут следует быть весьма и весьма разборчивым.

Инженеры, конечно, искали выход из этого положения. Нашли более или менее подходящий. Разумеется, на основе эмпирических данных.

Используя ММ типа "чёрный ящик", когда известна реакция Y объекта на воздействие X (внешнее или регулировочное), но не понятно, почему он именно так реагирует, исследователи работы ДВС предложили обобщить ВСХ в виде полиномов, не имеющих физического смысла, но достаточно точно предсказывающих "поведение ДВС" в изучаемом диапазоне воздействий.

Первый вариант – эмпирические формулы, основанные на расчёте номинального режима:

$$N_e = N_{eN} \cdot \left(A \cdot \frac{n}{n_N} + B \cdot \frac{n^2}{n_N^2} - C \cdot \frac{n^3}{n_N^3} \right), \qquad (5.16)$$

где индекс N обозначает номинальный режим, и

$$g_e = g_{eN} \cdot \left(A_1 - B_1 \cdot \frac{n}{n_N} + C_1 \cdot \frac{n^2}{n_N^2} \right). \qquad (5.17)$$

Коэффициенты в этих формулах в разных источниках несколько отличаются, но, в среднем, их значения можно принимать следующими:

Тип двигателя	A	B	C	A_1	B_1	C_1
ДсИЗ	1	1	1	1,2	1,2	1
Дизеля:						
с неразделённой камерой сгорания	0,87	1,13	1	1,55	1,55	1
с форкамерой	0,6	1,4	1	1,2	1,2	1
с вихревой камерой сгорания	0,7	1,3	1	1,35	1,35	1

Другой вариант был предложен профессором И.М. Лениным. Этот вариант сейчас так и называется "процентные соотношения И.М. Ленина". Замечу, что Игорь Михайлович совсем не виноват в том, что его фамилию некто Ульянов В.И. выбрал в качестве своего псевдонима (а затем прославил или обесславил – это уж кому как нравится).

Так вот, процентные соотношения (относительно номинального режима) выглядят следующим образом:

ДсИЗ (но с одним впускным и одним выпускным клапанами)

n, %	20	40	60	80	100	120
N_e,%	20	50	73	92	100	92
g_e, %	115	100	97	95	100	115

Дизели:

n, %	20	40	60	80	100
N_e, %	17	41	67	87	100

Сравнивая результаты своего (лично своего) расчёта с этими полиномами или процентными соотношениями, можно сопоставить свой проект с тем, что было (уже было!) сделано до нас. И в этом вся суть расчёта характеристик ДВС.

6. УСТОЙЧИВОСТЬ РЕЖИМА РАБОТЫ И РЕГУЛИРОВАНИЕ ДВС

Изучая характеристики двигателя, мы разобрались в том, что наш любимый агрегат не сможет в своей "жизни пыхтеть на одном, скажем, номинальном режиме". Увы! Ему придётся изменять показатели своей работы в соответствии с "прихотями" внешней среды и, в первую очередь, с изменением нагрузки. Мы уже где-то упоминали, что нагрузка является основным "внешним" условием для работы двигателя. Температура и влажность воздуха, высота над уровнем моря – да, это тоже оказывает своё влияние на "самочувствие" ДВС. ***Но! Прежде всего – нагрузка.*** А эта "дама" имеет очень и очень своеобразный характер. Естественно, возникает вопрос: "А как же он (ДВС) ведёт себя в условиях, когда нагрузка изменяется произвольно, как "Бог на душу положит"? Вот об этом мы и поговорим в разделе "Устойчивость работы ДВС". Заметьте! Ключевое слово здесь – ***устойчивость.***

6.1 Устойчивость режима работы ДВС

Если параметры, характеризующие работу ДВС (N_e ; M_e ; n; G_T и пр.) на каком-то режиме не меняются во времени, то такой режим работы двигателя считается ***установившимся.***

На таком режиме (n = const) крутящий момент M_e , который "двигатель выдаёт на вал" (на свой КВ) равен ***моменту M_c сопротивления нагрузки.*** Всё в порядке,

$$M_e = M_c .$$

Но постоянство M_c является частным случаем условий эксплуатации ДВС. То в гору, то под гору, то ветер навстречу, то по пути, то "привалило груза", то "порожняком" и т.д. и т.п. Следовательно, правильнее считать, что всегда M_c = var.

Ну, а теперь зададимся таким вопросом: " Что делать водителю ТС в этих условиях внезапного и непредсказуемого изменения внешней нагрузки?" Есть два ответа:

- "дёргать" педаль "газа" пока нога не устанет;
- пусть двигатель как-то это всё сам "отыгрывает".

Второй вариант, с точки зрения "водителя", конечно, предпочтительнее.

В "Теории ДВС" у этой всей непонятности есть четкое и строгое определение:

для удобства управления любым транспортным средством (например, автомобилем), да и не только ТС, желательно, чтобы ***случайные*** *и кратковременные изменения момента сопротивления (± ΔM_c) компенсировались без вмешательства оператора (Человека. Я специально это подчеркнул, поскольку существует и "автопилот") только* ***за счёт свойств двигателя*** *или его автоматики.*

Вот давайте и посмотрим, что может двигатель ***сам,*** без системы автоматического регулирования (САР), которую современное инженерное мышление всегда сумеет приспособить к любому ***действующему*** агрегату.

Представим себе, что двигатель работает на режиме 1 (рис. 6.1), который является одной из точек его внешней или частичной характеристик $M_e(n)$. *Заметим, что в этой зависимости градиент* dM/dn *является отрицательным.* Величина M_e в таком варианте на установившемся режиме равна моменту сопротивления M_c внешней нагрузки. Нагрузка, или момент сопротивления M_c, изменяются по режимам (по оборотам КВ n или колёс) так, как показано на рис. 6.1, линия *а).* Пусть это будет горизонтальный участок дороги.

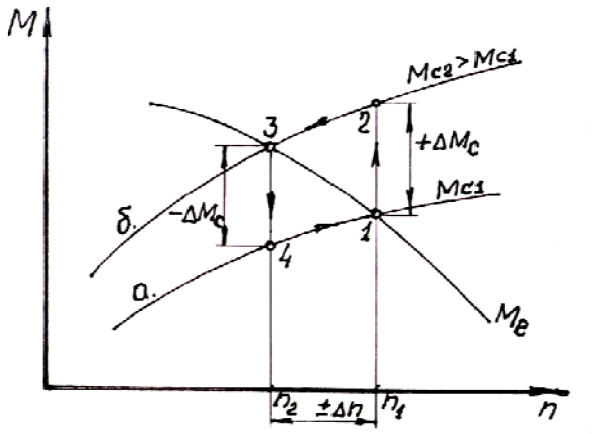


Рис. 6.1 Неустановившиеся переходные процессы

Если ТС пойдёт в гору и нагрузка на двигатель будет изменяться (+ ΔM_c) по линии *б,* то сочетание M_e и M_c разбалансируется в сторону $M_c > M_e$ (точка *2* на рис. 6.1). Что произойдёт с ДВС вполне очевидно – ***он сам будет искать новое сочетание*** $M_c = M_e$, т.е. условно перейдёт в точку *3*, несколько снизив при этом скорость вращения сво-

его КВ. Следовательно, ***он (ДВС) сам***, без участия водителя (Человека), перешёл на *новый установившийся режим 3.*

Представьте себе, что "горка" закончилась, и авто снова покатился по горизонтали. Это означает, что момент сопротивления M_c вновь вернулся на линию *а.* Но опять возник разбаланс в моментах, хотя и в другую сторону, $M_c < M_e$. Очевидно, что двигатель (вместе с ним и ТС) будут разгоняться до тех пор, пока снова не установится режим *1*, где $M_e = M_c$.

Переходные процессы, условно показанные на рис. 6.1 линиями *1 – 2, 2 – 3, 3 – 4, 4 – 1*, являются *неустановившимися.* На таких режимах двигатель развивает крутящий момент на валу больше или меньше того, который необходим для компенсации момента, создаваемого нагрузкой, что и приводит к разгону или торможению вала ДВС.

Считается, что система "двигатель – нагрузка" является устойчивой, если она сама, без вмешательства органов управления двигателя ("ручных" или автоматических), способна восстановить исходный установившийся режим работы после ликвидации случайного "возмущения" нагрузки (ΔM_c) либо перейти в новый установившийся режим работы при смене характера нагрузки (линия $б - M_{c2} = f(n)$ вместо линии $а - M_{c1} = f(n)$)**.**

Очевидно, что величина, на которую изменяется частота вращения КВ двигателя ($\pm \Delta n$), зависит о крутизны характеристики $M_e = f(n)$. Предпочтительнее характеристика с *большим отрицательным градиентом* dM_e/dn, поскольку ТС с таким ДВС будет незначительно изменять скорость своего движения при некотором, возможно случайном, изменении нагрузки (например, порыв ветра).

Другой вариант работы ДВС (рис. 6.2) уже очевиден. Скоростная характеристика ДВС по крутящему моменту M_e (внешняя или частичная) имеет *положительный градиент* dM_e/dn. В этом варианте система "двигатель – нагрузка" ***неустойчива.***

Действительно, пусть система ***"двигатель – нагрузка"*** работает на *установившемся режиме 1,* где $M_e = M_c$. Как это всегда бывает в жизни, нагрузка изменилась. Ну, предположим, покатились под гору, вместо зависимости $M_{c1}(n)$ нагрузка по скорости движения ТС стала меняться как $M_{c2}(n)$. Баланс моментов нарушился на величину $-\Delta M_c$. Понятно, что в этой ситуации двигатель начнёт разгоняться, точка *1* поползёт по линии $M_e(n)$ вправо. Разбаланс $-\Delta M_c$ будет увеличиваться, и так до состояния, когда двигатель "***идёт вразнос***": всё, что может отвинтиться – отвинчивается, всё, что закреплено консольно – трясётся так, словно из него некто пытается вытрясти долги, штуцера отвали-

ваются и пускаются в свободный полёт, а обычный нормальный рёв ДВС срывается на поросячий визг. Ни поршням, ни коленвалу я в этой ситуации не завидую (мне просто за них страшно!).

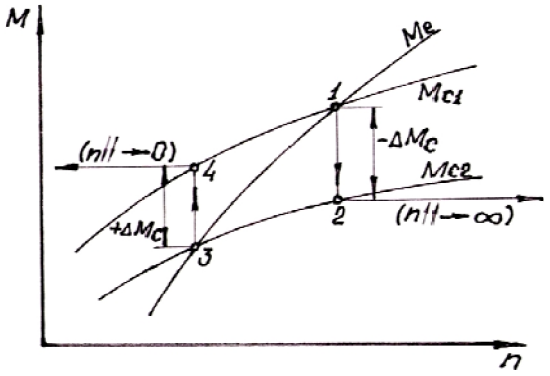


Рис. 6.2 Неустойчивая система "двигатель – нагрузка"

Пусть ситуация диаметрально противоположная: *нагрузка не увеличилась, а уменьшилась*: предположим, был *установившийся режим 3*, а нагрузка (она же капризная "дама") поменялась от $M_{c2}(n)$ до $M_{c1}(n)$. (В гору поехали или лось запрыгнул в ваш кузовок). Момент сопротивления изменился на величину $+\Delta M_c$, из-за чего двигателю стало "тяжелее", он стал подтормаживать, но при уменьшении n разница $+\Delta M_c$ будет только расти. В конце концов, это приведёт ДВС в известное всем состояние: "***он заглохнет".***

Это две крайние точки, в которые неустойчиво работающий ДВС не пускает "водитель". Но, представьте себе жизнь этого водителя – сплошное напряжение и "дерготня".

Давайте припомним изменение крутящего момента по ВСХ любого ДВС (см. рис. 5.9, *а* и *б*). Глядя на эту функцию $M_e(n)$, можно сделать вывод, что любой ДВС в диапазоне режимов $n\ (M_e \rightarrow \max) \ldots n_{ном}$ является устойчивым (см. рис. 6.3, пунктиром показаны возможные варианты изменения нагрузки), потому что в этом диапазоне градиент dM/dn *является отрицательным*. И, наоборот, в диапазоне режимов $n_{min} \ldots n\ (M_e \rightarrow max)$ градиент dM/dn – *положителен*, следовательно ДВС работает неустойчиво. К счастью, основные рабочие режимы по ВСХ расположены в диапазоне $n\ (M_e \rightarrow max) \ldots n_{ном.}$

Вот написал "основные рабочие режимы …и т.д.", а сам подумал: "Какие же это основные режимы, если сейчас *основной режим рабо-*

ты автомобиля – "***торчать в пробке"?*** ДВС обязан при этом "кушать" топливо на холостом ходу"! Заметьте! "***КУШАТЬ"*** топливо! А что он при этом производит? Кроме *гадостей в выхлопных газах* – ***НИЧЕГО!*** (Кстати, когда все любители держать свой автомобиль под окнами, утром прогревают двигатель, покуривая рядом, они, даже не подозревая об этом, буквально "травят" своих соседей, которые открыли с утречка форточки). Нет, ребята, я опять куда-то уехал от теории ДВС… (А может быть, и не уехал!)

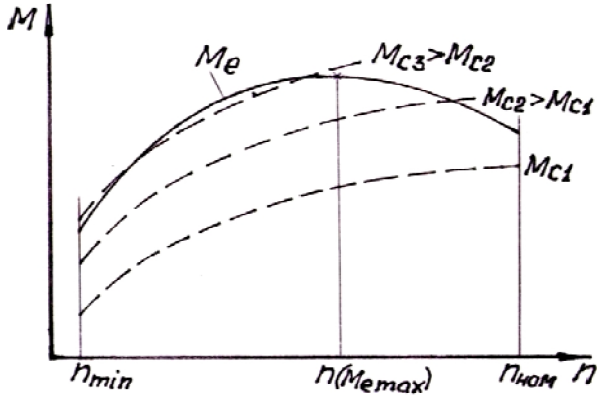


Рис. 6.3 Оценка устойчивости ДВС
в диапазоне его рабочих режимов

Вернёмся к рис. 6.3. Понятие ***устойчивость*** работы ДВС оценивается именно в этом диапазоне: $n\ (M_e \rightarrow \max) \ldots n_{ном.}$ Очевидно, что чем круче на этом участке ВСХ будет зависимость $M_e(n)$, тем более устойчиво работает ДВС, тем лучше он приспосабливается к изменению нагрузки (к прихотям этой "капризной дамы"). В "Теорию ДВС" введён специальный коэффициент, оценивающий крутизну характеристики $M_e(n)$, ***коэффициент приспосабливаемости***

$$K_м = \frac{M_{e\ \max}}{M_{e\ ном}}. \qquad (6.1)$$

По величине этого коэффициента определяется ***коэффициент запаса крутящего момента***

$$\mu_м = \left(K_м - 1\right) \cdot 100\%. \qquad (6.2)$$

Для ДсИЗ величина $\mu_м$ достигает 25…35 %. Для дизелей $\mu_м$ существенно меньше – 5…20 %. Почему? На днях выясним. Пока же хочу добавить, что к оценке устойчивости работы ДВС относится и

скоростной коэффициент, который оценивает изменение скорости вращения вала двигателя (читай – скорости движении ТС) в диапазоне его устойчивой работы

$$K_n = \frac{n_{(M_{e\max})}}{n_{ном}}. \qquad (6.3)$$

Уже упоминалось, что чем больше "крутизна" по ВСХ зависимости $M_e(n)$, тем меньше двигатель изменяет обороты своего КВ при изменении *нагрузки*, что само по себе для управления ТС и неплохо.

А теперь *внимание*, переходим к некоторым "***фундаментальным***" понятиям.

Различие по величине коэффициента запаса крутящего момента связано с тем, что ДсИЗ и дизеля отличаются не только принципом подготовки *ТВС*, не только способом зажигания ТВС, ***но и способом регулирования режимов работы ДВС***.

6.2. Количественное и качественное регулирование режимов работы ДВС

В соответствии с законом сохранения энергии изменение мощности ДВС (N_e), т.е механической работы, которую он передаёт потребителю в единицу времени, возможно только за счёт изменения расхода энергоносителя – G_T. Следовательно, первым и *основным*, ***регулирующим фактором*** ДВС **(РФ-1), *является устройство***, которое обеспечивает $G_T = \text{var}$. Специально подчёркиваю, что фактор потому и называется фактором, что под ним подразумевается конкретное устройство, с помощью которого и делается то, что должен делать этот фактор.

Схема управления двигателем в этом случае может быть представлена, как показано рис. 6.4. Здесь введены следующие обозначения: *РУД – рычаг управления двигателем* (это, в общем-то из авиации); *Д – дозатор* цикловой подачи топлива ($V_ц$); *n – датчик частоты вращения* выходного вала ДВС; *ОС (n) – обратная связь* двигателя с "регулятором" (в данном случае по оборотам КВ – *n*); *КР* – средство *контроля режима работы* управляемого объекта (в данном случае – ДВС). На рисунке показана схема буквально "ручного" управления, когда режим работы задаётся оператором с помощью *РУД*, и контролируется визуально по некоторому прибору *КР*. Очевидно, что обратную связь *ОС* можно замкнуть на некоторый автоматический дозатор *Д* и таким образом облегчить работу водителя ТС по поддержанию

заданного режима. Но это предмет изучения отдельной дисциплины, которая есть в учебном плане специальности "ДВС" и в дебри которой мы сейчас влезать, естественно, не будем.

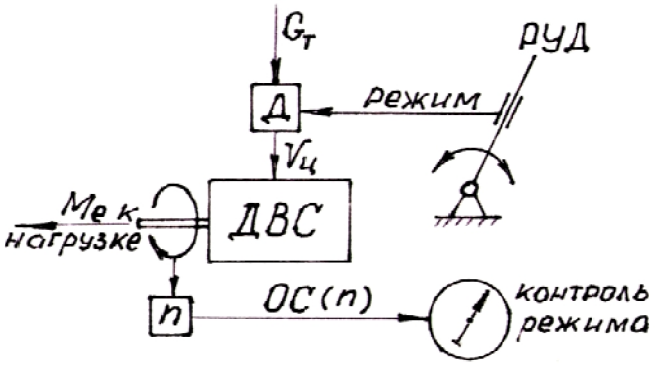


Рис. 6.4 Схема управления двигателем

Итак, в изложенной схеме ***регулирующий фактор*** – *дозатор цикловой подачи топлива,* ***параметр регулирования*** – *частота вращения вала двигателя.* Параметр регулирования выбирается и назначается из всего комплекса параметров, характеризующих любой режим работы ДВС. По типу выбранного параметра строится его измерение (датчик) и *ОС.* При наличии в системе управления двигателем ***одного*** *регулирующего фактора* ***непосредственному регулированию*** *поддаётся только* ***один*** *параметр регулирования.* Все остальные параметры, характеризующие работу ДВС, являются зависимыми. При необходимости или желании иметь два или более независимо регулируемых параметра, в структуру системы управления следует вводить два или более регулирующих фактора (**РФ-2, РФ-3** и т.д.).

В качестве дозаторов цикловой подачи топлива ($V_ц$) в поршневых двигателях применяются два принципиально отличающихся друг от друга устройства: ***дроссельная заслонка*** и ***золотник*** *(прецизионная пара плунжер-втулка).*

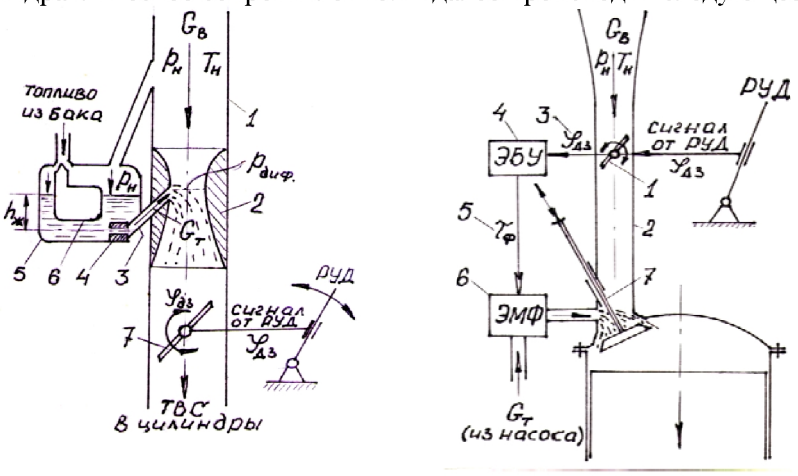
6.2.1. Изменение цикловой подачи топлива дроссельной заслонкой

Этот способ регулирования применяется в ДсИЗ. Историю развития этих двигателей можно, не проводя резкой временной границы, разделить на два этапа, различающиеся принципом работы системы подготовки ТВС. Исторически первым был этап, который заканчивается на наших глазах, – *карбюраторные ДсИЗ.* Второй этап – это так

называемые *инжекторные ДсИЗ*. К слову, *инжектор* перекочевал в русский язык из английского (сейчас это модно). Означает то же, что мы называем "форсункой". Правда, форсунка – слово тоже не русского происхождения. По-русски эти двигатели иногда называют *впрысковыми*, что означает принудительный впрыск бензина с помощью топливного насоса среднего, а иногда и высокого давления. И это, кстати, чётко объясняет основное их отличие от карбюраторных ДсИЗ.

Трудно судить о том, начиная с какой модели ДВС следует отсчитывать начало второго этапа. Если говорить только об автомобилях, то началом этой эпохи можно назвать 1954 год, когда компания "Даймлер-Бенц" приступила к серийному выпуску автомобиля "Мерседес-Бенц-300SL" с инжекторной системой подготовки ТВС (впрыск бензина во впускной воздушный канал). Хотя, рассматривая весь класс ДсИЗ, справедливо будет отметить, что ещё во время Великой Отечественной войны в ОКБ А. Швецова был разработан авиационный звездообразный двигатель АШ-82ФН воздушного охлаждения с *непосредственным впрыском бензина в цилиндры двигателя*. Самое время отметить, что к непосредственному впрыску современные автомобильные фирмы только подобрались.

Заканчивая исторический экскурс, подчеркну основное для изучаемого нами раздела "Теории ДВС": и в карбюраторных, и в инжекторных ДсИЗ регулирование двигателя осуществляется ***дроссельной заслонкой*** (рис. 6.5, *а* и *б*). *РУД* задаёт угол поворота дроссельной заслонки – $\varphi_{ДЗ}$, изменяя тем самым проходное сечение впускного канала и его гидравлическое сопротивление. А далее происходит следующее.



а *б*

Рис. 6.5 Регулирование подачи топлива в ДсИЗ

Схема *а* (*карбюратор*). В самом узком сечении воздушного канала *1* карбюратора (сечение образовано вставкой *2*, которую называют *диффузором*), скорость потока $G_в$ существенно возрастает, а давление $p_{диф}$ становится ниже давления окружающей среды $p_Н$. В этом сечении расположено и выходное отверстие распылителя *3* топлива. Поток топлива $G_Т$ поступает в распылитель через жиклёр (калиброванное отверстие) *4* из поплавковой камеры *5* карбюратора. Назначение этой камеры – поддерживать с помощью поплавка *6* постоянный уровень $h_{ж}$. На поверхность топлива на этом уровне действует постоянное давление, практически равное $p_Н$.

Очевидно, что этот принцип взаимодействия потоков $G_в$ и $G_Т$ обеспечивает расход топлива

$$G_Т = \mu_{ж} \cdot f_{ж} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_Т \cdot (p_Н - p_{диф})}. \qquad (6.4)$$

Причём в этой формуле и коэффициент расхода жиклёра $\mu_{ж}$, и площадь его отверстия $f_{ж}$ и, конечно, плотность топлива $\rho_Т$ и $p_Н$ (если только это не авиация) – постоянные величины. Следовательно, *расход топлива зависит только от величины давления $p_{диф}$ в минимальном сечении диффузора. А $p_{диф}$, в свою очередь, зависит только от расхода воздуха $G_в$, который регулируется положением ДЗ 7.* Вот она, чёткая взаимосвязь: ***первый и основной регулирующий фактор – $G_Т$ и устройство для его реализации – ДЗ.***

Хочу подчеркнуть особенности терминов. В карбюраторах подача топлива обеспечивается ***эжекцией*** *(подсосом) его из поплавковой камеры потоком воздуха.* В отличие от ***инжекции*** *(принудительного впрыска через форсунку, она же – инжектор).*

- **Схема *б*** на рис. 6.5 (*принудительный впрыск*). *РУД* изменяет положение ДЗ *1*, расположенной во впускном канале *2* двигателя. В результате изменяется проходное сечение канала и его гидравлическое сопротивление, т.е. изменяется расход воздуха $G_в$. На оси ДЗ расположен датчик положения заслонки. Его сигнал *3* ($\varphi_{ДЗ}$) поступает в электронный блок *4* микропроцессорной системы управления (МПСУ) двигателем. В процессоре бортового компьютера сигнал $\varphi_{ДЗ}$ преобразуется в сигнал *5* ($\tau_ф$) – длительность срабатывания электромагнитной форсунки (ЭМФ) *6*. В строгом соответствии с закономерностью изменения состава ТВС по режимам работы двигателя, которая заложена в программном обеспечении процессора, ЭМФ (по сути – это электромагнитный клапан) "выдаёт" цикловую подачу топлива $V_ц$ на впускной клапан *7*.

И в этой схеме расход топлива G_T (в данном случае его цикловая подача $G_{Tц} = V_ц \cdot \rho_T$) однозначно зависит от расхода воздуха и положения ДЗ:

$$V_ц = \frac{G_{Tц}}{\rho_T} = \frac{G_{вц}}{\alpha \cdot l_0 \cdot \rho_T} = f\left(\varphi_{ДЗ}\right). \qquad (6.5)$$

Цикловая подача воздуха в цилиндр

$$G_{вц} = \rho_к \cdot V_h \cdot \eta_V, \qquad (6.6)$$

полностью зависит от величины коэффициента наполнения η_V. Напомню, если речь идёт о свежем заряде, поступающем в "процессе наполнения" действительного термодинамического цикла, то, конечно, речь идёт о "цилиндре", а не о "цилиндрах".

Изучая внешнюю и частичные скоростные характеристики ДВС, мы уже обсуждали изменение коэффициента η_V при изменении положения ДЗ (см. рис. 5.15). Если из этой картины выделить изменение η_V при n = const, но при увеличении нагрузки на двигатель, то получится естественный график (рис.6.6). Из него следует, что *ДВС компенсирует увеличение нагрузки увеличением расхода воздуха, что однозначно приводит и к увеличению расхода топлива.*

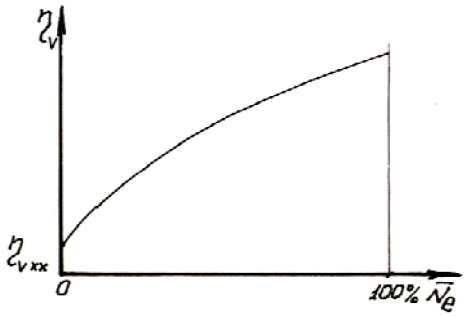


Рис. 6.6 Изменение η_V при увеличение нагрузки на двигатель

Таким образом, режим работы ДсИЗ задаётся количеством ТВС, поступающим в цилиндр. Состав ТВС (величина α) либо остаётся неизменным, либо меняется в узком диапазоне α, лежащем внутри концентрационных пределов воспламенения бензовоздушных смесей.

Этот принцип регулирования двигателя называется ***количественным.***

6.2.2. Изменение цикловой подачи топлива золотником

Такой способ регулирования применяется в основном в дизелях. В этих двигателях нет дроссельной заслонки. Следовательно, во впускном канале кроме воздушного фильтра отсутствуют какие-либо существенные препятствия, порождающие заметное гидравлическое сопротивление. В результате при n = const, даже при изменении нагрузки на двигатель, коэффициент наполнения η_V цилиндра свежим зарядом практически не меняется, что означает практическую неизменность цикловой подачи воздуха

$$(G_B)_ц = \rho_к \cdot V_h \cdot \eta_V .$$

Увеличение нагрузки на двигатель компенсируется *увеличением подачи топлива.* Для этого в двигателях с непосредственным впрыском топлива в цилиндр используется механизм регулирования величины объёмной цикловой подачи топлива $V_ц$, суть работы которого заключается в следующем (рис. 6.7).

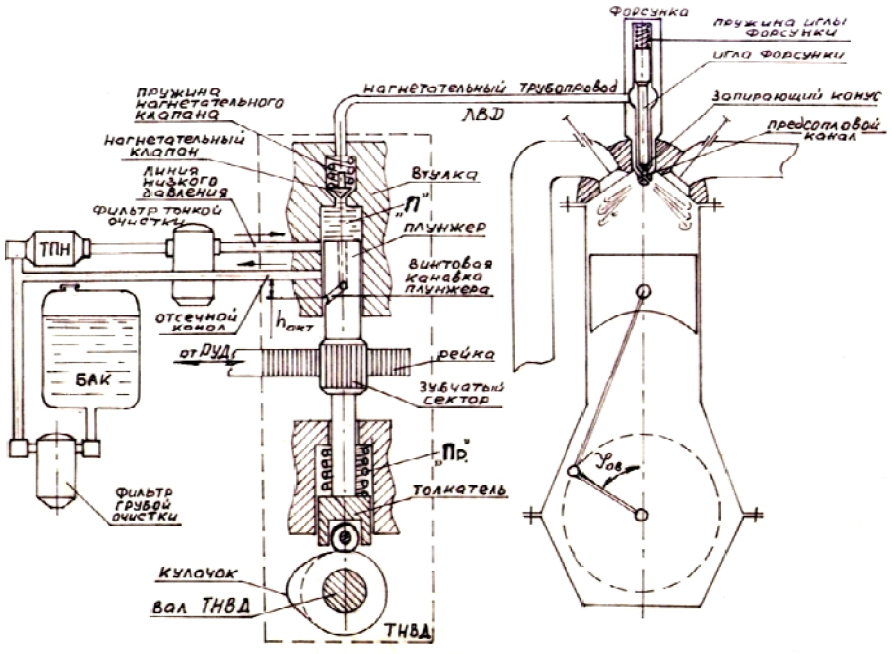


Рис. 6.7 Схема работы механизма регулирования величины объёмной цикловой подачи топлива

Топливо впрыскивается в цилиндр через форсунку, которая линией высокого давления (ЛВД) соединена с *топливным насосом высокого давления* (ТНВД). Давление в этом насосе и в этой линии действительно развивается очень высокое. В современных дизелях давление перед форсункой достигает величины 200…250 МПа. Я не ошибся! Хотя я и привержен старым единицам измерений, *но здесь всё точно*: в форсунку современного дизеля топливо поступает с давлением до 2 … или даже до 2,5 тысяч атмосфер! Это, правда, не во всех дизелях подряд, а только в тех, которые оснащены так называемыми "насос-форсунками". Однако это всё не меняет *порядка* указанных величин. Да! Именно такое, ну или в два раза меньше, давление (а Вы его представьте – одна тысяча атмосфер) действует на элементы топливной аппаратуры дизеля.

Это давление получается в полости "П" пары: *плунжер-втулка.* Плунжер под действием кулачкового вала ТНВД и толкателя совершает поступательные движения во втулке, заставляя время от времени срабатывать нагнетательный клапан. Происходит это следующим образом (рис. 6.8).

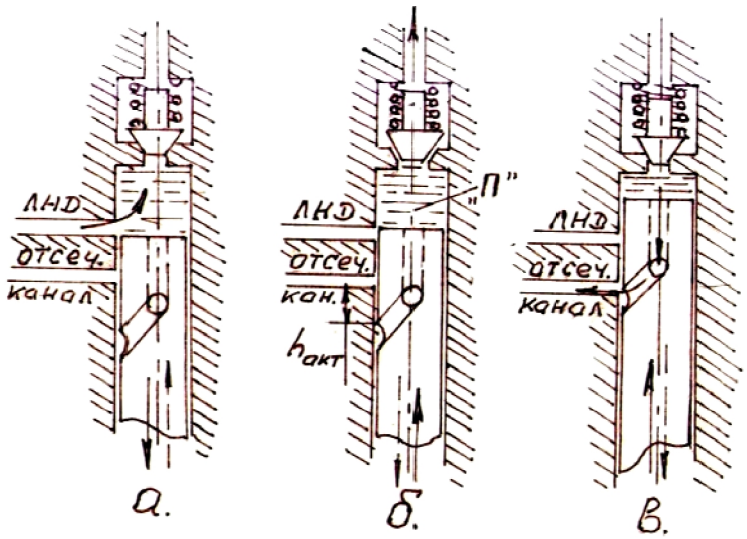


Рис. 6.8 Принцип работы плунжерной пары

Плунжер под действием его приводного механизма (пружины "Пр", см. рис. 6.7), движется вниз и заполняет надплунжерную полость "П " (рис. 6.8,*а*) топливом через впускной канал "ВП". Затем, при движении плунжера вверх (под действием кулачка), топливо, насколько

это возможно по его физическим параметрам, сжимается (при таких давлениях жидкости тоже сжимаются) и давлением 100…250 МПа приподнимает нагнетательный клапан "Кл" (см. рис.6.8,*б*). Топливо, через ЛВД (рис. 6.7) поступает в полости форсунки, и там, в соответствии с её конструкцией, отжимает иглу и её запирающий конус от седла, в результате чего и происходит впрыск топлива в цилиндр двигателя.

Далее в процессе впрыска плунжер, продолжая двигаться вверх, приходит в положение (см. рис. 6.8,*в*), когда его винтовая проточка совмещается с *отсечным каналом* во втулке. Через центральное отверстие и винтовую проточку надплунжерная полость "П" соединяется с отсечным каналом "ОК". Давление в полости "П" моментально сбрасывается, и нагнетательный клапан "Кл" закрывается. *Цикловая подача топлива закончилась*, поскольку все пружины в конструкции форсунки и насоса сработали так, как им положено.

Величина цикловой подачи топлива $V_ц$ определяется ***активным ходом плунжера – $h_{акт}$,*** *который задаётся поворотом плунжера вокруг его оси* ***зубчатой парой****:* ***сектор*** *на плунжере –* ***рейка*** *с приводом от системы управления двигателем.*

Топливная аппаратура дизелей сложнее и дороже аналогичных устройств в ДсИЗ. Прежде всего по той причине, что её основными деталями являются ***прецизионные пары*** *– плунжер – втулка.* Напомню, что прецизионными называют детали, у которых точность выполнения *формы* рабочих поверхностей, их *чистота* и класс *точности размеров* – всё наивысшее. Одно то, что зазор между поверхностями плунжера и втулки выполняют на уровне 0,001…0,003 мм, говорит о сложности технологического процесса изготовления такой аппаратуры.

Итак, геометрическая цикловая подача топлива

$$V_ц = f_{пл} \cdot h_{акт} \tag{6.7}$$

задаётся величиной $h_{акт}$, поскольку площадь плунжера $f_{пл}$ – постоянная величина. В результате изменяется состав ТВС:

$$\alpha = \frac{G_{в\,ц}}{G_{т\,ц}} = \frac{G_{в\,ц}}{V_ц \cdot \rho_т \cdot l_0} = \text{var}. \tag{6.8}$$

Таким образом, величина индикаторной работы в каждом цикле зависит от состава ТВС, который принято называть *качеством ТВС.* Поэтому *изложенный принцип регулирования ДВС называется* ***"качественным регулированием"****.*

6.2.3. Сравнение количественного и качественного регулирования ДВС

Если для одного и того же двигателя сравнить индикаторные диаграммы, полученные при разных способах регулирования ДВС, то станет очевидным преимущество "*качественного регулирования*". (И не только по названию).

На рис. 6.9, для примера, сплошной линией $r - a_1 - c_1 - z_1 - b_1'' - r$ изображена индикаторная диаграмма четырёхтактного ДВС без наддува, предположим, на номинальном режиме. При дросселировании двигателя, т.е. понижении режима его работы, уменьшается индикаторная работа в каждом цикле. Внешне это выражается в уменьшении площади фигуры диаграммы. Но при разных вариантах выполнения процедуры дросселирования выглядит это также не одинаково.

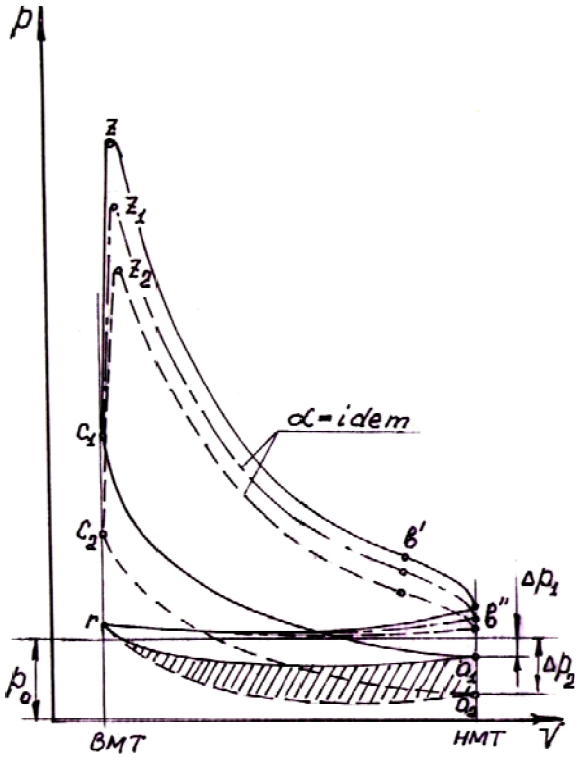


Рис. 6.9 Сравнение количественного и качественного регулирования ДВС

При ***качественном способе регулирования***, поскольку во впускном канале двигателя при регулировании ничего не меняется, такт впуска на любом режиме протекает по линии $r - a_1$. Степень сжатия ε = const , следовательно, такт сжатия $a_1 - c_1$ тоже остаётся неизменным. Изменяется величина максимального давления в конце процесса горения p_{z1} по причине изменения цикловой подачи топлива $V_ц$. На пониженном режиме политропа расширения и процесс выпуска показаны на рис. 6.9 *штрих-пунктиром.*

При ***количественном способе регулирования***, суть которого состоит в изменении гидравлического сопротивления впускного тракта двигателя, индикаторная диаграмма получается так, как это изображено на рис. 6.9 *пунктиром.* При прикрытии ДЗ

$$\Delta p_{a2} > \Delta p_{a1} ,$$

следовательно, такт впуска заканчивается в точке a_2. При неизменной степени сжатия и пониженном начальном давлении, давление в конце такта сжатия $p_{c2} < p_{c1}$. В результате максимальное давление в конце процесса горения p_{z2} (и далее вся политропа расширения) снижается не только из-за уменьшения цикловой подачи ТВС, но и из-за того, что начальное давление в процессе горения оказалось ниже, чем в двух ранее рассмотренных вариантах. Ко всем этим "бедам" добавляется ещё *увеличение работы, затраченной на насосный ход впуска* (дополнительная работа на рис. 6.9 показана заштрихованной площадкой). Напоминаю, что работа насосных ходов входит в *механические потери.*

Таким образом, при *количественном регулировании* ДВС давление рабочего тела в цилиндре при протекании всех процессов оказывается ниже, чем при *качественном способе регулирования*, следовательно, среднее индикаторное давление p_i и индикаторная работа

$$L_i = p_i \cdot V_h$$

также получаются ниже. Снижается индикаторная мощность двигателя, а с учётом возрастающих потерь на насосные ходы, эффективная мощность "несёт невосполнимые убытки"!

Если уж совсем "добить" этот "бедный количественный способ", то нужно добавить, что и по топливной экономичности он тоже проигрывает качественному способу. На рис.6.10, по аналогии с рис. 6.9 *пунктиром* показано изменение по нагрузке эффективного КПД η_e и его составляющих для варианта *количественного регулирования,* а *штрих-пунктиром* – для варианта *качественного регулирования.*

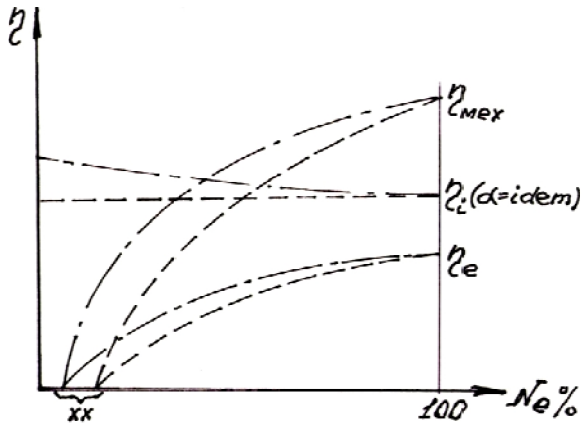


Рис. 6.10 Изменение эффективного КПД и его составляющих при различных способах регулирования ДВС

Механические потери выше при количественном способе регулирования (причину мы только что определили). Следовательно, поведение коэффициента $\eta_м$ при снижении нагрузки в варианте *штрих-пунктира* всегда предпочтительнее *пунктира.*

Если сравнивать варианты дросселирования ДВС при одинаковом составе ТВС (α = *idem*), то при таких условиях индикаторный КПД η_i для всех вариантов остаётся одним и тем же (*idem*). Результат очевиден: эффективный КПД $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_м$ оказывается выше для варианта качественного регулирования. Мало этого! Вспомним, *что при дросселировании ДВС качественным способом* уменьшается цикловая подача топлива $V_ц$ при неизменной цикловой подаче воздуха. А это означает, что *ТВС обедняется*. Вы ещё будете подробнее изучать процесс горения, но, забегая вперёд, сообщу, что избыток воздуха (это и есть обеднённые ТВС) при горении *только на пользу* – увеличивается и физическая, и химическая полнота сгорания топлива. И по этой причине тоже *штрих-пунктирная* линия η_e располагается на рис. 6.10 выше (в принципе – выше!) *пунктирной* линии.

Надеюсь, мне уже не нужно вам напоминать, что увеличение η_e означает снижение удельного расхода топлива g_e, что, несомненно, почувствует и потребитель в снижении абсолютного расхода топлива – G_T.

Кажется, я окончательно дискредитировал количественный способ регулирования ДВС, остаётся пока неясным только одно: как же при

таком-то знании всех его недостатков он всё ещё (и очень широко) применяется в двигателях с искровым зажиганием (ДсИЗ)?! Что же, господа инженеры-двигателисты: что-то, где-то … И не так? Ну, быть не может! Конечно, не может.

Дело в том, что хорошо и предварительно (перед поступлением в цилиндр) подготовленная ***бензовоздушная*** смесь (в ДсИЗ только она и применяется) имеет очень *узкие концентрационные пределы воспламенения:* $\alpha \approx 0{,}6\ldots1{,}15$. Если же вспомнить регулировочную характеристику ДВС по составу ТВС (ХСС), то становится ясно, что даже не о концентрационных пределах тут следует "печалиться". Любой ДсИЗ следует настраивать и регулировать по составу ТВС в диапазоне от $\alpha_{}$, который обеспечивает $N_{e\ max}$, и до $\alpha_{}$, при котором получается наиболее высокая полнота сгорания топлива. Этот диапазон гораздо уже указанного по концентрационным пределам воспламенения и составляет где-то $0{,}85\ldots1{,}1$.

Следовательно, качественное регулирование ДсИЗ просто не получается из-за очень узкого диапазона возможного изменения состава ТВС.

Поэтому в бензиновых *карбюраторных* двигателях и в двигателях *с центральным и распределённым впрыском* используется в качестве основного регулирующего фактора дроссельная заслонка (ДЗ). Коэффициент α тоже меняется, но в указанных весьма узких пределах – $0{,}85\ldots1{,}1$. И вот только в ДсИЗ с непосредственным впрыском бензина в цилиндр инженеры – двигателисты "подбираются" к этому самому "качественному" регулированию ДВС со всеми его преимуществами.

Несколько слов о том, как же он, этот "качественный" способ противостоит упомянутым "концентрационным пределам воспламенения".

Поскольку этот способ пока доминирует в дизелях, рассмотрим весь процесс на их примере. Итак, в дизелях ТВС приготавливается в камере сгорания, причём уже непосредственно в процессе горения. Выглядит это примерно так: в момент подачи топлива в цилиндр (см. рис. 6.7) оно "распыливается", т.е. буквально превращается в "мокрую" пыль, представляющую совокупность мельчайших капель со средним диаметром $\approx 10\ldots100$ мкм.

Несмотря на свою ничтожность по размерам, каждая капля "живёт" своей собственною "жизнью" по законам испарения, турбулентного (и не очень) перемешивания паров с воздухом, прогрева образовавшейся смеси до энергии E_{ω} (см. раздел 3.2.3.2) и, наконец, воспла-

менения. Наилучшие условия для воспламенения создаются на некоторой поверхности (рис. 6.11), где пары топлива смешались с воздухом в пропорции, соответствующей $\alpha \approx 1$. Понятно, что в центре капли $\alpha = 0$ – одно топливо, воздуха нет, а где-то, на достаточном удалении, от этой капли – только воздух, т.е. $\alpha = \infty$.

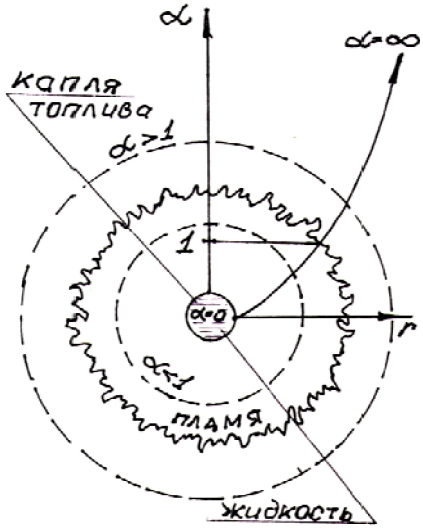


Рис. 6.11 Горение капли топлива

Получается, что ***каждая капля представляет собой индивидуальный, автономный очаг горения.*** Ей, мягко говоря, "наплевать", сколько около неё "собралось" воздуха. Ей важно только одно: чтобы его хватило на её полное сгорание. А уж это-то при качественном регулировании точно обеспечено: ТВС всегда имеет $\alpha > 1$.

В результате каждая капля представляет собой горящий микрообъём. В химических реакциях, происходящих в этом "микрообъёме", используется воздух, только в количестве, необходимом для реакций, а неиспользованный воздух образует в смеси с продуктами реакции рабочее тело. По всему объёму этого рабочего тела распределяется тепловой эффект, полученный в реакциях горения капель. В этой ситуации капле "всё равно" горит ли она в объёме воздуха, составляющем вместе с ней α около единицы, или этот состав получается на уровне $\alpha = 1000$. Да хоть миллион! Ей всё равно, она горит себе и горит по тем закономерностям, что мы упоминали выше.

Таким вот образом и обеспечивается качественное регулирование ДВС. В двигателях с наддувом в камере сгорания α достигает значения $\alpha = 3$ и более. И ничего себе, всё горит так, как и положено. В ДсИЗ с непосредственным впрыском бензина в цилиндр (некоторые японские фирмы уже объявили о серийном выпуске автомобилей с такими ДВС) уже получилось применение качественного способа регулирования двигателя. Остаётся всё же один вопрос: "Почему в дизелях это было возможно изначально, а в ДсИЗ к этому только-только подбираются?".

Дело в том, что в топливной аппаратуре ДВС очень сложно устроить *независимую систему смазки* подвижных деталей. Уж очень они мелкие! Поэтому вся топливная аппаратура всегда смазывалась самим топливом. Ну, а теперь сравним смазывающие свойства дизельного топлива и бензина.

Вязкость жидкостей в сантистоксах ($мм^2/с$) при 20^0 С

Дизельное топливо	Керосин	Вода	Бензин
1,5…6,0	2,0…3,5	1,01	0,52…0,63

Да что там говорить, всем известно, что бензин используют в технологических процессах как "обезжиривающую" жидкость. Приехали: нужно попытаться использовать "обезжиривающую" жидкость в качестве смазки в топливной аппаратуре! Но, тем не менее, в современной технике (чего, только в ней не бывает!) этот, казалось бы непреодолимый барьер, преодолён!

6.3. Устойчивость режимов работы ДсИЗ и дизелей

В разделе 6.1, где мы обсуждали общие вопросы устойчивости работы ДВС, было, *во-первых*, установлено, что двигатель сам, без вмешательства системы управления, преодолевает те или иные изменения нагрузки, если его характеристика $M_e(n)$ имеет отрицательный градиент. *Во-вторых*, было сказано, что ДсИЗ имеют более высокую приспосабливаемость к изменению нагрузки, чем дизеля, и связано это с различием в способах их регулирования. Поскольку мы разобрались с качественным и количественным способами регулирования ДВС, осталось понять: почему же такой хороший "качественный" способ регулирования не обеспечивает дизелям хороший запас устойчивости при изменении нагрузки.

Ясно, что нужно проанализировать характеристику $M_e(n)$ для одного и другого типа ДВС. Вначале выявим основные факторы, влияющие на величину M_e. Для этого используем две формулы эффективной мощности N_e:

(4.39): $N_e = \frac{H_u}{\alpha \cdot l_0} \cdot V_h \cdot i \cdot \rho_к \cdot \eta_v \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot \eta_e$ и (4.40): $N_e = \frac{M_e \cdot \pi \cdot n}{30}$.

Приравняем эти два выражения и получим из них следующее:

$$M_e = \left(\frac{H_u \cdot V_h \cdot i}{\tau \cdot \pi \cdot l_0} \right) \cdot \left(\frac{\rho_к}{\alpha} \cdot \eta_V \cdot \eta_i \cdot \eta_м \right).$$

Здесь первая скобка во время испытаний любого конкретного двигателя остаётся неизменной. Для двигателя без наддува $\rho_к$ тоже практически const. Объединив всё, что не меняется, и обозначив буквой C_1, получим

$$M_e = C_1 \cdot \frac{\eta_V \cdot \eta_i \cdot \eta_м}{\alpha}. \qquad (6.9)$$

Таким образом, изменение M_e по режимам работы двигателя определяется качеством выполнения всех процессов термодинамического цикла, затратами на самообслуживание и изменением состава ТВС. Рассмотрим, как эти показатели "ведут себя" в дизелях и в ДсИЗ.

а) Двигатель с количественным регулированием (ДсИЗ).

Мы уже отмечали, что в этих двигателях состав ТВС изменяется в очень узких пределах. Ещё ранее, рассматривая индикаторные параметры ДВС, мы вслед за академиком Б.С. Стечкиным приняли тот факт, что индикаторный КПД η_i в реально существующем двигателе (когда в нём вся "геометрия" постоянна) изменяется только в соответствии с изменением состава ТВС. Причём η_i изменяется по режимам работы точно так же, как и α. Следовательно, для ДсИЗ в формуле (6.9) отношение $\frac{\eta_i}{\alpha} \approx \text{const}$ и зависимость крутящего момента упрощается до вида $M_e = C_2 \cdot \eta_V \cdot \eta_м$.

При количественном регулировании двигателя изменением положения ДЗ добиваются изменения количества ТВС, поступающего в цилиндр. Происходит это за счёт существенного изменения гидравлического сопротивления впускного тракта и, соответственно, коэффициента наполнения (см. рис. 5.15). С коэффициентом η_V – ясно.

Если обратиться к рис. 5.11, то можно понять и характер изменения $\eta_м$ по режимам. Действительно, в точках *а* и *в* коэффициент механических потерь

$$\eta_м = 1 - \frac{N_м}{N_i}$$

равен нулю по ВСХ. И не только по ВСХ, потому что аналоги точке *в* существуют и по всем частичным характеристикам (рис. 6.12).

В результате, "перемножая" графики на рис. 5.15 и 6.12, получаем изменение эффективного крутящего момента по ВСХ и всем частичным скоростным характеристикам (рис. 6.13). На основе полученной картины мы имеем право сделать такой вывод:

двигатели с количественным регулированием режимов их работы (ДсИЗ) имеют отрицательный градиент dMс/dn по всем скоростным характеристикам, следовательно, они работают (взаимодействуют с нагрузкой) **устойчиво.**

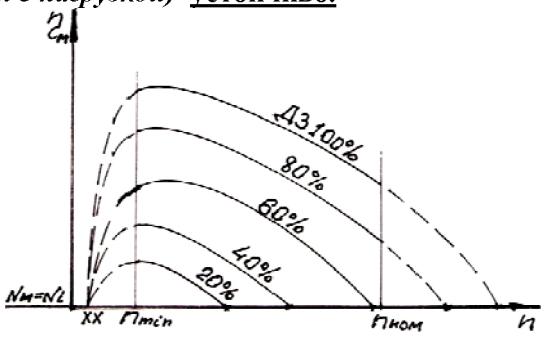


Рис. 6.12 Изменение коэффициента механических потерь по внешней и частичным скоростным характеристикам

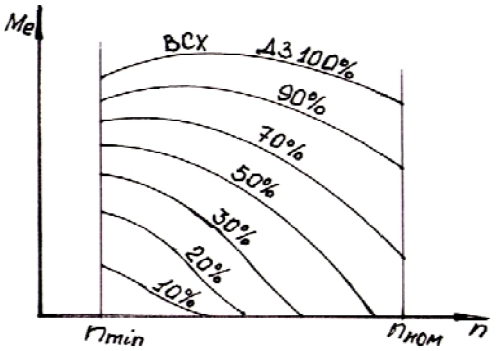


Рис. 6.13 Изменение эффективного крутящего момента по внешней и частичным скоростным характеристикам

б) Двигатель с качественным регулированием (Дизели).

Напоминаю, что этот способ регулирования называется "качественным", поскольку он основан на изменении "качества ТВС", т.е. на изменении её состава, характеризуемого коэффициентом избытка воздуха α. Запишем выражение для α через *цикловые* подачи воздуха и топлива

$\alpha = \dfrac{G_{вц}}{G_{Tц} \cdot l_0} = \dfrac{\rho_к \cdot V_h \cdot \eta_V}{V_ц \cdot \rho_T \cdot l_0}$ и подставим его в формулу (6.9):

$$M_e = \frac{C_1 \cdot \rho_T \cdot l_0}{V_h} \cdot \eta_i \cdot \eta_м \cdot V_ц = C_2 \cdot \eta_i \cdot \eta_м \cdot V_ц \cdot \qquad (6.10)$$

Произведение $\eta_i \cdot \eta_м = \eta_e$ по ВСХ изменяется так, как показано на рис. 5.14. Опыт, накопленный при испытании дизелей, показал, что при их работе по частичным скоростным характеристикам вид этой зависимости $\eta_e(n)$ практически не меняется, хотя уровень КПД становится несколько иным. Остаётся выяснить характер изменения $V_ц(n)$. Конечно, при возрастании нагрузки на двигатель цикловая подача топлива растёт (рис. 6.14). Это понятно и естественно.

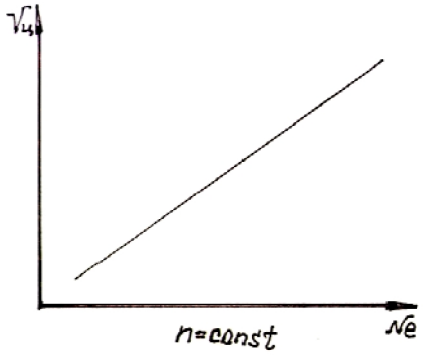


Рис. 6.14 Изменение цикловой подачи топлива при увеличении нагрузки

Но при более подробном изучении этой понятной зависимости обнаруживается одна ***особенность***. Вспомним, что геометрически $V_ц$ определяется (формула 6.7) активным ходом плунжера $h_{акт}$ (см. рис. 6.7 или 6.8). Следовательно, при работе дизеля по ВСХ $h_{акт}$ = max и const. При работе двигателя по произвольной частичной скоростной характеристике $h_{акт}$ также *постоянная величина*, но меньше, чем её значение при работе по ВСХ. Напомню, что при работе по скоростным характеристикам *частота вращения вала ДВС определяется изме-*

няющейся нагрузкой. И вот, при изменении этой самой нагрузки изменяется частота вращения вала двигателя, что приводит ***к изменению скорости движения плунжера*** в ТНВД. Дело в том, что кулачковый вал ТНВД (см. рис. 6.7) жёстко шестернями связан с валом ДВС. Это правильно, так оно и должно быть, ибо углы опережения впрыска топлива только так и могут быть соблюдены с точностью до угловых минут.

Но при увеличении скорости движения плунжера во втулке резко изменяется скорость движения топлива во впускных и отсечных каналах, в винтовой проточке и центральном сверлении, соединяющем эту проточку с надплунжерной полостью "П" (см. рис. 6.7 и 6.8). Все эти отверстия имеют малые размеры, поэтому при резком возрастании скорости движения в них жидкости скачком увеличивается и их гидравлическое сопротивление, что буквально запирает проток через них топлива. Это приводит к тому, что *чем больше скорость движения плунжера, тем дольше* (помимо геометрического движения величиной $\boldsymbol{h_{акт}}$) *в надплунжерной полости "П" сохраняется высокое давление*, действующее на нагнетательный клапан. Следовательно, к чисто геометрическому значению $V_ц = f_{пл} \cdot h_{акт}$ по внешней и частичным скоростным характеристикам прибавится некоторая величина $+\Delta V_ц$. *Этот эффект тем значительней, чем меньше геометрическая* $V_ц$ *и чем выше скорость движения плунжера, т.е. чем выше режим работы ДВС* (рис.6.15).

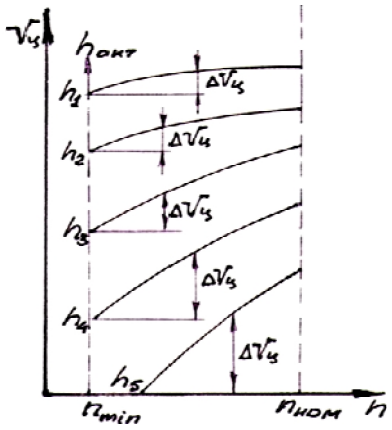


Рис. 6.15. Значение $\Delta V_ц$ на различных режимах работы двигателя

Совмещая полученные сведения в искомое выражение (6.10), получаем примерную картину изменения эффективного крутящего момента дизеля по внешней и частичным скоростным характеристикам (рис. 6.16). Припоминая основные понятия об устойчивой работе ДВС (раздел 6.1), можем сформулировать примерно такой вывод:

на частичных скоростных характеристиках, на режимах с высокими нагрузками (ближе к минимальным оборотам) работу дизеля следует считать неустойчивой. При его работе по ВСХ в диапазоне режимов от максимального крутящего момента до номинала двигатель можно считать устойчивым, но коэффициент запаса по устойчивости крутящего момента $\mu_м$ всё-таки недостаточен.

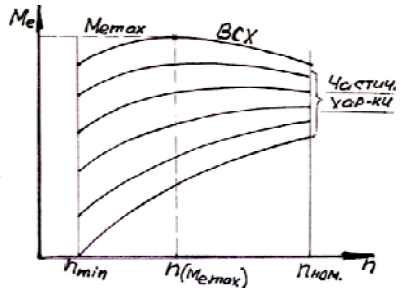


Рис. 6.16 Изменения эффективного крутящего момента дизеля

Изученный нами вид зависимостей $M_e(n)$ *для ДВС с качественным и количественным* способами регулирования нашёл своё отражение и в устройстве их систем управления:

- **ДсИЗ** (*ДВС с количественным регулированием*) обычно управляются непосредственно РУД либо иногда снабжаются ограничителем частоты вращения КВ;
- в структуру системы топливоподачи **дизелей** (*ДВС с качественным способом регулирования*) обязательно включается **регулятор,** который автоматически (без участия оператора) срабатывает, по крайней мере, на двух скоростных режимах: предельном (по скорости вращения КВ) и минимальном.

6.4. Автоматические регуляторы частоты вращения вала дизелей

Основное назначение регуляторов – не допустить резкого увеличения частоты вращения КВ двигателя (исключить"разнос") при вне-

запном исчезновении нагрузки и не допустить резкого снижения частоты вращения КВ ("самовыключения" двигателя) при вдруг значительно возросшей нагрузке. Я всегда привожу, на мой взгляд, очень живой пример: экскаватор грузит песок в кузова самосвалов. И вдруг в куче песка ему попался камень! Не просто камень, а каменюка! Его ковш пошёл в песок как в песок, и вдруг!... Что с двигателем? Без регулятора точно заглохнет!

В системе топливоподачи автотракторных дизелей, в двигателях строительных и дорожных машин (на всех двигателях, испытывающих резко переменную нагрузку) устанавливают либо *двухрежимные*, либо *всережимные* регуляторы.

Основной результат их работы заключается в следующем.

6.4.1. Регуляторные ветки скоростных характеристик дизелей

Изменение крутящего момента $M_e(n)$ по скоростной характеристике у дизелей происходит с очень небольшим отрицательным градиентом dM_e/dn, а на частичных характеристиках либо с нулевым, либо даже с положительным dM_e/dn. Поэтому на любом режиме работы двигателя нужно иметь возможность парировать резкое изменение нагрузки резким изменением величины этого градиента. По сути дела, необходимо любой вариант зависимости $M_e(n)$ моментально превратить в характеристику с большим по величине градиентом dM_e/dn и обязательно со знаком "минус". Эту задачу решает автомат.

Всережимный регулятор срабатывает автоматически на любом режиме и превращает зависимость $M_e(n)$ в резко ниспадающую ветку (рис. 6.17) с диапазоном изменения частоты вращения КВ $n_{min} \ldots n_{max}$. Таких веток (их называют либо "*регуляторными ветвями скоростных характеристик*", либо "*регуляторными характеристиками*") множество, поскольку любая из "*веток*" появляется и срабатывает на любом режиме. Их называют *частичными,* а ветки *1* и *2* выделяют. Регуляторную характеристику 1 называют *предельной,* а ветку 2 – *регуляторной характеристикой при минимальной частоте вращения вала.* Эти две ветки вместе с ВСХ формируют поле возможных режимов эксплуатации дизеля.

Таким образом, система управления дизелем срабатывает как бы ступенчато: РУД задаёт режим, а точнее, даже диапазон $n_{\min} \ldots n_{\max}$, а регулятор, действуя на соответствующей ветке, парирует увеличение или снижение нагрузки на двигатель.

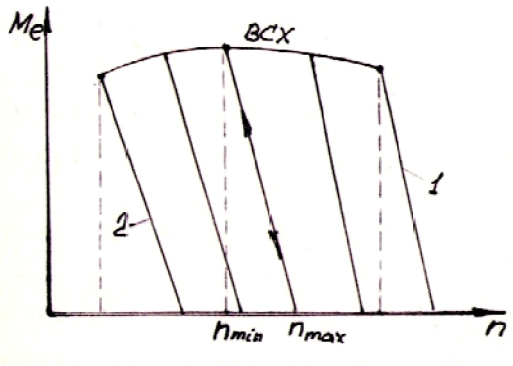


Рис. 6.17 Всережимный регулятор

Двухрежимный регулятор (рис. 6.18) не вмешивается в действия водителя (оператора) в диапазоне частот вращения от минимального режима n_2 до номинала n_3 и срабатывает только в ситуациях:

- когда ДВС работает по ВСХ или любой частичной скоростной характеристике на ***номинальном режиме*** n_3 *и вдруг резко уменьшается нагрузка*. Регулятор обеспечивает сброс цикловой подачи топлива, не допуская тем самым увеличения частоты вращения выше n_4, т.е. препятствует развитию событий, которое выше было названо: "*двигатель пошёл вразнос*";
- когда ДВС работает на ***минимальном режиме*** n_2 (также по любой своей характеристике), *а нагрузка вдруг резко увеличивается*. Мы знаем, что в такой ситуации двигатель, скорее всего, "*заглохнет*". Чтобы не случилось такой неприятности, регулятор резко увеличивает цикловую подачу топлива и, хотя обороты КВ несколько снижаются (в диапазоне $n_2 \ldots n_1$), но двигатель не прекращает своей работы.

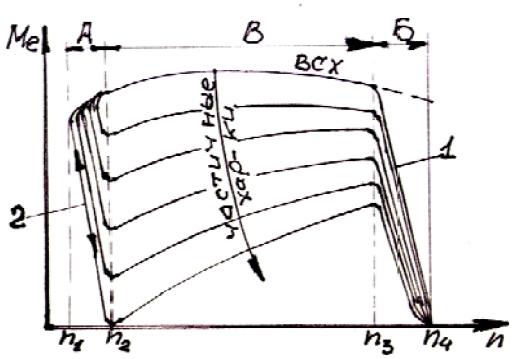


Рис. 6.18 Двухрежимный регулятор

В диапазоне работы двухрежимного регулятора также можно указать *предельную регуляторную характеристику – 1* и *регуляторную характеристику при минимальной частоте вращения вала – 2.*

Чтобы успешно выполнять все указанные процедуры, в любом регуляторе должен быть узел (устройство), реагирующий *на изменение параметра регулирования.* В данном случае *параметр регулирования – частота вращения КВ (n).* Такие узлы называются "***чувствительными элементами***" регуляторов. Наиболее распространёнными вариантами этих устройств являются ***механические*** *чувствительные элементы*. В них изменение частоты вращения вала преобразуется в движение по радиусу от вала (или наоборот) грузиков под действием центробежных сил.

Принцип действия этого узла регулятора, "чувствующего" частоту вращения вала, впервые применил (и успешно применил) Джеймс Уатт ещё в 1780-х годах в конструкциях своих паровых машин. Он с тех пор так и называется – "регулятор Уатта". Надеюсь, вы знаете, что единица мощности названа именно в его честь – Watt. В дальнейшем кроме механических появились и пневматические, и гидравлические, и электрические устройства, выполняющие роль чувствительных элементов. Но, как уже было сказано, наиболее распространёнными остались, по сути дела, "регуляторы Уатта". В конструкцию ТНВД современного дизеля, как правило, входят такой регулятор и автоматическая муфта опережения впрыска. Кстати, ТНВД, созданный фирмой R. Bosch ещё в 1927 году, принцип действия которого показан на рис. 6.7, в различных модификациях выпускается многими фирмами различных стран и по сей день.

6.4.2. Всережимный регулятор

Итак, всережимный регулятор должен, чувствуя изменение режима работы ДВС, заданного положением РУД, парировать разбаланс $M_e = M_c$ изменением величины цикловой подачи топлива $V_ц$.

Происходит это следующим образом (рис. 6.19). Сразу оговоримся, что конструктивных схем и исполнений всех указанных далее элементов (тем более начиная ещё с 1927 года) – "море". Мы с вами "плавать" в нём не будем, а изучим лишь ***принцип.*** А в конструкции при необходимости (зная принцип) – разберётесь сами.

Напоминаю, структура системы регулирования двигателя, как минимум – двухступенчатая. Во-первых, *рычаг управления двигателем*

(РУД), который, по сути дела, оператор (или водитель) в диапазоне между упорами *6*, задаёт натяжение главной пружины регулятора – *1*. На этом его обязанности заканчиваются. Далее работает вторая ступень – *регулятор*.

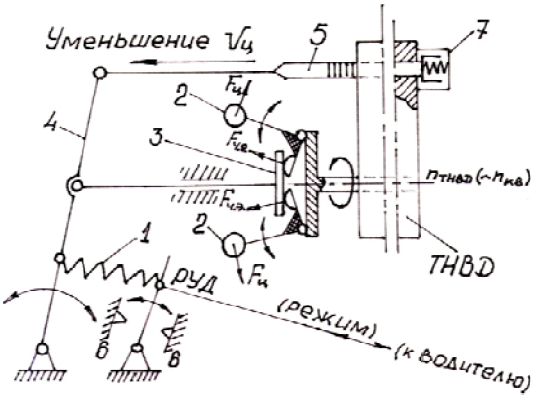


Рис. 6.19 Схема работы всережимного регулятора

Если режим работы ДВС установившийся ($M_e = M_c$ и n = const), то центробежные силы $F_ц$, действующие на грузики *2*, создают силу воздействия чувствительного элемента $F_{ч.э.}$ на площадку *3*, уравновешивающую силу натяжения пружиной *1* рычага управления *4*. Этот рычаг управляет зубчатой рейкой *5*, поворачивающей плунжеры ТНВД вокруг их осей (см. рис. 6.7). Напомню, что поворот плунжеров вокруг их осей означает изменение их активного хода $h_{акт}$, что задаёт величину цикловой подачи топлива

$$V_ц = f_{пл} \cdot h_{акт}.$$

Представим себе, что нагрузка на ДВС значительно *увеличилась*. Естественно, *частота вращения КВ снизилась*. Грузики *2* чувствительного элемента уменьшили своё воздействие $F_{ч.э}$ на площадку *3* и, при одном и том же натяжении пружины *1* (оператор в этом не участвует!) рычаг *4* подвинулся вправо (по рис. 6.19), т.е. он через зубчатую рейку *5* воздействовал на плунжеры ТНВД. Цикловая подача топлива $V_ц$ увеличилась. Понятно, что возросла индикаторная работа L_i, а с нею и мощность, и крутящий момент M_e. Снова восстановился баланс $M_e = M_c$. При изменении нагрузки в обратном направлении все изменения в работе автоматики "читай наоборот".

Чтобы обеспечить необходимый запас

$$\mu_м = (K_м - 1)\cdot 100\%$$

при резком изменении нагрузки на двигатель, упор зубчатой рейки *5* в её крайнем положении ($V_{ц\ max}$) делают не жёстким, а податливым. Для этого на упоре рейки устанавливается подпружиненное гнездо – *прямой корректор 7*.

Нужно отметить, что не в "один заход" устанавливается этот самый баланс $M_e = M_c$. Пружины, они и есть пружины. Какое-то, но очень короткое время, режим работы ДВС "болтается" около нового варианта ***установившегося*** $M_e = M_c$ и n = const. Но, к счастью, это всё продолжается очень недолго, для нашего глаза практически незаметно, и вот водитель, даже не двинув ногой "педали газа", благополучно переезжает, например, "лежачего полицейского". Что ему – ГАИ!? Или ГИБДД!? И прочие "АБВГД…?" У него же есть регулятор! Правда, он наверняка не помнит, что ему его подарил "Ватт"!

6.4.3. Двухрежимный регулятор

Этот вариант регулятора осуществляет регулирование двух предельных режимов работы ДВС (минимального, по оборотам КВ, и максимального). Для этого в его конструкции использованы ***две пружины*** *1* и *2* (рис. 6.20).

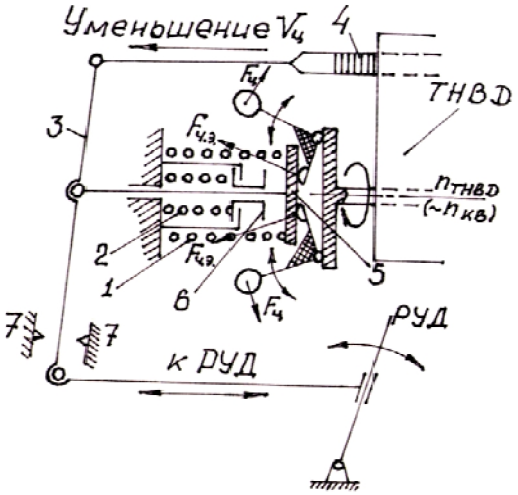


Рис. 6.20 Схема работы двухрежимного регулятора

Как и в варианте "всережимного" регулятора, оператор через РУД, который перемещается между упорами *7*, задаёт положение основного рычага *3*, управляющего положением зубчатой рейки *4* ТНВД. Он, оператор (водитель), выставил положение этого рычага, а далее "работает" регулятор, но в пределах жёсткости пружин *1* и *2*.

Предположим, что на установившемся режиме всё выглядит так, как изображено на рис. 6.20. При резком ***увеличении нагрузки*** на двигатель ***при его работе на минимальных оборотах КВ*** n_2 (см. рис. 6.18) вал двигателя уменьшает свою частоту вращения, следовательно, уменьшает частоту вращения и кулачковый вал ТНВД. Чувствительные элементы регулятора (грузики) при воздействии уменьшившейся центробежной силы сходятся к оси вращения. Воздействие $F_{ч.э}$ на площадку *5* снижается и пружина *1* перемещает рычаг *3* в сторону увеличения цикловой подачи топлива. Обратное воздействие нагрузки приведёт, естественно, к обратному воздействию пружины *1* на рычаг *3*.

Частота вращения вала двигателя n_2 (см. рис. 6.18) соответствует такому положению пружин и площадок регулятора, когда упор *5* пружины *1* прижат к втулке *6*, на которую воздействует пружина *2* с очень большой предварительной затяжкой. Она этой своей затяжкой противодействует, практически не деформируясь, изменению центробежных усилий $F_ц$ и $F_{ч.э}$ в диапазоне изменения частоты вращения вала двигателя $n_2 \ldots n_3$ (см. рис. 6.18).

Но что происходит далее при увеличении режима работы ДВС?! Увеличение частоты вращения КВ выше n_3 приводит к тому, что всё возрастающие силы $F_ц$ и $F_{ч.э}$ начинают деформировать (сжимать) пружину *2*. И вот тут она вступает в действие.

При достижении частоты вращения КВ n_3 внезапный "сброс" нагрузки приводит *к резкому разгону вала двигателя.* И тут "срабатывает" цепочка: возрастают усилия $F_ц$ и $F_{ч.э}$, деформируется пружина *2*, что приводит к снижению цикловой подачи топлива. И далее по известной нам закономерности всё приводит ***к снижению режима работы ДВС.*** Вот в этом и есть суть работы регулятора. Он, не мешая работе оператора, помогает ему избавиться от неожиданных неприятностей, но только в двух зонах А и Б скоростной характеристики дизеля (рис. 6.18). В зоне В остаётся "ручное" управление.

Двухрежимный регулятор в условиях *городского* движения автомобиля (частое изменение режима работы двигателя) обеспечивает

снижение дымности выхлопа и расхода топлива примерно на 5…7 % в сравнении со ***всережимным регулятором.*** Происходит это за счёт плавного перемещения рейки ТНВД при "ручном" управлении её движением (на самом-то деле управление "ножное"). Во всережимном регуляторе во время разгона КВ ($n\uparrow$) рейка сразу перемещается в крайнее положение, соответствующее максимуму цикловой подачи ($V_{ц\,max}$). При этом ТВС резко обогащается ($\alpha\downarrow$), что приводит к дымлению на выхлопе и перерасходу топлива. И лишь совершив с помощью пружин пару затухающих колебаний, рейка выставляет новый установившийся режим $M_e = M_c$.

В конструкцию двигателей машин, предназначенных для работы с резко меняющейся нагрузкой (строительные, дорожные, землеройные и.т.д.) входит, как правило, ***всережимный регулятор.***

7. ФОРСИРОВАНИЕ ПОРШНЕВЫХ ДВС

7.1. Задачи и способы форсирования ДВС

Есть, как минимум, три причины, которые заставляют инженеров-двигателистов напрягать мозги и пытаться решить задачу: *"как увеличить мощность уже спроектированного или даже уже серийно выпускаемого ДВС?"*

1. *Взаимодействие с фирмой-разработчиком транспортного средства (ТС).* Любое ТС создаётся не в единичном экземпляре, всегда предполагается более или менее крупная серия изделий. Причём предполагается, что в процессе выпуска ТС оно будет совершенствоваться, будут создаваться его модификации, т.е. будут изменяться какие-либо его узлы, и (*вот тут прошу внимания!*) обязательно двигатель. Не было пока ещё в истории техники случая, когда при модификации ТС не потребовалось бы увеличение мощности двигателя.

Я уже как-то вам "намекал", что любые "ухищрения и выверты", которыми снабжаются современные автомобили, для своего срабатывания требуют энергию. Источник энергии один – это бак с топливом. Но практически всем исполнительным механизмам нужна не химическая энергия топлива, а электрическая и механическая. Как известно, *двигатель – преобразователь вида энергии.* Таким образом, всё упирается в двигатель. Опыт создания и развития самых разнообразных ТС (автомобиль, танк, комбайн, катер, бульдозер, бомбардировщик, мотоцикл, подводная лодка и т. д. и т. п.) показал, что в течение 10…15 лет выпуска и развития того или иного ТС мощность его ДВС возрастает (заметьте: только вверх!) на 10…50%. А иногда и на 100 %!

2. *Задача для создателей авиационных ДВС.* Нам уже известно, что при увеличении высоты полёта эффективная мощность двигателя снижается по причине уменьшения плотности воздуха в окружающей среде и снижении коэффициента наполнения. В числах это выглядит примерно следующим образом. Поскольку плотность воздуха зависит и от температуры и от давления

$$\rho_к = \frac{p_к}{R \cdot T_к},$$

то давайте посмотрим, что с ней происходит в диапазоне $H_п$=0…11 км, где расположены эшелоны полётов большинства самолётов. До 11 км T_H снижается в 1,33 раза, а p_H в 4,46 раза. В результате ρ_H уменьшается в 3,35 раза. Поскольку мощность

$$N_e \sim \rho_к \cdot \eta_V,$$

а $\frac{\eta_V}{\eta_{V0}} \cong \sqrt{\frac{T_{к(H)}}{T_{к(H)0}}}$, то следует учесть, что при снижении T_H в 1,33 раза η_V на высоте H_n =11 км составляет примерно 0,87 η_{V0}. В результате имеем, что мощность на высоте H_n =11 км

$$N_e \approx 0{,}26 \cdot N_{e0}.$$

Вот она – эта задача форсирования ДВС в авиационной постановке. Я уже вам говорил, что именно создатели авиадвигателей первыми додумались до наддува. Понятно "почему" – жизнь (двигателя) заставила.

3. Третья причина возникает как "само собой разумеющееся" в процессе проектирования нового двигателя: *всегда хочется получить новый ДВС с повышенной, относительно его предшественников, литровой мощностью*

$$N_л = \frac{N_e\,(кВт)}{V_H\,(литр)}.$$

Суть этого параметра – "компактность конструкции ДВС". Рабочий объём двигателя V_H – его основной размер, определяющий, в конце концов, и габариты ДВС. Всегда приятно иметь дело с маленьким, но мощным агрегатом. Я всегда восхищаюсь создателями "иномарки – Запорожец". Поднимешь его капот, что перед лобовым стеклом, а двигателя-то – тю-тю! Нету! "Надо же, думаю, какой мелкий агрегат придумали: его и не видать совсем, а машина-то бегает!" Ну, это к слову… И, конечно, шутка – у него же сзади в багажнике "запасной двигатель" есть. Но, как говорит народная мудрость: "*в каждой шутке есть доля шутки*". Всё остальное, выходит, всерьёз.

Так вот, всерьёз-то выходит только одно: все фирмы мира пытаются сделать этот параметр ($N_л$) как можно выше. Выше всех литровая мощность получается у проектировщиков ДВС гоночных авто и мотоциклов. Но они "купили" свой выигрыш за счёт безбожного снижения ресурса силовых агрегатов. Наша же задача – изучить (если они, конечно, это позволят) опыт этих передовых, можно сказать, "маяков" и трансформировать его так, чтобы ДВС для обычного городского автомобиля получился не одноразовый, а размеры при этом были, ну, как у двигателя бензопилы!

В принципе, если придерживаться известной мудрости, что все законы Ньютона – они и в Африке "законы Ньютона", то *что и как* нужно сделать в двигателе, чтобы его мощность увеличилась (даже без

указаний специалистов из "Формулы-1"), мы с вами уже усвоили (очень надеюсь, что усвоили) вместе с формулой Б.С. Стечкина:

$$N_e = \frac{H_u}{\alpha \cdot l_0} \cdot V_h \cdot i \cdot \rho_к \cdot \eta_v \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot \eta_e .$$

Рассмотрев её более тщательно, можно сделать такие выводы: мощность ДВС при его проектировании можно увеличить следующими способами:

1. *Изменить род топлива.* На это чётко указывают два параметра – H_u (теплотворность топлива) и l_0 – количество воздуха, необходимого для полного сгорания используемого топлива. (Если вы вспомните, то при получении численной величины l_0 используются массовые доли веществ, составляющих данное топливо: углерода – C, водорода – H и др., т.е. *состав топлива*).

2. *Состав ТВС сделать соответствующим максимуму мощности двигателя.* Состав, который оценивается величиной коэффициента избытка воздуха α в этой самой ТВС. Изучая "Характеристику ДВС по составу смеси", мы уже поняли (надеюсь), что не всякий состав ТВС обеспечит нам решение всех интересующих нас задач.

3. *Изменить размеры двигателя* ($V_h \cdot i$). Количество цилиндров i и их размер V_h, дающих в сочетании одно и то же – V_H = idem, это отдельная и, конечно, не простая задача, выходящая за рамки нашей дисциплины (см. далее дисциплину "Конструкция ДВС").

4. Произведение $\rho_к \cdot \eta_V$, как мы уже несколько раз подчёркивали, означает "*интенсивность наддува*" двигателя и качественную организацию его процессов газообмена. Следовательно, для увеличения мощности ДВС необходимо заняться этими мероприятиями вплотную. (Мы и займёмся ими вплотную. Но в соответствующих разделах).

5. *Быстроходность двигателя "n"* – отдельный и, надо сказать, очень непростой способ увеличить мощность ДВС.

6. *Тактность τ ДВС* ($\tau = 2$ или $\tau = 4$.) Я не буду здесь заниматься "экзотикой" – шеститактными ДВС, которыми занимался со своими дипломниками. Мы уже тогда поняли, что это – именно "экзотика".

7. (*Его величество!*) *эффективный КПД.* Я опять и специально подчёркиваю, что КПД – это основной показатель эффективности нашей с вами деятельности. Все перечисленные выше способы понятны и естественны. А вот как повысить КПД , тут очень и очень подумать придётся. Сколько фирм в мире? И все думают. А КПД и ныне там…

Я уже вам говорил, что для простоты запоминания считайте, что КПД современных ДВС примерно равен 1/3. Не сильно ошибётесь, но, главное, может быть, и насторожитесь – "*это что же выходит? Всего одна треть на пользу – а остальное-то куда?....*"

Далее рассмотрим изложенные *возможные перспективы* чуть более подробно.

7.2. Анализ возможных способов форсирования ДВС

1. Какой прирост мощности ДВС можно ожидать при смене рода топлива?

Сразу же договоримся, что изменять будем не марку бензина или дизельного топлива (это нам ничего не даст в решении интересующей нас задачи), топливо будем изменять принципиально, с учётом далёких перспектив. Поскольку топливо для нас – это энергоноситель, то его теплотворность H_u и является тем основным показателем, ориентируясь на который следует искать что-нибудь новое.

Перспективой в этом смысле, конечно, является ***водород.*** Как ближайшую перспективу (точнее, уже реальность) и как переходный этап к водороду специалисты рассматривают ***метан.*** Если их сопоставить, например, с бензином (возьмём авиабензин Б-70), то теплотворность H_u, *Дж/кг* для этих трёх видов энергоносителей выглядит так:

метан – $500 \cdot 10^5$ *Дж/кг*; *бензин (Б-70)* – $441 \cdot 10^5$ *Дж/кг*; *водород* – $1202 \cdot 10^5$ *Дж/кг*.

Слов нет, чтобы выразить чувства! Вперёд! В эру водорода! Стоп! Забыли про стехиометрический коэффициент l_0. И название у него, и сущность … какие-то ехидные. Вот какова его сущность:

метан – $l_0 = 17{,}18$ *кг возд./кг топл.*; *бензин (Б-70)* – $l_0 = 14{,}83$ *кг возд./кг топл.*;

водород – $l_0 = 34{,}78$ *кг возд./кг топл.*

Надеюсь, вы не забыли, что мощность ДВС $N_e \sim \dfrac{H_u}{l_0}$. А если сравнивать наилучшие варианты, то состав ТВС нужно брать не стехиометрический, а тот, который даст максимальную мощность. Для бензина Б-70 такой состав имеет $\alpha \approx 0{,}85$. Возьмём этот состав за основу сравнения по соотношению $N_e \sim \dfrac{H_u}{\alpha \cdot l_0}$. Тогда при мощности **бензинового двигателя**, равной условной **единице,** ДВС на **метане** будет иметь мощность = 0,945, а на водороде = 1,172 от бензинового.

Вот какие фокусы выделывает этот самый стехиометрический коэффициент. И куда же делись преимущества по теплотворности?

Правда, не всё уж так совсем уныло. Дело в том, что максимальная скорость распространения турбулентного пламени в смеси "водород-воздух" достигается при $\alpha \approx 0{,}7$. Если считать, что скорость тепловыделения напрямую влияет на скорость совершения работы (*мощность*), то ***выигрыш при использовании водорода будет*** не 17 % (как при $\alpha \approx 0{,}85$), а ***более 40 %.*** Это, конечно, не в три раза, как "обещала" теплотворность, но вполне заслуживающая внимания величина.

В этом вопросе (в смене рода топлива) есть проблема глобальная, общечеловеческая, на фоне которой задача двигателистов – увеличить мощность ДВС на 40% – сущие пустяки. Дело в том, что современная углеводородная энергетика имеет под собой слабенький фундамент: геофизики и геологи нам всё время твердят, что нефть и природный газ "вот-вот" кончатся. Специалисты-энергетики, защищая свои позиции, говорят, что можно перевести все моторы на синтетическое топливо, которое будем делать из угля. А угля на Земле – немеряно!

Всё бы неплохо, но вы, может быть, заметили, что в современных нормах на выбросы *вредных веществ* из двигателей записаны нормы на выбросы CO_2. А этот газ не является "отравляющим веществом", мы его с вами выдыхаем и вроде бы никто вокруг замертво не падает. Более того, двуокись углерода – *продукт полного сгорания,* следовательно, чтобы выполнить нормы "Евро-5" или "Евро-6", то проще и лучше двигатель вообще не включать. В чём тут дело? Дело в том, что человечество наконец-то начало "чесать у себя в затылке" – львиная доля энергии, потребляемой людьми, получается сжиганием углерода и углеводородов. Выбросы *парникового газа* CO_2 стали уже недопустимыми. Я не буду живописать здесь возможность или невозможность глобального потепления и все катастрофические последствия этого явления. Сам факт нормирования выбросов CO_2, говорит о том, что специалисты имеют на руках уже соответствующую информацию.

И выход из этой ситуации, ***кардинальный выход***, один – ***переход на водородную энергетику.*** Это – как то знаменитое движение меча Александра Македонского, разрубившего "гордиев узел". Сразу же решается масса проблем. Но! В таком решении, как всегда, больше вопросов, чем ответов.

Первый из них: "Где взять водород?" Сообщаю, что пока наиболее распространённая технология его получения в качестве сырья использует природный газ. Вот так. А известный вам из школьного курса физики способ – "вода + электролиз", пока только в мечтах. Суть в том,

что для получения водорода этим способом нужно затратить электроэнергии столько же, сколько потом выделится при его сгорании (закон сохранения энергии пока ещё наша "Госдума" не отменяла).

Второй (он, конечно не последний, но я на нём и закончу): "Как быть с очень низкой плотностью водорода?" Этот вопрос порождает проблему габаритов и массы тары для запасания и хранения без потерь энергоносителя. Понятно, что запасать на борту ТС водород придётся в сжатом (несколько сотен атмосфер) или даже в сжиженном виде (температура кипения жидкого водорода 20 К). Если сравнить современную тару для хранения бензина, сжатого и сжиженного водорода по такому показателю – количество *джоулей*, которое можно получить из вещества, запасённого в данной таре, в расчёте на 1 *кг массы этой тары*, то получатся следующие числа:

- *сжатый водород* (давление – 16,0 МПа) – 1,73 МДж/ кг бака;
- *сжиженный водород* – 12,98 МДж/ кг бака;
- *бензин* – 172,8 МДж/ кг бака.

Как видите, нефтепродукты пока вне всякой конкуренции! И в этом-то весь вопрос. Не вопрос, а …ВОПРОСИЩЕ!

2. Второй способ увеличения мощности, отмеченный выше, – выбор состава ТВС.

Не думаю, что здесь нужно что-либо повторять. Предыдущий пример с водородом чётко показывает, что величину α следует выбирать в соответствии с "характеристикой ДВС по составу ТВС". Это всегда $\alpha < 1$. Вот тут-то и возникают проблемы: при таком составе ТВС неизбежен недожог, т.е. в выхлопных газах двигателя появятся в недопустимом количестве продукты неполного сгорания. Среди них, конечно, *угарный газ* – CO (одно название чего стоит!) и ПАУ, часть из которых – ***канцерогены!***

Вывод понятен: либо "я проедусь так, что все – за кормой", либо – давайте думать и о здоровье ВСЕХ, в ущерб похотям себя – любимого!

3. Третьим способом мы выше обозначили увеличение рабочего объёма V_H двигателя. Это научно называется "экстенсивный" метод решения поставленной задачи (в отличие от "интенсивного" – когда нужно увеличивать не количество, а качество). Я уже где-то говорил, что сделать цилиндров в двигателе не 4, а 8 и тем самым увеличить мощность ДВС в два раза – можно. И большого ума тут не нужно. Здесь я, конечно, не прав, потому что скомпоновать и сбалансировать 8-цилиндровый ДВС, это вам – задача совсем не та, что для 4- или даже 2-цилиндровых. Но! С точки зрения "Теории ДВС", так сказать

– "абстрактно", действительно, увеличение основных размеров двигателя, очевидно, ведёт к увеличению его мощности. Ну, сравните мощность "двигунка" с диаметром поршня **20 мм** и мощность судового дизеля с диаметром поршня **1 м** ! Тут и думать, и рассуждать не приходится. Нужно отметить, что этот самый "экстенсивный" метод форсирования ДВС является едва ли не самым употребляемым в инженерной практике. (По-моему, есть, о чём подумать).

4. Четвёртый способ – ***наддув ДВС***. Поскольку это – один из основных способов увеличения мощности, он составляет отдельный и своеобразный раздел "Теории ДВС". Поэтому сейчас все комментарии опустим. Всё будет более подробно рассмотрено в разделах 7.4 и 8.

5. Пятым способом увеличения мощности ДВС мы ранее назначили "увеличение его быстроходности", т.е. увеличение частоты вращения его КВ "n". Но заметили при этом, что увеличение "n" – способ не такой простой, как он кажется на первый взгляд.

Действительно, в формуле

$$N_e = \frac{H_u}{\alpha \cdot l_0} \cdot V_h \cdot i \cdot \rho_к \cdot \eta_v \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot \eta_e$$

с увеличением "быстроходности" двигателя проблем не возникает: чем выше "n", тем выше и N_e. Но, к сожалению, всё не так уж просто. Дело в следующем:

- при увеличении "n" *увеличивается индикаторный КПД* ДВС, поскольку сокращается время, в течение которого происходят теплообменные процессы. Это означает сокращение потерь внутренней энергии рабочего тела. (И *это – хорошо*);
- при увеличении "n" *изменяется коэффициент наполнения* η_V цилиндров свежим зарядом. Напомню (см. рис. 3. 21), что наполнение цилиндра свежим зарядом зависит и от гидравлического сопротивления впускного канала (Δp_a), которое растёт с увеличением скорости движения поршня и тем самым снижает наполнение, и от инерционной "дозарядки" цилиндра, которая возрастает с увеличением скорости движения поршня, т.е. с ростом "n" . В результате получается то, что изображено на рис. 3. 21.
- при увеличении "n" в "квадрате" растёт мощность механических потерь

$$N_м = A \cdot n^2 \ ,$$

что приводит к снижению коэффициента механических потерь

$$\eta_{мех} = 1 - \frac{N_{мех}}{N_i}.$$

Следовательно, изменение эффективной мощности ДВС при увеличении его "быстроходности" нужно отслеживать не просто по пропорции $N_e \sim n$, а по зависимости

$$N_e \sim n \cdot \eta_V \cdot \eta_i \cdot \eta_м. \qquad (7.1)$$

Мало этого, увеличение "быстроходности" ДВС приводит к увеличению динамических нагрузок на детали КШМ, к увеличению потерь на трение во всех движущихся парах, к увеличению теплонапряжённости конструкции из-за увеличения количества тепла, выделяющегося в ЦПГ в единицу времени. *И всё это следует учитывать при желании форсировать ДВС по "оборотам".*

6. Увеличение мощности ДВС изменением его тактности ($\tau = 2$, или $\tau = 4$) – это отдельный разговор, которому и посвящён следующий раздел (7.3).

7. Увеличение мощности ДВС за счёт увеличения его КПД ! Здесь я ставлю восклицательный знак и вообще преклоняю голову перед могуществом (или немощью) человеческого разума. Мы с вами уже "сконструировали" некоторое соотношение (см. формулу 4.36):

$$\eta_e = \eta_Г \cdot \eta_t \cdot \eta_{р.пр} \cdot \eta_м,$$

из которого следует, что при преобразовании энергии, содержащейся в энергоносителе (топливе), в механическую энергию в виде крутящего момента на КВ двигателя мы теряем, теряем и теряем. КПД – это вообще показатель наших потерь. Видимо, иначе не можем! Что-то не получается!

Итак, потери при горении (при преобразовании химической энергии в тепловую) оцениваются величиной $\eta_Г$ = 0,8….0,95. Да! К сожалению, наихудший вариант – это дизель. Связано это всё со способом смесеобразования (внутри камеры сгорания в процессе впрыска топлива и его горения).

Термический КПД η_t от нас вообще не зависит, поскольку этот КПД – есть следствие второго закона термодинамики. Словом, что уж есть – то и есть! В наилучшем варианте он нам обещает чуть больше половины истраченной энергии (энергоносителя) потратить на пользу (Что понимать под пользой – это отдельный вопрос).

Об организации рабочих процессов ($\eta_{р.пр}$) могу сказать только, что они далеки от совершенства. Сжатие и расширение в ДВС протекают не адиабатически, с теплообменом. Подвод и отвод тепла выполняются

так, что порождают ворох проблем и противоречий. Конструкторы только тем и занимаются, что пытаются найти компромиссные решения. В результате ещё примерно 10% потерь. Современный уровень $\eta_{p.np} = 0{,}88\ldots0{,}92$.

О коэффициенте $\eta_м$ мы уже говорили в разделе 4.2.1. Напомню, что из всех составляющих, которые вошли в понятие "механические потери", только потери энергии в трущихся парах являются действительно *потерями.* Всё остальное – это затраты энергии на самообслуживание ДВС. Пути снижения всех этих затрат очевидны: совершенствовать систему смазки и смазочные материалы, снижать энергоёмкость вспомогательных механизмов, переходить во всех двигателях на качественный способ регулирования, поскольку в нём минимальна работа, затраченная на насосные ходы, и т.д. В общем, уровень коэффициента $\eta_м$ составляет $0{,}7\ldots0{,}9$.

Подводя итог и перемножая все коэффициенты, получаем, что в лучшем случае

$$\eta_e = 0{,}29\ldots0{,}55,$$

а реально ***современные ДВС имеют эффективный КПД в диапазоне***

$$\boldsymbol{\eta_e = 0{,}20\ldots0{,}42!}$$

Если ориентироваться на идеальный термодинамический цикл, то нам с вами есть ещё о чём подумать. При степени сжатия $\varepsilon = 20$ термический КПД может получиться на уровне 0,7. Грубо говоря, пошевелив своими извилинами *и убрав все* ***потери,*** *мы имеем возможность увеличить мощность двигателя примерно* ***вдвое****!* И снова повторюсь: можно сделать в два раза больше цилиндров, а можно пошевелить мозгами и количество цилиндров не менять – результат один и тот же. Шевелят мозгами во всех фирмах мира, но всё же брать числом, а не уменьем, проще.

7.3. Преимущества и недостатки двухтактных ДВС

Мы уже познакомились в разделе 3.1.3.1 с тем, что это такое "двухтактный" ДВС. Знаем также, что мощность двигателя напрямую зависит от частоты f совершения термодинамических циклов $N = L_ц \cdot f,\ Вт$, а частота (см. формулу 1.9)

$$f = \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot i,\ цикл/с$$

обратно пропорциональна количеству тактов τ, совершаемых поршнем для выполнения термодинамического цикла. Из этого однозначно сле-

дует, что *при прочих равных условиях двухтактный ДВС имеет мощность вдвое выше, чем четырёхтактный.* Теоретически это так. Но! (Ох, уж это "но"!).

При реализации принципа выполнения цикла за два движения поршня между мёртвыми точками возникла проблема газообмена. Её решили, поступившись частью рабочего хода поршня. Появился так называемый "потерянный ход" S'' (см. рис. 3.4), когда при движении поршня под действием раскалённых продуктов сгорания вдруг открываются выпускные окна, цилиндр разгерметизируется и часть работы цикла теряется. В результате работает как бы не весь цилиндр, а только его часть V' (см. рис. 3.4).

Следовательно, сравнивать двух- и четырёхтактные двигатели по мощности, т.е. по формуле Б.С. Стечкина

$$N_e = \frac{H_u}{\alpha \cdot l_0} \cdot V_h \cdot i \cdot \rho_к \cdot \eta_v \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot \eta_e ,$$

при прочих равных условиях нужно с учётом неполного использования рабочего объёма в двухтактных ДВС:

- для четырёхтактного двигателя $N_{e4} = \text{const} \cdot \frac{V_h}{4}$;
- для двухтактного двигателя $N_{e2} = \text{const} \cdot \frac{V_h'}{2}$.

Отсюда

$$\frac{N_{e2}}{N_{e4}} = 2 \cdot \frac{V_h'}{V_h}.$$

Вспомним, что существует коэффициент потерянного хода

$$\psi = \frac{V_h''}{V_h} = \frac{S''}{S},$$

с учётом которого

$$V_h' = (1 - \psi) \cdot V_h .$$

В результате отношение мощностей сравниваемых ДВС получается не 2, а с поправкой:

$$\frac{N_{e2}}{N_{e4}} = 2 \cdot (1 - \psi). \qquad (7.2)$$

Статистические данные по существующим двухтактным ДВС показывают, что коэффициент потерянного хода изменяется в диапазоне

$\psi = 0{,}12\ldots0{,}3$. Поэтому *при прочих равных условиях* $N_{e2} = (1.4...1.76)\cdot N_{e4}$. Конечно, *в два раза* – интереснее, но *в полтора раза* тоже неплохо. Неплохо, прежде всего, тем, что ***при одной и той же заданной мощности двигатель получается в полтора (и даже более) раза компактнее.***

Это является *первым и основным преимуществом* двухтактных ДВС. Компактность двигателя, естественно, отражается на его массе $M_{дв}$ и габаритах. Для удобства сравнения по этим признакам двигателей, существенно отличающихся мощностью и размерами, введён *удельный показатель конструктивного совершенства* – ***удельная масса*** *ДВС:*

$$\gamma_{дв} = \frac{M_{дв}}{N_e}, \frac{кг}{кВт} \ . \qquad (7.3)$$

Естественно, чем ниже этот показатель, тем более удачно придуман и выполнен двигатель. Так вот, судовой двухтактный дизель с поршневым продувочным насосом по удельной массе примерно на 45% лучше аналогичного четырёхтактника.

Здесь самое время вспомнить, что газообмен в двухтактных ДВС осуществляется продувкой цилиндров свежим зарядом. Для обеспечения этой продувки в двигателе предусмотрен *продувочный компрессор*. Компрессоры, применяемые в ДВС, по своему конструктивному исполнению бывают поршневыми, центробежными, объёмными. В указанном выше примере упомянут поршневой вариант. Он по своим массогабаритным параметрам уступает другим компрессорам, но в судовой технике находит применение из-за удобства привода и компоновки с двигателем.

На рис. 7.1 показана схема двухтактного двигателя с продувочным компрессором *1* центробежного типа и ресивером *2* (объёмом для выравнивания параметров продувочного воздуха), объём которого V_p обычно на 30…50 % больше рабочего объёма двигателя V_H. Ресивер необходим почти всем типам компрессоров, т.к. большинство из них циклического, а не непрерывного действия.

Поскольку спектр использования двухтактных двигателей весьма широк, выделим из него диапазон мощностей (0,2…10 кВт), где эти двигатели бесспорно доминируют. Они, конечно, миниатюрны и в их конструкции инженеры стараются всё упростить до предела. По этой причине в этом диапазоне применяются только ДсИЗ. У дизелей слишком сложна и дорогостояща топливная система. В этой ситуации про-

дувочный компрессор, тем более ресивер, плохо вписываются в миниатюрность. Без компрессора нельзя (работать не будет), с компрессором плохо, "мешает".

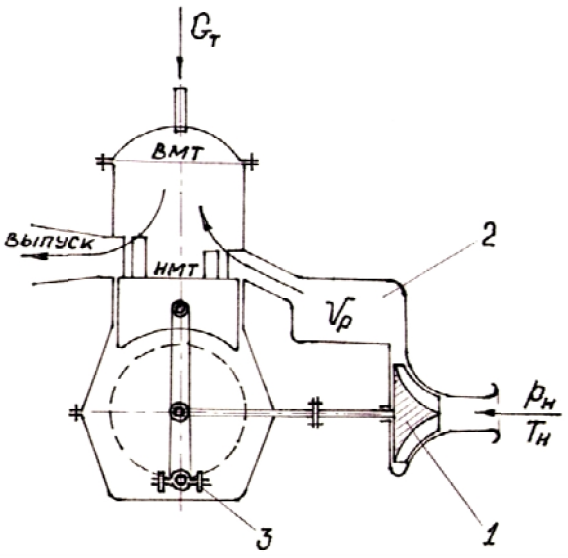


Рис. 7.1 Схема двухтактного двигателя с продувочным компрессором центробежного типа и ресивером

Нашли выход из положения (рис. 7.2) – роль компрессора заставили выполнять поршень самого двигателя. Камеру *1*, где "мотается" коленчатый вал (её называют кривошипной камерой, т.е. камерой, где "живут" кривошипы), в таких двигателях стараются выполнить особенно герметичной. В результате, когда поршень движется из НМТ в ВМТ, отжимается обратный клапан *2* и через впускной канал *4* ТВС поступает в кривошипную камеру. Затем, при совершении рабочего хода, поршень верхней своей частью работает на термодинамический цикл, а нижней своей частью выполняет роль компрессора и сжимает (обратный клапан *2* при этом закрывается) свежий заряд в кривошипной камере *1*. Как только днище поршня сравняется с верхним уровнем продувочных окон *5* и начнёт их открывать, свежий заряд устремляется в цилиндр (стрелка *6*) и начинается вытеснение продуктов сгорания потоком ТВС. Такой тип продувки получил название "***кривошипно-камерная продувка (ККП)***".

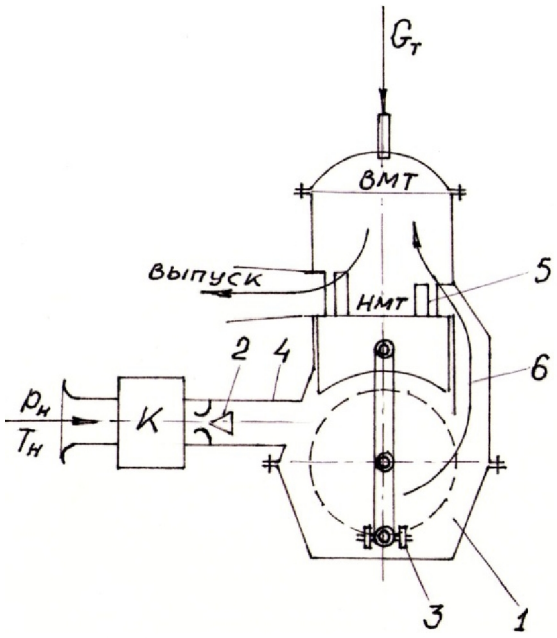


Рис. 7.2 Схема двухтактного двигателя
без продувочного компрессора и ресивера

Теперь можно продолжить восхваление двухтактных ДВС.

В этих двигателях функция $M_e = f(\varphi_{кв})$ более равномерна в сравнении с ДВС ($\tau = 4$). Суть в том, что мы оперируем некоторыми числами, в частности значением крутящего момента M_e на КВ, угловой скоростью кривошипа ω на любом *установившемся* режиме, подразумевая их некоторые *осреднённые значения* (вспомните понятие "средняя скорость поршня"). На самом-то деле они переменны по времени. Очевиднее всего движение поршня – ВМТ и НМТ недаром же названы "мёртвыми" точками. Так вот, из-за отсутствия насосных ходов поршня в двухтактном ДВС коэффициент неравномерности хода КВ

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{ср}} \approx 0{,}02...0{,}03 \qquad (7.4)$$

заметно ниже этого же показателя для четырёхтактного ДВС. Что это даёт? Здесь нужно вспомнить "Сопромат": неравномерность хода КВ вызывает его крутильные колебания, в результате неравномерность увеличивается. А там (не дай Бог!) резонанс, это уже путь к разрушению. Немаловажно и то, что при более ровном ходе КВ увеличивается

приёмистость двигателя, можно сделать менее массивный маховик. (Пустячок! А приятно…)

Ещё один плюс! – Коренные шейки КВ в четырёхтактном ДВС испытывают знакопеременную нагрузку: в рабочем ходе шатун давит на КВ, на впуске (из-за инерционности поршня и шатуна) КВ давит на шатунные болты (рис. 1.3, поз. 11). В двухтактном ДВС нет такта впуска, следовательно, нет и нагрузки на шатунные болты (поз. 3 на рис. 7.1 и 7.2).

Далее! В двухтактных ДВС существенно проще система распределения отбираемой мощности. Так, топливный насос у дизелей приводится непосредственно от КВ, т.к. в работе двигателя за один оборот КВ осуществляется один впрыск топлива в цилиндр.

В двухтактных ДВС проще конструкция головки блока цилиндров, меньше отверстий, проще организовать её охлаждение.

Современный этап развития ДсИЗ, т.е. отказ от карбюраторов, переход на непосредственный впрыск топлива в цилиндр под управлением МПСУ, "подтягивает" экономические и экологические показатели двухтактников к уровню четырёхтактных ДВС. ***Но при этом их преимущество (в полтора раза легче и компактнее) никуда не девается!***

Ну, хватит хвалить. Давайте поговорим о ***недостатках.*** Итак, к сожалению:

- в двухтактном ДВС обязательно нужны продувочный компрессор и ресивер с рабочим объёмом на 30…50 % больше рабочего объёма двигателя для организации качественной продувки цилиндров;
- из-за наличия этого компрессора мощность механических потерь в двухтактном ДВС всегда выше четырёхтактного, т.к.

$$N_м = N_{тр} + N_{агр} + N_к,$$

а в четырёхтактном ДВС без наддува $N_к$ просто отсутствует;

- тепловая напряжённость горячей части ЦПГ в двухтактном ДВС всегда выше, поскольку в этом двигателе в единицу времени совершается в два раза больше циклов, следовательно, и процессов горения;
- в четырёхтактных ДВС *горячая часть ЦПГ* – это головка цилиндров, днище поршня и верхняя часть гильзы цилиндра. В двухтактных к этому *добавляется* нижняя часть гильзы цилиндра в районе выпускных окон;
- в четырёхтактных ДВС на очистку цилиндра от продуктов сгорания отводится $180…240^0$ по углу поворота КВ. В двухтактных – около 100^0 (90…120). Очистка цилиндра *продувкой* не идёт ни в ка-

кое сравнение с вытеснением газов поршнем (насосный ход). В результате коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_{cз}}$$

в двухтактных ДВС составляет обычно величину 0,06…0,1. А в двигателях с кривошипно-камерной продувкой достигает величины 0,4. (Сравните с четырёхтактными, особенно с дизелями, где γ_r = = 0,02…0,05).

- поскольку коэффициент остаточных газов непосредственно влияет на коэффициент наполнения, а тот, в свою очередь, непосредственно определяет мощность двигателя, то ухудшение процессов газообмена в двухтактных ДВС и увеличение мощности механических потерь (из-за наличия продувочного компрессора) вынуждает для поддержания заданной мощности расходовать больше топлива. ***По показателю g_e двухтактные ДВС заметно проигрывают четырёхтактным;***

- продувочный компрессор можно плавно преобразовать в компрессор наддува двигателя, и в этом случае при давлении на выходе из компрессора на уровне $p_к$ = 0,2 МПа коэффициенты наполнения в двух- и четырёхтактном ДВС становятся практически одинаковыми. Хорошо! Есть вариант двухтактника, который может сравниться… Не может! Компрессор никуда не делся, мощность механических потерь из-за него всё же больше, чем в четырёхтактном конкуренте. Увы! По топливной экономичности неизбежный проигрыш;

- в маленьких ДВС при кривошипно-камерной продувке есть ещё одна беда: нельзя в картер (в эту самую кривошипную камеру) заливать масло, как это обычно делается в четырёхтактных ДВС. Но трущиеся пары смазывать необходимо (не бензином же!). Приходится бензину придавать хорошие смазочные свойства, т.е. в таких двигателях используется уже не бензин, а его смесь с маслом. Конечно, эта смесь своё дело делает, двигатель работает и не скрипит, но всё добавленное масло сгорает. Расход масла резко увеличивается.

Вот мы с вами познакомились с особенностям двухтактных ДВС, которые *при прочих равных условиях* получаются либо мощнее, либо компактнее, чем их четырёхтактные сородичи. Очевидно, что решать задачу о типе двигателя для данного проекта очень не просто. Возможны существенные выигрыши. Но возможны и ошибки. Задача-то – многофакторная.

7.4. Наддув поршневых двигателей

7.4.1. Общие сведения

Теперь давайте поговорим о наддуве. Мы уже определили (и несколько раз), что наддув – один из самых "серьёзных" способов увеличения мощности ДВС без изменения его основных размеров. Рассмотрим поподробнее, как это можно сделать.

Основное, что хотелось бы, чтобы вы запомнили, что мощность ДВС при прочих равных условиях

$$N_e \sim \rho_K \cdot \eta_V . \qquad (7.5)$$

Плотность *свежего заряда* (воздуха или ТВС) и наполнение им объёма цилиндра – вот, что в конечном итоге определяет работу цикла $L_ц$, которую нам удастся получить на данном режиме работы ДВС. Здесь подразумевается, что состав ТВС остаётся неизменным (α = const), *следовательно, увеличение циклового расхода воздуха автоматически увеличивает и цикловую подачу топлива, т.е. энергоносителя.* Естественно, работа цикла $L_ц$ растёт. А мощность двигателя, как мы с вами определили ещё в начале книги,

$$N = L_ц \cdot f, Вт,$$

на данном режиме (f = const) определяется только работой, которую можно "выжать" из цикла!

Напомню, что увеличение коэффициента наполнения η_V при наддуве двигателя – это всего лишь следствие самого наддува: увеличение давления свежего заряда приводит к *уменьшению объёма остаточных газов* в цилиндре, т.е. к увеличению коэффициента наполнения η_V. Следовательно, наддув – "основа – основ".

В конечном итоге неважно – как и чем создавать повышенное давление свежего заряда на входе в двигатель. Наддув был изобретён достаточно давно (прошу прощения: не знаю имени первого, предложившего "наддуть" поршневой двигатель), и с тех пор варианты его исполнения убедительно "разветвились". Мы, за недостатком времени, не будем исследовать их все, но постараемся отметить *основные особенности самого наддува*.

Любой вариант наддува характеризуют следующими признаками:

1. *Тип применяемой системы.* Различают:

- наддув без нагнетателя;
- наддув с приводным нагнетателем (компрессор приводится в движение от КВ);

- наддув турбокомпрессором. Этот вариант выделяют в отдельный класс, который называется "Комбинированные ДВС". О них подробнее поговорим в *разделе 8*.

2. *Величина степени повышения давления* $\pi_к$: отношение *давления* на входе в цилиндры $p_к$ *к давлению* окружающей среды p_H. (Прошу не путать со степенью сжатия ε).

При $\pi_к > 3$ наддув считается высоким.

3. *Интенсивность наддува* оценивают и по степени его влияния на мощность ДВС:

- при увеличении эффективной мощности N_e за счёт наддува до 30% наддув считается низким;
- если этот эффект возрастает до 30…45%, наддув называют средним;
- при увеличении N_e более 45% наддув – высокий.

Все перечисленные варианты имеют такое свойство: *в процессе повышения давления газа увеличивается и его температура:*

$$T_к^* = T_H + \frac{L_{сж}}{C_p}. \qquad (7.6)$$

Здесь C_p – изобарная теплоёмкость рабочего тела системы наддува (можно считать – воздуха), а $L_{сж}$ – работа, затраченная в системе на повышение давления. *Свойство, нужно сказать,* ***неприятное****.*

Во-первых, потому что ***снижает эффект работы системы наддува***: наддув предназначен для повышения плотности воздуха на входе в двигатель, а при нагреве воздуха его плотность, естественно, снижается. Причём настолько значительно, что при $\pi_к > 2$ повышение температуры $\Delta T = T_к^* - T_H$ становится более 60 К, и это уже начинает сказываться на мощности двигателя. Получается какой-то парадокс: "наддули", чтобы увеличить мощность, а она норовит уменьшиться.

Во-вторых (что, в общем-то, следует из "*во-первых*"): на привод компрессора (нагнетателя) расходуется энергия, которая входит в тот комплекс, который называется "механические потери". ***Чем выше температура рабочего тела системы наддува***, тем больше мощность, которая затрачивается на его сжатие, ***тем выше "мощность механических потерь"***. Если всё-таки разделить "обычные" механические потери ($N_м$) и мощность, затрачиваемую на наддув ($N_к$)

$$N_e = N_i - N_м - N_к,$$

то получится результат, изображённый на рис. 7.3. У каждой системы наддува есть своя оптимальная величина $\pi_к$, превышение которой не

имеет смысла. Дальнейшее увеличение $\pi_к$ приводит к столь значительному росту мощности $N_к$, что в точке *а*

$$N_i - N_м = N_к$$

и эффективная мощность ДВС $N_e = 0$ (см. точку *б*), т.е. ДВС превращается в газогенератор (т.е. двигатель производит только выхлопные газы, и более – ни-чего!)

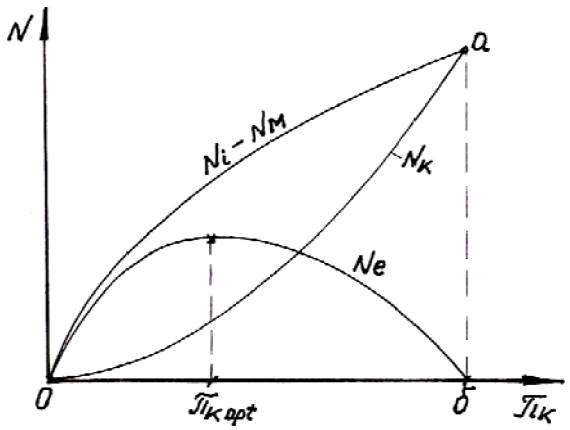


Рис. 7.3 К пояснению понятия $\pi_{кopt}$

В-третьих, *с этим что-то нужно делать*! Первое движение – очень понятное и естественное: *не будем "переезжать" величину* $(\pi_к)_{opt}$. Кстати, очень мудрое решение: супротив термодинамики-то "не попрёшь". *Но всё-таки хочется* обеспечить на входе в цилиндры ДВС плотность как можно выше. Понятно зачем: плотность воздуха выше, значит, цикловый расход воздуха выше, за этим тянется цикловая подача топлива и мощность ДВС. *Ну как хочется* выжать из того же двигателя как можно больше "лошадей" (или киловатт, кому что больше нравится). Придумали! *Внутренний теплообменник* (сейчас их модно называть "интеркулерами"). Суть его в том, что нагревшийся в процессе сжатия в системе наддува воздух пропускают через автономный теплообменник *1* (рис. 7.4, *а*) либо через теплообменник (радиатор) *1*, общий с системой охлаждения ДВС *2, 3, 4* (рис. 7.4, *б*). Исследования показали, что *снижение температуры воздуха в этих теплообменниках на 10 градусов* (Цельсия, Кельвина – неважно) *обеспечивает прирост мощности двигателя на 2... 4%.*

Что тут скажешь, только – ура!

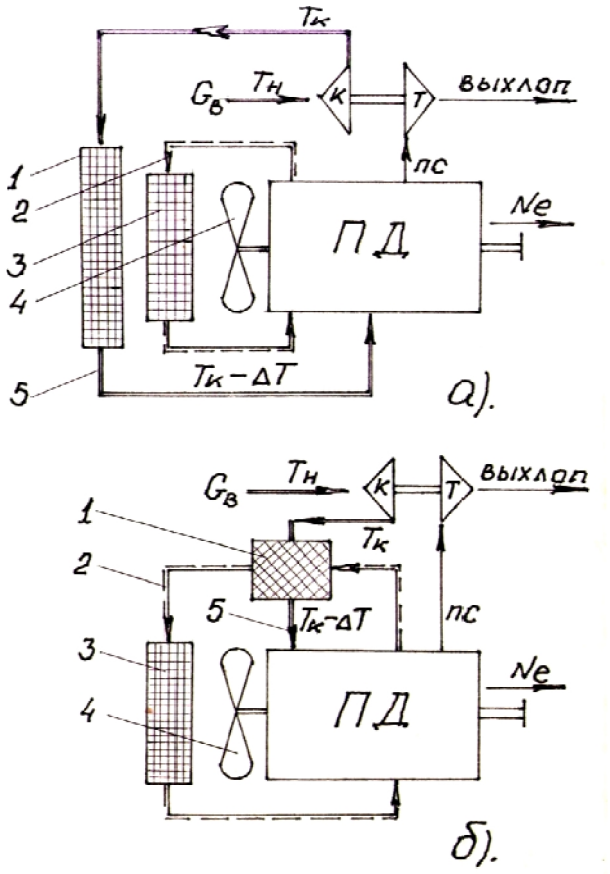


Рис. 7.4 Схема турбонаддува с интеркулером (а)
и радиатором (б)

Но я (можете считать меня "занудой") хочу опять вас всех повернуть лицом к той самой проблеме, которая называется "Его Величество КПД!" Пожалуйста!!!... Поймите, что делает этот самый "интеркулер"! Он выбрасывает тепловую энергию, которая была получена при сжигании ***топлива*** – в атмосферу! Цепочка преобразований энергии непростая (продумайте её сами), но результат для нас с вами (я считаю, что мы с вами коллеги-двигателисты) печальный – КПД ДВС, и без того-то составляющий где-то ***одну треть***, мы с помощью этого дополнительного устройства ухитрились *ещё снизить* на какие-то проценты. Не слава нам, а сплошное бесславие! Так что, когда видите где-то на авто наклейку или отлитую надпись "interculler" – грустно улыб-

нитесь. Производитель приманивает наивных покупателей "лейблом", подразумевающим "форсаж", но "скромно умалчивает" при этом, что топлива этот агрегат будет "кушать" заметно больше, чем хорошо продуманный ДВС с такой же мощностью.

Далее рассмотрим чуть поподробнее различные системы наддува.

7.4.2. Реализация наддува без нагнетателя

На первый взгляд, это кажется немного странным: наддув (увеличение плотности воздуха на входе в двигатель), и без компрессора. Но! Есть способы. И без компрессора.

7.4.2.1. Скоростной наддув

Я уже, наверное, надоел вам своей приверженностью к авиации. Но, опять напоминаю, что именно авиаторы столкнулись с проблемой катастрофического снижения мощности двигателя при увеличении высоты полёта. Они в связи с этим первыми начали "чесать репу" и придумали наддув. И вот, что характерно, придумали и *чисто авиационный* – ***скоростной наддув.*** Его суть – газодинамические функции (ГДФ). Если вы помните, ГДФ $\pi(\lambda)$, она же $\pi(M_n)$, записывается так:

$$\pi(M_n)=\frac{p_H^*}{p_H}=\left(1+\frac{k-1}{2}\cdot M_П^2\right)^{\frac{k}{k-1}}. \qquad (7.7)$$

Здесь $M_П=\frac{V_n}{a}$ – число Маха, рассчитанное по скорости полёта V_n (a – местная скорость звука).

Так вот, выяснилось, что при скорости полёта V_n = 600 км/ч (для поршневой авиации – это почти предел) на высоте H_n = 6 км (a = = 316,45 м/с) M_n = 0,527 и *степень повышения давления воздуха,* просто за счёт его торможения в воздухозаборнике:

$$\pi(M_П)=1{,}21.$$

Это, конечно, не какой-нибудь там "высокий" наддув, но наддув! И почти "задарма". Правда, здесь я бы хотел сам себя оговорить. Как известно: "Бесплатный сыр – только в мышеловке!" Этот *скоростной наддув*, конечно, не бесплатный. На него уже затрачена энергия топлива, которая сообщила летательному аппарату его кинетическую энергию, выраженную в скорости полёта V_n. А оттуда уж и всё остальное, в том числе и этот, вроде бы бесплатный наддув.

7.4.2.2. Инерционный наддув

Об этом мы с вами уже говорили, обсуждая влияние различных факторов на коэффициент наполнения η_V (см. раздел 3.2.1.2, д), который в соответствии с выражением (7.5) пропорционально влияет на мощность ДВС. Причём прибавка мощности может быть весьма заметная. Обычное (современное) значение в ДВС $\eta_V = 0{,}8\ldots0{,}9$. Но, если нам удастся реализовать все "хитрости" с настройкой систем впуска и выпуска и подобраться к предельному значению коэффициента наполнения

$$\eta_{V\ пред} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1},$$

то при степени сжатия $\varepsilon = 10$ (нормальная степень сжатия в современном ДсИЗ) мы сможем получить $\eta_V \approx 1{,}1$. Вы представляете!? Умно сконструированная система газообмена в ДВС может дать "просто так" прибавку мощности 20, а то и 30%!

Напомню суть самого явления, с которым имеют дело эти "умные проектировщики". Всё тут связано *с цикличностью процессов*, происходящих во впускном и выпускном коллекторах.

В момент открытия выпускного клапана (точка b' на индикаторной диаграмме) давление в цилиндре двигателя составляет примерно 0,4…0,5 МПа. Учитывая, что истечение продуктов сгорания происходит через выпускной коллектор и выхлопную трубу ***в атмосферу,*** то с учётом гидравлического сопротивления всей этой выпускной системы *в выпускном коллекторе* перед открывающимся выпускным клапаном давление получается на уровне

$$p_p = (1{,}05\ldots1{,}25)\cdot p_H,$$

т.е. по максимуму, ≈ 0,127 МПа (на уровне моря). Вернёмся к газодинамической функции (7.7):

$$\pi(M) = \frac{p^*}{p} = \left(1 + \frac{k-1}{2}\cdot M^2\right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Из неё следует, что перепад давления

$$\frac{p^*}{p} = \left(1 + \frac{k-1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}} \qquad (7.8)$$

является *критическим*, поскольку при этих обстоятельствах в узком месте канала, по которому течёт газ, скорость течения достигает величины скорости звука (M = 1). Примем для продуктов сгорания (это в основном трёхатомные газы) показатель адиабаты k = 1.33. Получаем, что перепад давления, при котором в щели выпускного клапана (а это и есть самое узкое место всей выпускной системы) установится скорость звука, равен

$$\frac{p^*}{p} = \left(1 + \frac{1{,}33 - 1}{2}\right)^{\frac{1{,}33}{1{,}33-1}} \cong 1{,}85 .$$

А у нас в момент открытия выпускного клапана перепад давления между цилиндром и выпускным коллектором получается (по минимуму)

$$\frac{p_{b'}}{p_p} = \frac{0.4}{0.127} \cong 3.15 .$$

Ясно, что скорость звука в щели выпускного клапана нам гарантирована! Причём какая скорость? Надеюсь, вы не забыли эту простенькую формулу

$$a = \sqrt{kRT} . \qquad (7.9)$$

Из неё следует, что продукты сгорания, имеющие в момент начала выпуска температуру $T_{b'} \approx 1600$ К, "вылетают" из цилиндра со скоростью

$$a_{b'} = \sqrt{1.33 \cdot 287.5 \cdot 1600} \cong 782 \, м/с .$$

В конце выпуска, когда продукты сгорания в цилиндре несколько подостыли, но уровень $T_r \approx 1000$ К, всё равно впечатляет, скорость истечения из цилиндра составляет

$$a_r = \sqrt{1{,}33 \cdot 287{,}5 \cdot 1000} \cong 618 \, м/с .$$

Понятно, что с такими скоростями газы обладают огромной инерцией. В результате происходит следующее (рис. 7.5).

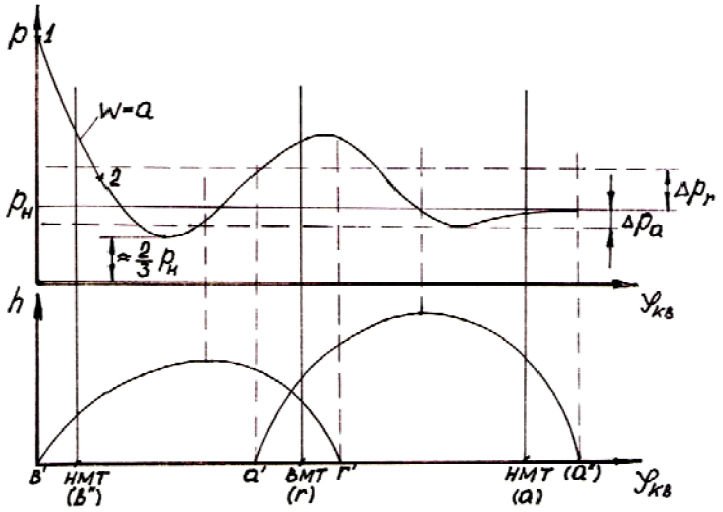


Рис. 7.5 Появление волн давления в цилиндре в процессе газообмена

На рисунке совмещены картины изменения давления в цилиндре в *процессе газообмена* и фигуры, изображающие время-сечение выпускного и впускного клапанов (h – высота подъёма клапана над седлом). Мы рассматриваем вариант *двигателя без наддува*, подразумевая, что, разобравшись в процессах газообмена, сделаем его *ДВС с инерционным наддувом.* Давайте разбираться.

В точке b' индикаторной диаграммы начинает открываться (см. нижнюю часть рисунка) выпускной клапан. Продукты сгорания "со свистом" вылетают в систему выпуска и давление в цилиндре резко понижается. Экспериментальные исследования показали, что в этом процессе давление в цилиндре понижается не только, переходя уровень давления в выпускном коллекторе ($p_p = p_H + \Delta p_r$), но даже уровень атмосферного давления p_H, причём весьма существенно (рис. 7.5). На участке 1 – 2 (см. график изменения давления), пока выпускной клапан ещё не открыт полностью, продукты сгорания вылетают из цилиндра со скоростью звука (величины скоростей – см. выше).

Но далее происходит то, что и должно быть в ситуации, когда проходное сечение только увеличивается (см. изменение h выпускного клапана). Поток продуктов сгорания начинает подтормаживаться, а затем, после точки a' (начало открытия впускного клапана) давление в цилиндре начинает возрастать. Ему бы стабилизироваться на уровне $p_H - \Delta p_a$, о котором мы с вами говорили в разделе 3.2.1.2,а, где изу-

чали влияние гидравлического сопротивления впускной системы на коэффициент наполнения. Но! Инерционность потоков газа (и продуктов сгорания, и свежего заряда) не даёт этому произойти. Давление в цилиндре "подскакивает" почти до противодавления в выпускной системе ($p_p = p_H + \Delta p_r$) где-то в районе точки r' индикаторной диаграммы и только после этого начинает снижаться до уровня $p_H - \Delta p_a$, который соответствует *условиям на впуске.*

Окинем общим взором всё то, что произошло в цилиндре и в системе газообмена. Нечего и мудрить – за один только цикл в системе газообмена сформировался колебательный процесс. Следовательно, по впускному и выпускному тракту пошли волны давления (или разрежения). А дальше может произойти то, что мы уже с вами обсуждали.

Встречая на своем пути какое-либо препятствие, волна разрежения (или давления) трансформируется в волну давления с другим знаком и перемещается назад к клапану (впускному или выпускному). При изменении режима работы двигателя длина волны также меняется. Очевидно, что *на некотором режиме длина волны может получиться* ***кратной*** *расстоянию от клапана до препятствия, образующего отражённую волну.* В таком варианте *к моменту максимального открытия впускного клапана может придти максимум давления в этой волне.* В результате перепад давления между впускным коллектором и цилиндром резко возрастёт. Повысятся плотность потока и скорость движения свежего заряда. *Наполнение цилиндра увеличивается и* ***растёт коэффициент*** η_V.

Аналогичное явление существует и в выпускном коллекторе. Отличие лишь в том, что во всех отрезках процесса следует поменять знак воздействия. Тогда к моменту *максимального открытия выпускного клапана* может придти *минимум давления* в этой волне. В результате опять же резко возрастает перепад давления между выпускным коллектором и цилиндром, только уже в обратном направлении, что способствует дополнительной очистке цилиндра от продуктов сгорания. Понижается их количество. Количество газов, остающихся в цилиндре (остаточных газов). ***Коэффициент наполнения растёт.***

Наибольший эффект получается, если указанные волновые процессы удачно сочетаются *с размерами и впускного, и выпускного коллекторов.* Понятно, что такое счастливое стечение обстоятельств реализуется лишь на одном – двух режимах работы с кратными частотами вращения КВ. А в некоторых конструкциях коллекторов это явление и вообще не возникает. Зная об этом, инженеры-конструкторы стремятся

обеспечить во что бы это ни стало реализацию данного явления и, более того, подстраивают соответствующий режим работы под особенности эксплуатации конкретного двигателя. На режиме *с максимальным коэффициентом наполнения развивается максимальное усилие* Y (см. рис. 1.3) на поршень, следовательно, и максимальный крутящий момент M_e на коленчатом валу.

Совсем уж роскошный вариант реализуется тогда, когда *на любом режиме работы двигателя получается прибавка* η_V, *т.е. прибавка мощности ДВС за счёт этих волновых процессов. Но этот вариант возможен лишь при переменной геометрии коллекторов с подстройкой их размеров на каждом режиме под длину возникающих волн давления.* В двигателях гоночных автомобилей и мотоциклов такие переменные впускные и выпускные устройства встречаются. (Вот они чем занимаются! Они – это те самые инженеры, которые находятся в "тени" потрясающего "шоу" под названием "Формула – 1").

7.4.2.3. Компрекс (волновой обменник давления)

Это ещё один способ увеличить давление на входе в цилиндры ДВС без затрат мощности на привод компрессора. Название "компрекс" (Comprex) происходит от сочетания "кусочков" двух слов:

- "Compr" – compression – сжатие;
- "ex" – expanding – расширение.

История тут такова. Швейцарская фирма "BROWN BOVERI & CIE" начала в 1942 году исследовать возможность наддува ДВС, используя энергию волн давления в выпускной трубе (чувствуете, как это перекликается с "инерционным наддувом"?). Но результаты (серьёзные результаты) получились лишь к концу 1960-х. В 1967 г. этот проект получил название "Comprex" и начал постепенно реализовываться. Фирма "Броун Бовери" предназначала свои разработки в основном для дизелей и сделала целый размерный ряд этих двигателей (N_e = 42…450 кВт) с наддувом типа "Comprex". Степень повышения давления в агрегате наддува $\pi_к$ достигала величин 3,0…3,5 (а это – уже высокий наддув!) при массе этого агрегата 7…40 кг. Кстати, фирма "Феррари" применила этот способ наддува и для ДсИЗ.

Суть работы волнового обменника давления можно пояснить с помощью рис. 7.6,*а, б, в*. В ДВС, оснащённом таким агрегатом наддува, каналы впуска *1*, и выпуска *2* сообщаются с атмосферой через каналы ротора *3*, которые имеют в поперечном сечении вид, изображённый на разрезе "А -А". Ротор *3* связан непосредственно с КВ приводом *4*. Торцы корпуса *5*, в котором вращается ротор, имеют прорези

б (рис. 7.6,*в*), совпадающие по размерам и конфигурации с поперечным сечением каналов ротора (см. сечение "А – А" на рис. 7.6,*б*). На рис. 7.6,*в* *сплошными линиями показаны прорези 6 в торце корпуса 5, соединяющиеся с выпускной трубой 2 ДВС и выхлопной трубой 7 ТС.* А *пунктирными линиями показаны прорези 6 (*рис. 7.6,*в*) *в торце корпуса 5, соединяющиеся с впускным каналом 1 и каналом 8, по которому происходит снабжение ДВС воздухом.* Вот такой конструктивный расклад.

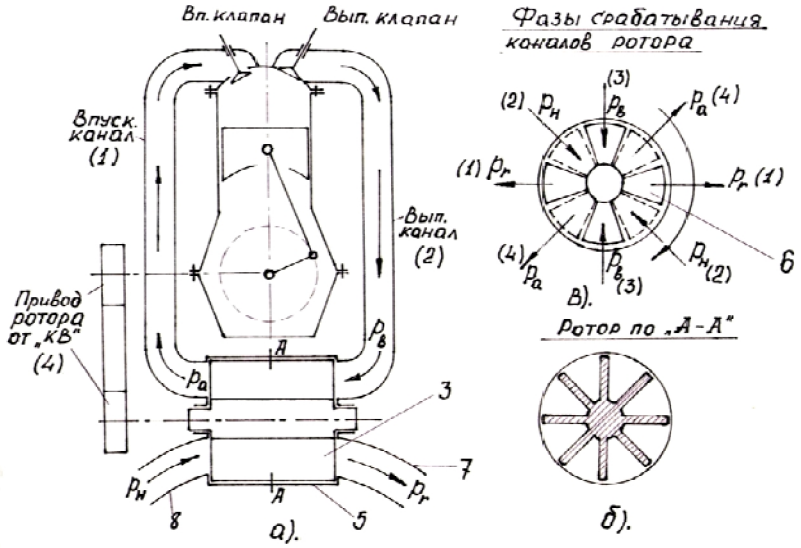


Рис. 7.6 Схема и принцип действия волнового обменника давления

Фазы действия этой конструкции изображены на рис. 7.6,*в*. Продольные каналы ротора *3*, проворачиваясь от КВ, последовательно соединяют следующие полости (рассмотрим это на примере одного канала):

- ***положение 1:*** выхлопные газы, находящиеся в продольном канале ротора под давлением $p_r > p_H$ (причём существенно больше атмосферного), как мы уже отмечали, "со свистом" вылетают в атмосферу и в канале ротора создаётся разрежение, т.е. $p < p_H$;
- ***положение 2:*** этот канал ротора при его повороте приводом *4* от КВ, сообщается с атмосферой, где давление p_H выше давления в канале. Воздух из окружающей среды тоже "со свистом" заполняет этот канал;

- ***положение 3:*** канал поворачивается (приводом *4*) и соединяется с выпускным каналом *2* ДВС. Газы (продукты сгорания), вытекающие из цилиндра с давлением $p_{b'}$ (напомню уровень давления – 0,4…0,5 МПа), сжимают воздух, находящийся в этом канале (**вот он – наддув**);

- ***положение 4:*** ротор, поворачивая всю конструкцию, соединяет этот продольный канал с впускным каналом ДВС *1*. Сжатый (давлением выпускных газов) воздух поступает в цилиндр с давлением, существенно превосходящим p_H !

- ***положение 5:*** привод ротора *3* опять соединил "наш продольный канал" с выхлопной трубой: выхлопные газы "со свистом" и т.д.

Всё неоднократно повторяется. Вот так работает этот хитроумный агрегат, который и наддув обеспечивает, но и не тратит индикаторную мощность на процедуры самообслуживания (Конечно, тратит. Но что значат потери на трение в подшипниках ротора в сравнении с наддувом каким-нибудь "нагнетателем"?! С мощностью компрессора наддува $N_к$!).

Этот агрегат обеспечивает более высокую приёмистость (нарастание мощности ДВС с увеличением сигнала нарастания мощности) в сравнении с турбонаддувом (о нём речь далее, но всё-таки). В дизелях он позволяет применять ТВС с повышенным значением α (более бедные смеси), что приводит к снижению удельного расхода топлива и выбросов вредных веществ в окружающую среду. Когда конструкторам этого агрегата позволили использовать для его изготовления нержавеющие стали, резко снизился вес всей конструкции (до этого применяли чугун), увеличился срок её службы, исчезла необходимость её охлаждать.

В заключение этого рассказа хочется не только хвалить, но и критиковать. Разумеется, всё не так "красиво", как было изложено выше. И потери энергии есть, и всё не так уж чётко "срабатывает", как я тут написал. К примеру, на любом режиме нужно успеть вовремя закрыть впускной клапан, чтобы выхлопные газы вместе со свежим зарядом не попали в цилиндр. Но угадать этот момент достаточно сложно. Словом, на фоне удивительных "плюсов" есть и некоторые минусы. В сравнении с широко распространёнными сейчас турбокомпрессорами волновые обменники проигрывают им и по габаритам, и по массе, и по цене!

Но сам факт, что ***есть возможность наддуть ДВС, не используя компрессор, за счет энергии выхлопных газов, которые предполагается «выбросить» – вот тот фундаментальный выигрыш, который несёт с собой любой вариант наддува без нагнетателя.***

7.4.3. Наддув с помощью нагнетателей

Этот вариант наддува вполне понятен и естественен: встраиваем в конструкцию ДВС компрессор, он и обеспечивает нам повышение давления свежего заряда на входе в цилиндры. Давайте поподробнее рассмотрим его разновидности и проблемы.

В ДВС в качестве нагнетателей используются ***поршневые, роторно-шестерёнчатые, винтовые и центробежные компрессоры.*** Хотя вы и будете изучать специальную дисциплину "Агрегаты наддува ДВС", я предлагаю *сейчас* очень коротко познакомиться с этими самыми агрегатами.

Итак – ***поршневой компрессор*** (ПК). Что это такое? И как "оно" работает? Здесь я даже рисунка не хочу никакого приводить потому, что этот компрессор работает как ДВС, но без горения. Этот агрегат *(как, впрочем, и все агрегаты наддува)* является потребителем энергии, т.е. на его привод приходится затрачивать мощность. Эта мощность либо отбирается от коленчатого вала (КВ), либо обеспечивается газовой турбиной, работающей на выхлопных газах ДВС. Привод поршневого компрессора, как правило, выполняется от КВ.

Потребляемая мощность на привод ПК расходуется на два такта: *впуск (т.е. наполнение цилиндра воздухом) и сжатие.* В конце процесса сжатия открывается выпускной клапан и воздух с повышенным давлением поступает в ресивер, где все параметры воздуха выравниваются до некоторого среднего уровня (поскольку агрегат работает циклически). А затем вместо "расширения" (в ДВС) сразу же начинается новый процесс наполнения, т.е. открывается впускной клапан, и далее, всё, как и было сказано…

Поршневые компрессоры достаточно громоздки и конструктивно сложны, в них, как и в ДВС существует проблема смазки ЦПГ и много чего ещё… Но они обеспечивают высокое давление в конце "сжатия" и достаточно высокий уровень КПД. Кроме того, их работа очень чётко согласуется (по времени и фазам) с работой самого ДВС, что упрощает систему их "привода". Поэтому в больших (и очень больших) ДВС, например судовых, они находят (и до сих пор) своё применение.

Роторно-шестерёнчатые компрессоры (РШК). Их иногда называют, по старинке, "нагнетатели *Рута",* по фамилии его изобретателя – *Roots*. В принципе действия этого компрессора мы попытаемся разобраться на основе работы "трёхзубчатого" нагнетателя (рис. 7.7), хотя на практике наиболее широко распространены "двухзубчатые". Иногда, хотя и достаточно редко, применяют и "четырёхзубчатые".

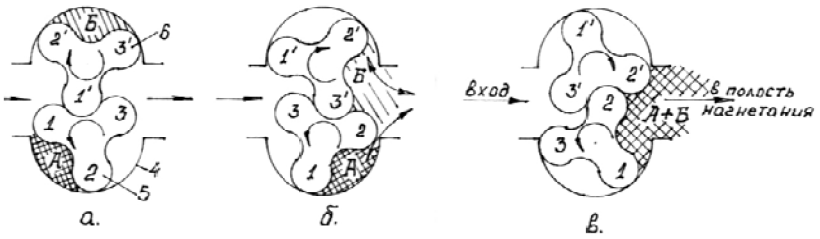


Рис. 7.7 " Трёхзубчатый" роторно-шестеренчатый нагнетатель

Корпус *4* и роторы *5* и *6* (один – ведущий, другой – ведомый) представляют собой цилиндры, сечения которых схематично показаны на рисунке. В процессе работы роторы не касаются ни друг друга, ни внутренней поверхности корпуса. Т.е. сопряжение поверхностей *4*, *5*, *6* выполнено с минимально возможным зазором. Синхронизация вращения роторов осуществляется двумя абсолютно одинаковыми шестернями, закреплёнными на валах роторов с одного из наружных торцев корпуса. Привод РШК, как правило, выполняют от КВ.

Как прокачивается воздух и как поднимается его давление: проследим на "судьбе" двух объёмов воздуха *А* и *Б*. Со всеми остальными объёмами происходит то же самое. В положении, изображённом на рис. 7.7, *а*, зуб *1* ротора *5* замыкает объём *А* между впадиной ротора и корпусом *4*. При этом объём *Б* уже замкнут между зубьями *2'* и *3'* ротора *6* и перемещается к выходу в полость нагнетания, несколько "обгоняя" объём *А*. Во время перемещения этих объёмов вокруг осей роторов с воздухом ничего не происходит, т.е. внутри компрессора его давление не повышается.

В положении, изображённом на рис. 7.7, *б*, полости между зубьями *1*, *2* (ротор *5*) и *2'*, *3'* (ротор *6*) соединены с выходом в полость нагнетания, в которой давление выше, чем в объёмах *А* и *Б*. Поэтому в первый момент волна давления идёт из полости нагнетания в эти объёмы. Но согласованное движение зубьев *1*, *2* (ротор *5*) и *2'*, *3'* (ротор *6*) неизбежно приводит к тому, что уже объединившиеся объёмы *А* и *Б* вытесняются в полость нагнетания (рис. 7.7, *в*). Поскольку эта процедура совершается "насильственно", давление воздуха повышается, правда, повышается не намного. Поэтому РШК используются, как правило, для "*невысокого наддува*".

Для улучшения равномерности подачи воздуха, некоторого повышения КПД РШК и снижения шумности его работы роторы часто выполняют в виде винтовых поверхностей с очень большим шагом винта.

Винтовые компрессоры (ВК), можно сказать, являются дальнейшим развитием РШК с винтовыми роторами. ВК наиболее активно разрабатывает и выпускает фирма *"Lisholm"*, поэтому их часто называют "компрессоры типа Лисхольм".

В отличие от РШК, где воздух движется поперёк роторов, в ВК направление потока воздуха совпадает с направлением винтовых линий, т.е. в результате получается диагональное движение. Соответственно, входное и выходное окна располагаются на разных концах роторов. Ещё одним отличием от РШК является то, что поперечные сечения ведущего и ведомого роторов в ВК выполняются неодинаковыми. В результате воздух, двигаясь в канавках ведомого ротора, как бы выдавливается из них выпуклыми зубьями ведущего ротора, что обеспечивает не только прокачку, но и значительное повышение давления в потоке ещё внутри корпуса компрессора.

ВК из-за сложнопространственной конфигурации роторов требуют специальной и очень непростой оснастки при изготовлении, что увеличивает их стоимость. Кроме того, они проигрывают по массе другим типам компрессоров с аналогичными рабочими параметрами. По этим и другим причинам в сочетании с поршневыми двигателями они применяются нечасто.

Центробежные компрессоры (ЦБК)**.** Этот компрессор относится к классу "лопаточных машин". Упрощённо суть их работы можно пояснить следующим образом (рис. 7.8, *а и б)*. Здесь схематично показан один из вариантов ЦБК с так называемым "безлопаточным диффузором". Ротор *1* представляет собой колесо, оснащённое лопатками *2*.

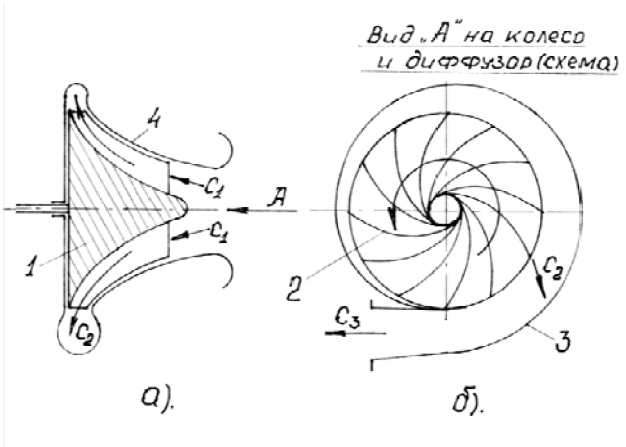


Рис. 7.8 Центробежный компрессор

Лопатки часто выполняют радиальными, т.е. ориентированными строго по радиусу, но в более совершенных конструкциях они спиралевидные, как это показано на рис. 7.8, *б*. Поток воздуха $G_в$ входит в полость компрессора в осевом направлении, а затем вытесняется лопатками на периферию колеса в радиальном направлении. При этом поток в межлопаточном канале разгоняется ($c_2 > c_1$). Грубо говоря, *кинетическая энергия вращающегося колеса преобразуется в кинетическую энергию потока воздуха*. Затем воздух попадает в *расширяющийся канал 3*, выполненный в корпусе *4* в виде раковины улитки вокруг колеса *1*. Поскольку этот канал диффузорный, то скорость потока в нём уменьшается ($c_3 < c_2$). Если представить, что при движении воздуха в канале *3* нет никаких препятствий и потерь энергии, т.е. полное давление в потоке не меняется, то можно записать

$$p^* = p + \frac{\rho \cdot c^2}{2} = \text{const}\,.$$

Отсюда следует, что ***в диффузоре*** *кинетическая энергия газа* $\left(\frac{\rho \cdot c^2}{2}\right)\downarrow$ постепенно превращается в его *потенциальную энергию* (давление $p\uparrow$).

ЦБК среди всех указанных вариантов компрессоров обладают хорошим сочетанием высокой производительности (способностью обеспечить большой расход воздуха) и высокой степени повышения давления, т.к. $\pi_к$ этих компрессоров (в их современном исполнении) имеет величину 10 и более… При всём при этом ЦБК в отличие от своих "коллег" работает непрерывно, не циклически, т. е. практически не нуждается в ресивере, где пульсирующие параметры усредняются. Ясно, что наддув с помощью ЦБК стал очень привлекательным из-за его компактности и всех ранее перечисленных его преимуществ. Поэтому в понятие *"турбокомпрессор"* вписались прежде всего компрессоры типа ЦБК в сочетании с газовой турбиной. Хотя винтовые компрессоры (Лисхольм), обладая высокой быстроходностью, также неплохо сочетаются с приводом от газовой турбины.

Сравнивая перечисленные типы агрегатов наддува, нужно прежде всего отметить, что привод от КВ ДВС для всех вариантов порождает проблему, которую мы обсуждали в начале раздела "Наддув" (см. раздел 7.4.1) – *после достижения некоторой величины* $\pi_к$ *(для каждого*

варианта агрегата наддува эта величина – своя) эффективная мощность ДВС перестаёт увеличиваться и, достигнув максимума, начинает снижаться (см. рис. 7.3*)*. В результате все типы агрегатов можно разделить по признаку – "низкий", "средний", "высокий" наддув. Так, для наиболее распространённых РШК и ЦБК на примере экспериментального материала, полученного при наддуве дизелей (рис. 7.9), можно определить, что РШК обеспечивают только "низкий наддув", а ЦБК можно применить и для варианта "среднего" и для варианта "высокого" наддува.

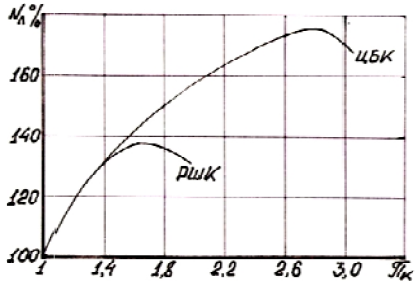


Рис. 7.9 Сравнение литровой мощности двигателя с РШК и с ЦБК

Очень немаловажной является *проблема КПД компрессора*, на привод которого затрачивается индикаторная мощность ДВС. Если вы ещё помните разделы 3 и 4, где мы обсуждали все трудности, какие нужно преодолеть, чтобы получить $N_{i\,\max}$, вопрос: "А сколько мы потеряем из этой величины на привод всяких там агрегатов?" – не покажется нам очень уж мелочным. Я вам повторял и повторяю: *всё, что происходит полезного и неполезного в ТС, которым мы пользуемся,* ***всё черпает энергию для своей "жизнедеятельности" из бака с топливом.*** Вот сделали мы не очень удачный агрегат наддува. Ну и что? Мощность-то ДВС возросла! Да, возросла, на то он и наддув. Но "почём рост мощности-то"? Сравнивая по этому показателю наиболее применяемые варианты компрессоров, можно сказать, что поршневой компрессор экономичнее всех:

Тип компрессора	КПД
РШК	0,53…0,67
ПК	0,55…0,8
ЦБК	0,57…0,76

Ну, а если сравнивать наиболее применяемые в авиации, автомобилях и тракторах РШК и ЦБК, то механический КПД двигателя с ростом $\pi_к$ компрессора наддува только снижается и для РШК, и для ЦБК. Но всё-таки по-разному (рис. 7.10). Этот рисунок ещё раз подтверждает, что РШК лучше применять для "низкого" наддува.

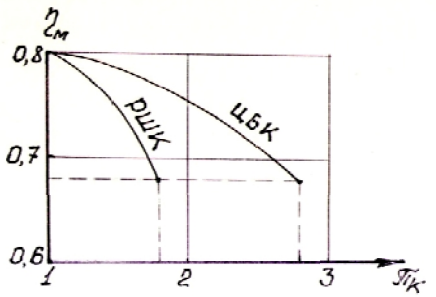


Рис. 7.10 Изменение механического КПД двигателя с РШК и с ЦБК

Ещё одна проблема возникает при использовании для наддува турбокомпрессоров.

Дело в том, что, желая избавиться от дополнительных потерь индикаторной мощности на привод агрегата наддува, конструкторы изобрели привод от газовой турбины, которая утилизирует часть тепловой энергии, уходящей из двигателя с выхлопными газами. Всё вроде бы здорово! Но появилась так называемая "турбояма" – явление, связанное с приёмистостью ДВС. Смысл тут несложный: мы (водители) пытаемся перевести ДВС в более высокий режим работы, а он из-за инерционности своего агрегата наддува некоторое время затягивает этот процесс. Инерционность связана с тем, что и в турбине, и в компрессоре, и в поршневой части двигателя связующее их рабочее тело – газ. Тело растяжимое, сжимаемое и вообще "задумчивое". Одним словом – инерционное. Ему скомандуют – "Сей момент!" А оно пока "сообразит, скомпонуется и подчинится" поступившей команде – проходит время. Пусть небольшое, но достаточное для того, чтобы вывести из себя того, кто подал команду.

Вот по этому признаку приводным нагнетателям нет конкурентов. Они жёстко (шестернями, цепями или ремнями) связаны с КВ ДВС. Поэтому любое "желание" оператора они воспринимают так же чётко,

как и весь двигатель. Нужно сказать, что это свойство приводных нагнетателей явилось решением проблемы "турбоямы". Наддув стали делать двухступенчатым: в момент поступления команды – "форсаж" срабатывает приводная ступень, а затем для экономии топлива наддув переходит на турбопривод.

Вот мы с вами плавно и постепенно подъехали к новой теме: "турбонаддув". Что это такое? Тут есть две точки зрения. Турбонаддув – это тот же наддув, но с другим типом привода компрессора. Напоминаю, что для сжатия свежего заряда на входе в цилиндр необходимо затратить некоторую мощность. Взять её можно от постороннего источника энергии, от КВ ДВС, или заняться утилизацией энергии, которую мы планируем выбросить из ДВС. Конечно, утилизация наиболее привлекательна. Но, как только мы начинаем заниматься этим вариантом привода компрессора наддува, мы попадаем в совершенно новую область техники, которая называется "Комбинированные ДВС".

8. КОМБИНИРОВАННЫЕ ДВС

Почему они так названы? Дело в том, что *при наддуве поршневого двигателя с помощью ЦБК, привод которого осуществляется турбиной*, состав силового агрегата становится существенно сложнее, чем просто ДВС, имеющий аналогичную мощность. Показано и аналитически, и экспериментально, что при наддуве с помощью турбокомпрессора литровая мощность ДВС существенно возрастает, следовательно, его габариты существенно уменьшаются. А кому бы не хотелось иметь двигатель, который по габаритам – "малыш" (и по размерам и массе), но вполне серьёзный агрегат по мощности и прочим силовым параметрам?!

Вот давайте и рассмотрим, как это можно сделать. Идея сама по себе не сложна: часть энергии (а она очень и очень не малая), которую мы собрались выбросить вместе с отработавшими газами в выхлопную трубу, попробуем с помощью какого-либо устройства превратить *в механическую* работу, т.е. ***утилизировать***. Опыт показал, что наилучшим агрегатом для этой цели является *газовая турбина.* Как она работает и что в ней происходит, отнесём в дисциплину "Агрегаты наддува ДВС". Здесь же отметим, что этот, очень компактный агрегат, обеспечивает нам всё, что необходимо (и по мощности, и по оборотам, и по другим параметрам), т.е. он очень хорошо вписывается в "*комбинированный ДВС: поршневой двигатель плюс турбокомпрессор".*

И ДВС, и компрессор, и газовая турбина – это агрегаты, работающие в соответствии со своими, заложенными в их основу, термодинамическими циклами. У каждого агрегата – они разные. В целом получается, что конструкторы таких комбинаций обязаны ***согласовать*** работу этих разных агрегатов. Причём в весьма различных сочетаниях.

Первый, и наиболее распространённый вариант, – это сочетание ДВС с турбокомпрессором, которые связаны друг с другом только "газовой связью" – связью только через параметры рабочего тела (рис. 8.1, *а*). Другой вариант основан на том, что на всех или на некоторых режимах работы двигателя турбина обеспечивает мощность выше мощности, потребляемой компрессором. Тогда с помощью некоторой кинематической схемы этот избыток добавляется к эффективной мощности на валу поршневой части, т.е. направляется потребителю (рис. 8.1, *б*). Ну, и совсем уж предельный вариант (рис.8.1, *в*) – силовая турбина. В этой комбинации мощность к потребителю снимается с вала турбины. Поршневая часть двигателя с приводным нагнетателем

выполняет функциию газогенератора, т.е. генерирует рабочее тело для турбины. Сочетание может показаться странным, но некоторый смысл в этом есть. Крутящий момент на валу турбины равномерный по времени, не то, что у ПД. Конечно, для нас, авиаторов, такая комбинация выглядит менее естественной, чем газотурбинный двигатель со свободной турбиной. Но следует напомнить, что ГТД достаточно сложный агрегат. Видимо, в каких-нибудь отраслях техники проще и дешевле использовать силовую турбину с питанием от поршневого ДВС.

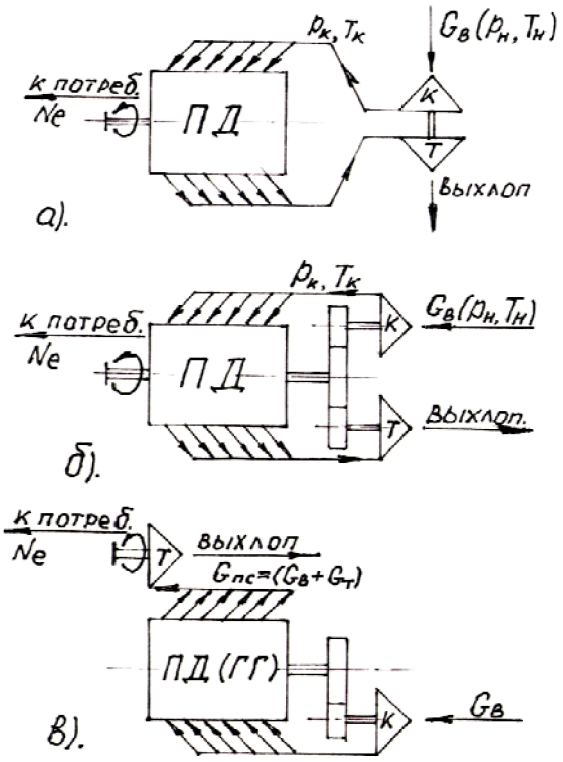


Рис. 8.1 Возможные схемы применения турбокомпрессора

Как уже было сказано, наиболее применяемый вариант – это сочетание ДВС с турбокомпрессором, без механической связи. Далее рассмотрим такую комбинацию более подробно. Во всех двигателях основой их работы являются термодинамические процессы. Поэтому с них и начнём.

8.1. Утилизация части тепла q_2 цикла q_{1VP} в процессе продолженного расширения

Задача термодинамического анализа при каких-либо изменениях в работе или структуре двигателя остаётся той же, что и при анализе циклов только поршневой части ДВС. Ищем ответы на те же вопросы: "Как увеличить работу, получаемую в цикле?" и "Как при этом сохранить или даже увеличить КПД?" Отличие лишь в том, что в главе 2 "Термодинамические основы работы ДВС" мы искали ответы на эти вопросы только в рамках поршневой техники, а сейчас попробуем выйти за эти рамки, ***утилизируя ту часть энергии, которая в ПД предназначалась на выброс.*** Следовательно, мы *можем изменять не только параметры цикла и его процессов, но и сам цикл.* Итак, что же нужно сделать с циклом, чтобы увеличить его работу и КПД? Из термодинамики известно, что для этого следует, насколько возможно, *расширить пределы изменения параметров состояния рабочего тела (p, T, V).*

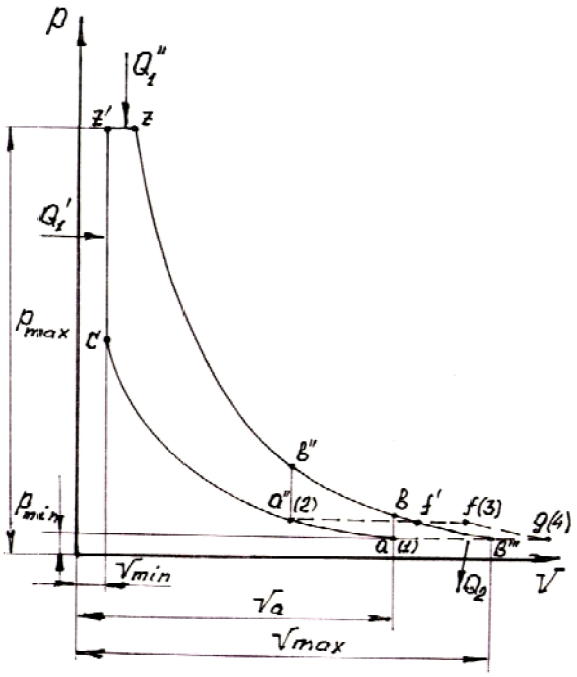


Рис. 8.2 Термодинамический цикл ДВС с продолженным расширением

В термодинамическом цикле ДВС (рис. 8.2) эти пределы таковы:

- *минимальное давление* соответствует давлению окружающей среды p_H, откуда в двигатель поступает рабочее тело. Понятно, что здесь мы не властны. Что есть, то и есть;

- *максимум давления* приходится на конец процесса горения, т.е. $p_{max} = p_z$. Этот максимум ограничен прочностью конструкции деталей, воспринимающих усилие Y (см. рис. 1.3). Если вы помните, я уже приводил вам численный пример, связанный с работой поршня КАМАЗовского двигателя. Максимум величины усилия Y *достигает* ≈ 11 тонн! Что тут можно сказать? Современные материалы и конструкция деталей позволяют выдерживать такие давления и такие усилия. Можно ли увеличить? Ответ очевиден: можно, но для этого нужны новые материалы и конструкции;

- *минимальная температура* в цикле, как и давление, соответствуют параметрам окружающей среды, т.е. $T_{min} = T_H$;

- *максимум температуры*, по аналогии с давлением, достигается в конце процесса горения, точнее – в конце его третьей фазы, "догорания", уже в начале процесса расширения. Увеличение максимальной температуры T_z ограничивается возможностями системы охлаждения. Конечно, охлаждения ЦПГ, но в первую очередь охлаждения выпускных органов системы газообмена. Увеличение T_z влечёт за собой рост температуры конца процесса расширения. Именно с этой температурой продукты сгорания будут вытекать через выпускной клапан (уровень ≈ 1500 К). Попробуйте придумать: чем и как его охлаждать?

- *минимум объёма рабочего тела в цикле* соответствует концу процесса сжатия. Очевидно, что его можно уменьшить, увеличив степень сжатия ε. Предел этой величины соответствует циклу Дизеля, где $p_c = p_z$. Ну а основные проблемы с увеличением максимального давления в цикле мы уже обсудили. Здесь стоит только прибавить, что стремление увеличить работу цикла за счёт перехода к циклу Дизеля, как бы само собой отсекает реализацию этой возможности в ДсИЗ из-за опасности возникновения детонации;

- *увеличение объёма более* V_a ***возможно при продолжении расширения рабочего тела до достижения величины давления*** $\boldsymbol{p = p_{min} = p_H}$. Вот об этом поговорим поподробнее.

Реализация *продолженного расширения* чисто *графически* (см. рис. 8.2) получится, если процесс расширения $z - b$ в идеальном цикле q_{1VP} (на рисунке это $a - c - z' - z - b - a$) продолжить до точки b''', в которой давление рабочего тела сравняется с $\boldsymbol{p_{min} = p_H}$.

Что мы при этом выиграем? Площадь фигуры термодинамического цикла увеличилась на площадку $a - b - b''' - a$. Поскольку в координатах $p - V$ площадь фигуры цикла эквивалентна его работе $L_ц$, то ***мы получаем увеличение мощности двигателя*** без изменения его тактности , количества цилиндров и режима работы (см. формулы 1.5 и 1.10):

$$N = L_ц \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot i, \; Вт.$$

Поскольку прирост работы цикла произошёл без изменения количества тепла q_{1VP}, подведённого к рабочему телу, то мы автоматически получаем ***увеличение КПД цикла.*** Что и говорить, выигрыш впечатляет! Однако всё далеко не так просто, как показывает нам рисунок цикла. Бумага-то, она всё терпит. А вот как это всё будет на деле? Конечно, возникает ряд проблем:

- Если рассуждать категориями поршневого ДВС, то получается некоторая "неувязка": изменение объёма цилиндра в процессе расширения (см. рис. 8.2)

$$V_{\max} - V_{\min} = V_{b'''} - V_c$$

оказывается больше изменения его объёма в процессе сжатия $V_a - V_c$. Вопрос: "С помощью какой кинематической структуры КШМ реализовать такое странное движение поршня?" Придумать новую схему КШМ, наверное, можно, но насколько это будет оправдано с позиций конструктивного усложнения ДВС?

- Если, всё же реализовать *продолженное расширение* в ЦПГ и КШМ, то с ростом хода поршня в процессе расширения существенно увеличатся потери индикаторной мощности на трение поршневых колец о зеркало цилиндра. Увеличатся и утечки тепла через стенку цилиндра в систему охлаждения. И кто знает, не окажется ли эта сумма дополнительных потерь равна или даже больше той прибавки работы цикла, которую мы запланировали и ожидаем?

- Из-за значительного увеличения пределов изменения объёма рабочего тела в тех же пределах изменения давлений снижается величина *среднего индикаторного давления*

$$p_i = \frac{L_i\left(н \cdot м\right)}{V_h\left(м^3\right)}, \; Па,$$

которое, напоминаю, ***по своему физическому смыслу представляет собой удельную работу цикла.*** При таком раскладе получается, что *литровая мощность*

$$N_л = \frac{N_e\,(кВт)}{V_H\,(литр)} = \frac{p_e \cdot V_H}{V_H} \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} = p_i \cdot \eta_м \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \qquad (8.1)$$

уменьшается и по причине $p_i\downarrow$, и по причине $\eta_м \downarrow$.

Как говорится, приехали! Всё это продолженное расширение затевалось с целью увеличения литровой мощности, а получилось всё "с точностью наоборот". Конечно, все эти эмоции нужны лишь для того, чтобы подчеркнуть уже совершенно очевидный вывод: ***утилизация части тепла q_2, которое выбрасывается из "поршневого цикла" с помощью самого поршневого двигателя, очень проблематична, если не сказать – невозможна.***

Вот на такой теоретической основе и появляется мысль о комбинации поршневого ДВС с какими-либо другими машинами, в которых утилизировать тепло q_2 удастся без перечисленных выше проблем.

8.2. Обобщённый термодинамический цикл комбинированного двигателя

Мы уже изучили, как в *поршневом двигателе* можно увеличить литровую мощность. Для этого, прежде всего, следует *увеличить среднее индикаторное давление* p_i в цикле. Такой результат получается, если фигуру термодинамического цикла "сжать" по оси "V" и "расширить" по оси "p". Возвращаясь к рис. 8.2, подчёркиваю:

1. В поршневой части двигателя не должно быть никаких разных ходов поршня в процессах сжатия и расширения, т.е. $V_a = V_b$.

2. Для увеличения p_i процесс $b - a$ необходимо перенести в положение $b'' - a''$. Получаем увеличение *удельной работы цикла*, следовательно, и *удельной (литровой) мощности двигателя.* Отметим, что при этом резко увеличивается q_2, т.е. снижается КПД цикла. Прошу не беспокоиться по этому поводу, поскольку мы собираемся *утилизировать тепло* q_2.

3. В этом варианте ПД $p_{a''} > p_{\min}\ (= p_H)$. Очевидно, что реализация такого варианта возможна только при наддуве ПД.

Мы уже знаем из раздела 7.4.3 "Наддув с помощью нагнетателей" (наддув без нагнетателей нам здесь не подходит), что компрессор наддува может получать энергию для своей работы от коленчатого вала (КВ) двигателя либо от постороннего источника, например газовой турбины, которая, в свою очередь, энергию для работы получает от горячих продуктов сгорания, направляемых в ПД в выхлопную трубу, т.е. в атмосферу (бедная атмосфера!). Естественно, последний вариант наиболее приемлем (забудем про "бедную атмосферу"), поскольку ***это***

и есть утилизация части энергии, предназначенной на выброс. При утилизации части тепла q_2 КПД цикла будет непременно увеличиваться. Вот мы и "нащупали" решение задачи, когда хочется и $N_л \uparrow$, и $\eta_t \uparrow$.

Итак, *цикл с продолженным расширением* целесообразно осуществлять в комбинации двух машин:

- в ПД, где выполняется часть цикла с высокими давлениями и относительно малым изменением объёма рабочего тела;
- в турбокомпрессоре (ТК), где осуществляется "продолженное" расширение и "предварительное сжатие" (перед сжатием в ПД) рабочего тела.

С предварительным сжатием вроде бы проблем нет: встроим в ДВС компрессор, обеспечим его привод, и он сделает то, для чего и предназначен – выполнит процесс $a - a''$ (см. рис. 8.2). С турбиной несколько сложнее.

Продолжить расширение продуктов сгорания в турбине, начиная прямо с точки b'' цикла – невозможно, поскольку параметры в этой точке диаграммы – это параметры рабочего тела внутри цилиндра в момент открытия выпускного клапана. Поместить турбину в цилиндр двигателя, ну… Ну, никак уж не получается! В любом случае должен быть выпускной клапан, где газ движется со скоростями 600…700 м/с, и хоть какой-нибудь патрубок, оформляющий и направляющий газовый поток на вход в турбину. Следовательно, параметры на входе в турбину, в зависимости от совершенства клапана и патрубка, "располагаются" где-то на линии $b'' - a''$, но уже ниже точки b''.

Далее проблемы возникают в связи с вариантами реализации подачи рабочего тела в турбину. Принцип работы турбины "построен" на движении газа, поэтому было бы очень выгодно использовать ту огромную *кинетическую энергию продуктов сгорания*, которую им сообщили обстоятельства их истечения из цилиндра (обстоятельства мы уже обсуждали). Но! Цикличность работы ДВС порождает очень заметные пульсации давления и температуры вытекающих из цилиндра продуктов сгорания. Если присоединить турбину непосредственно к выпускному патрубку ДВС, мы обеспечим ей *импульсную работу*, что означает очень существенные колебания параметров на входе в турбину. См. для примера рис. 8.3: $p_T = 0{,}3 \pm 0{,}1$ МПа и $T_T = 850 \pm 200$ К. Такой режим работы отрицательно сказывается и на КПД, и на ресурсе турбины. Тем не менее, желание использовать кинетическую энергию газа, вытекающего из цилиндра, оставляет понятие "*импульсная турбина*" в повестке дня разработчиков ТК.

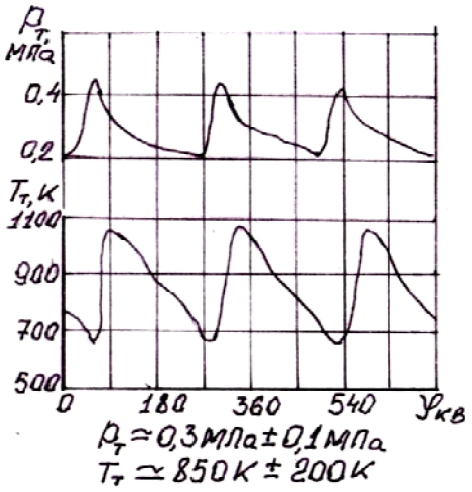


Рис. 8.3 Колебание параметров на входе в импульсную турбину

Гораздо чаще выполняют турбину, работающую на постоянном давлении, для чего выпускной патрубок ПД выполняют таких размеров и конфигурации, которые позволяют ему выполнять роль ресивера – успокоителя всех и всяческих колебаний. Такие турбины, в отличие от импульсных, получили наименование "*турбины постоянного давления*".

В этом варианте тепло, выбрасываемое из цилиндра ПД в изохорном процессе $b'' - a''$, и кинетическая энергия вытекающих продуктов сгорания передаются в турбину в изобарном процессе $a'' - f$. Причём точка f уходит за политропу расширения $z - b'' - b - f' - b'''$, поскольку в ресивере кинетическая энергия преобразуется в тепло, что приводит к увеличению объёма рабочего тела.

При этом *часть работы цикла с продолженным расширением теряется.* Потеря эквивалентна площадке $a'' - b'' - f' - a''$. ***Общий результат получается таким***: сумма площадей основного цикла ПД $a'' - c - z' - z - b'' - a''$ и цикла, который выполняется в ТК $a'' - f - g - a - a''$, отнесённая к рабочему объёму V_h цилиндра, *даёт заметную прибавку среднего индикаторного давления, т.е. литровой мощности ДВС. Одновременно увеличивается и общий КПД цикла комбинированного двигателя*, поскольку дополнительная площадка $a'' - f - g - a - a''$ получена за счёт утилизации теплоты, выброшенной из ПД.

Характерно, что величина работы "продолженного расширения", неиспользованная в основном цикле ПД (она эквивалентна площадке

$a - a'' - b'' - b''' - a$), зависит от степени повышения давления в компрессоре наддува (процесс $a - a''$). Причём чем выше наддув, тем больше эта площадка. При высоком наддуве (высокой степени повышения давления $\pi_к$) неиспользованная в основном цикле работа "продолженного расширения" $a - a'' - b'' - b''' - a$ становится соизмеримой с работой основного цикла ПД. Отсюда следует вывод, что ***увлекаться бесконечным повышением давления наддува неразумно и в каждом варианте ПД + ТК есть предельная величина*** $\pi_к$.

Таким образом, структура и последовательность работы элементов комбинированного двигателя выглядит следующим образом. *Рассматриваем идеальный термодинамический цикл.* Рабочее тело из окружающей среды "всасывается" *при постоянном давлении* p_H в рабочую полость компрессора, заполняя весь его объём V_1 (рис. 8.4, *а*). Параметры рабочего тела, если считать процесс $1' - 1(a)$ идеальным, соответствуют точке $1(a)$.

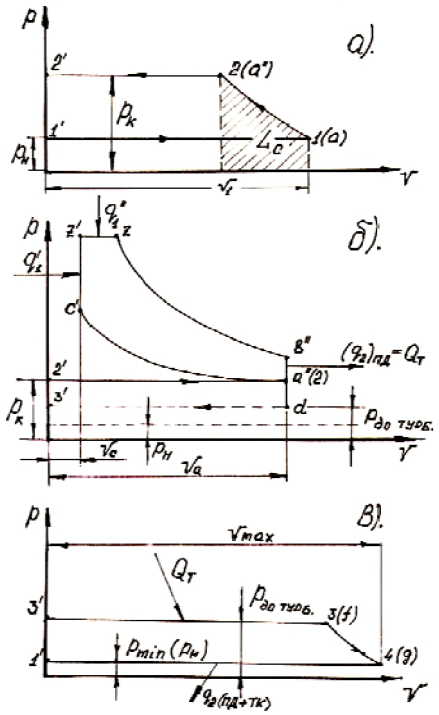


Рис. 8.4. Циклы компрессора, поршневого двигателя и турбины

Здесь и далее буквенные обозначения характерных точек применены для идентификации их с точками на рисунке цикла с продолженным расширением (см. рис. 8.2). Обозначения цифрами введены для отличия основного цикла в ПД от цикла в ТК.

Далее ***в компрессоре*** происходит политропный процесс сжатия *1(a) – 2(a")* (здесь и затрачивается работа привода L_K) и выталкивание сжатого рабочего тела в полость ресивера *2(a") – 2'* , *где давление равно давлению в точке 2(a") конца процесса сжатия в компрессоре*. Характерным параметром процессов в компрессоре является степень повышения давления

$$\pi_к = \frac{p_{2(a")}}{p_{1(a)}}. \qquad (8.2)$$

После компрессора рабочее тело поступает в поршневую часть комбинированного двигателя (рис. 8.4, *б*). Вначале совершается процесс наполнения *2' – a"(2),* т.е. тот же процесс *2(a") – 2'*, но в обратном направлении. В действительности эти два процесса совершаются одновременно, а при использовании некоторых вариантов агрегатов наддува даже без выравнивания параметров рабочего тела в ресивере.

Далее совершается изменение параметров рабочего тела в соответствии с основным ***циклом*** q_{1VP} ***ПД***, т.е. выполняется последовательность изменений *a"(2) – c – z' – z – b" – d.* Причём последний из перечисленных – *изохорный процесс b" – d,* реализуется, когда поршень находится в ВМТ и выпускной клапан открыт. Из цилиндра "со свистом" вылетают и рабочее тело, и тепло q_2, но не в атмосферу, а в ресивер перед турбиной. Следовательно, это тепло нельзя считать тем абсолютным, выброшенным, переданным в соответствии со вторым законом термодинамики, "холодному телу". Это всего лишь "перемещение" и рабочего тела, и содержащегося в нём тепла в рабочий объём турбины. Обозначим это тепло – Q_T. После точки *d* процесс "перемещения" тепла и рабочего тела продолжается (*d – 3'*) и завершается, но уже с помощью поршня (в четырёхтактном ДВС).

В турбине вначале выполняется *изобарный процесс 3' – 3(f)* заполнения её рабочего объёма продуктами сгорания (см. рис. 8.4, *в*), выпущенными в процессах *b" – d* и *d – 3'* из ПД (рис.8.4, *б*). Вместе с газами в этот объём приходит тепло Q_T. Затем совершается расширение в процессе *3(f) – 4(g)* от давления перед турбиной (в ресивере) $p_{3f} = p_d$ до давления $p_{min} = p_H$. Именно в этом процессе турбина совершает работу L_T. И, наконец, происходит завершающий изобарный процесс (при p_H = const) выброса отработавших газов в окружающую

среду. Вместе с газами выбрасывается и тепло q_2, которое мы *обязаны* отдать "холодному телу" в соответствии со вторым законом термодинамики.

Характерным параметром процессов в турбине является степень понижения давления

$$\pi_T = \frac{p_{3(f)}}{p_{4(g)}}. \qquad (8.3)$$

Поскольку эти три агрегата ("К" +"ПД"+"Т") в совокупности представляют одно целое – ***комбинированный ДВС***, то, естественно, что у этого двигателя существует единый термодинамический цикл, представляющий собой условно сумму перечисленных термодинамических процессов (рис. 8.5). Последовательность их выполнения такова:

- $1' - 1 - 2 - 2'$ – получили требуемое давление в полости перед впускным клапаном ПД;
- $2' - a'' - c - z' - z - b'' - d - 3'$ – "сработал" термодинамический цикл поршневой части комбинированного двигателя и произошло наполнение полости перед турбиной рабочим телом с запасом тепла Q_T;
- $3' - 3 - 4 - 1'$ – "сработала" турбина. Мы получили необходимую работу L_T за счёт энергии Q_T, которая предназначалась на выброс в поршневой части двигателя. (Точки $1'$; $2'$; $3'$ соответствуют рис. 8.4).

В этом цикле давление за компрессором в частном случае может быть равным давлению перед турбиной. В общем случае $p_2 \geq p_3$. Меньше не бывает, но об этом далее.

Отметим, что в таком варианте двигателя кроме известных нам параметров термодинамических процессов, составляющих цикл ПД, появились ещё и параметры термодинамических процессов компрессора и турбины. Из теории ДВС нам известны:

- $\varepsilon = V_1 / V_2$ – *степень сжатия*. Отношение полного объёма цилиндра $V_{\max}$ к объёму камеры сгорания $V_{\min}$;
- $\lambda = p_3 / p_2$ – *степень повышения давления* в процессе подвода тепла q_1` при V = const. В цикле q_{1P} этот процесс отсутствует, т.е. $\lambda = 1$;
- $\rho = V_4 / V_3$ – *степень предварительного расширения* в процессе подвода тепла q_1'' при p = *const.* В цикле q_{1V} этот процесс отсутствует, т.е. $\rho = 1$;
- $\delta = V_5 / V_4 = \varepsilon / \rho$ – *степень последующего расширения.*

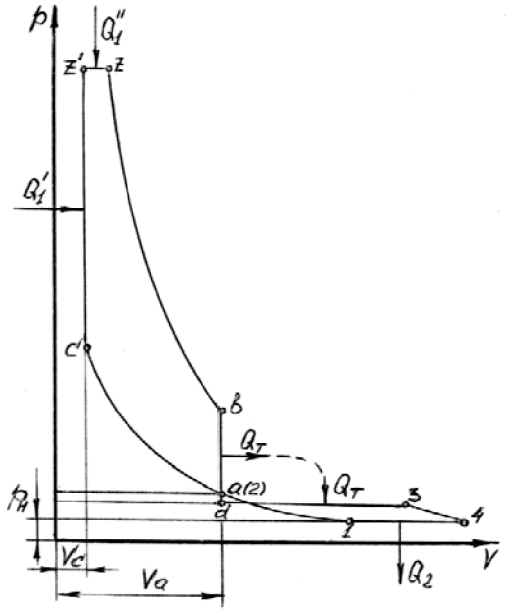


Рис. 8.5 Обобщенный термодинамический цикл
комбинированного двигателя

В теории комбинированных двигателей добавляются ещё:

- $\pi_к = \dfrac{p_2}{p_1}$ – отношение давления за компрессором к давлению до него;

- $\pi_T = \dfrac{p_3}{p_4}$ – отношение давлений до и после турбины.

Кроме того, нужно выделить такой новый параметр, как суммарная степень сжатия в комби-ДВС:

$$\varepsilon_\Sigma = \frac{V_1}{V_c} = \frac{V_1}{V_2} \cdot \frac{V_{a''}}{V_c} = \varepsilon_к \cdot \varepsilon \,, \qquad (8.4)$$

где $\varepsilon_к$ – степень сжатия (прошу не путать со степенью повышения давления $\pi_к$) рабочего тела в компрессоре.

8.3. Термический КПД обобщённого термодинамического цикла комбинированного двигателя

Мы уже поняли, что среднее индикаторное давление в комбинированном ДВС повышается в сравнении с реализацией "продолженного расширения" в гипотетическом ПД. Остаётся только научиться его рассчитывать. Об этом позже. Сейчас предлагаю обратить внимание на "Его Величество" – КПД обобщённого цикла комбинированного двигателя. Ведь недаром уже где-то проскочила оговорка, что "особенно-то уж увлекаться наддувом – неразумно". Почему? Давайте выясним.

Лучше всего это сделать на основе формулы, в которой *термический КПД цикла комбинированного ДВС выражается через все только что перечисленные параметры термодинамических процессов,* ***в том числе и через*** $\pi_к$ ***и*** $\pi_т$. Предлагаю "сконструировать" такую формулу. Потерпите – далее будет смесь алгебры с термодинамикой.

При проектировании ДВС с наддувом параметры термодинамических процессов поршневой части двигателя не могут быть приняты в качестве проектных переменных (ПП), поскольку их значения (кроме величины ε) не задаются, а получаются в процессе расчёта. *Проектными переменными в этом расчёте являются: величина* $\pi_к$*, определяющая интенсивность наддува ДВС, и* ***зависимая от неё степень понижения давления*** $\pi_т$*, определяющая мощность турбопривода компрессора наддува.* Следовательно, для выполнения анализа эффективности изучаемого термодинамического цикла необходимо знать её зависимость от параметров агрегата наддува.

КПД обобщённого цикла (см. рис. 8.5) представляет собой отношение

$$\eta_t = \frac{L_\Sigma}{q_1},$$

где L_Σ – работа L_{t1}, получаемая в цилиндре поршневого двигателя плюс дополнительная работа L_{t2}, полученная в ТК. Следовательно,

$$\eta_t = \frac{L_{t1} + L_{t2}}{q_1} = \eta_{t1} + \frac{L_{t2}}{q_1}. \qquad (8.5)$$

Здесь **необходимо особо подчеркнуть, что** $\eta_t > \eta_{t1}$, где η_{t1} – КПД только поршневой части комбинированного ДВС. Отсюда следует, что теоретическая эффективность термодинамического цикла с использованием тепла выхлопных газов всегда выше, чем КПД обычного поршневого двигателя, чем и отличается ДВС с турбонаддувом от любого другого варианта двигателя с наддувом и без него.

Работу L_{t2} представим как сумму адиабатической работы расширения рабочего тела в турбине $L_{р\ ад}$ и в идеальных насосных ходах поршневой части $L_{н\ х}$ двигателя. Напомню, что она была получена за счёт энергии выхлопных (из ПД) газов, которые через турбину и компрессор обеспечили давление на входе в ПД выше атмосферного. Из этой суммы следует вычесть адиабатическую работу сжатия $L_{с\ ад}$ в компрессоре, т.е.

$$L_{t2} = L_{р\,ад} + L_{н\,х} - L_{с\,ад} \ . \tag{8.6}$$

Здесь

$$L_{р\,ад} = c_p \cdot T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_m^{\frac{к-1}{к}}} \right);$$

$$L_{н\,х} = V_a \cdot \left(p_a - p_d \right) = R \cdot \left(T_a - T_d \right);$$

$$L_{с\,ад} = c_p \cdot T_2 \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_к^{\frac{к-1}{к}}} \right).$$

Записав баланс внутренней энергии продуктов сгорания при их истечении из цилиндра в коллектор перед турбиной

$$c_v \cdot T_b = c_v \cdot T_3 + p_3 \cdot \left(V_3 - V_d \right) = c_v \cdot T_3 + R \cdot T_3 - R \cdot T_d = c_p \cdot T_3 - R \cdot T_d \ ,$$

можно получить связь температуры газа перед турбиной T_3 с температурами в начале и в конце процесса выпуска из цилиндра

$$T_3 = \frac{c_v}{c_p} \cdot T_b + \frac{R}{c_p} \cdot T_d = \frac{T_b}{k} + \frac{k-1}{k} \cdot T_d \ .$$

Покажем связь T_3 и T_d с температурой $T_{2(a'')}$ начала термодинамических процессов в поршневой части комбинированного ДВС и с параметрами турбокомпрессора ($\pi_к$ и π_m):

$$T_d = T_d \cdot \frac{T_2}{T_2} = \frac{p_d}{p_2} \cdot T_2 = \frac{p_3}{p_2} \cdot T_2 = \frac{p_3 / p_4}{p_2 / p_1} \cdot T_2 = \frac{\pi_m}{\pi_к} \cdot T_2 \ .$$

Следовательно, предыдущую формулу можно записать как

$$T_3 = \frac{T_b}{k} + \frac{k-1}{k} \cdot \frac{\pi_m}{\pi_к} \cdot T_2 \ .$$

Подставляя выражения для $L_{p\,ад}$, $L_{н\,х}$, $L_{с\,ад}$, T_3 и T_d в (8.6), получим выражение L_{t2} через параметры турбокомпрессора:

$$L_{t2} = c_p \cdot T_3 - \frac{c_p \cdot T_3}{\pi_m^{\frac{k-1}{k}}} + R \cdot T_2 - R \cdot T_d - c_p \cdot T_2 + \frac{c_p \cdot T_2}{\pi_к^{\frac{к-1}{к}}}.$$

Здесь $c_p \cdot T_3 - R \cdot T_d = c_v \cdot T_b + R \cdot T_d - R \cdot T_d = c_v \cdot T_b$

и $R \cdot T_2 - c_p \cdot T_2 = -c_v \cdot T_2$,

следовательно,

$$L_{t2} = c_v \cdot \left(T_b - T_{2(a)}\right) + \frac{c_p \cdot T_{2(a)}}{\pi_к^{\frac{к-1}{к}}} - \frac{c_p \cdot T_3}{\pi_m^{\frac{к-1}{к}}} =$$

$$= c_v \cdot \left(T_b - T_{2(a)}\right) + \frac{c_p \cdot T_{2(a)}}{\pi_к^{\frac{к-1}{к}}} - \frac{c_p}{\pi_m^{\frac{k-1}{k}}} \cdot \left[\frac{T_b}{k} + \frac{k-1}{k} \cdot \left(\frac{\pi_m}{\pi_к} \cdot T_{2(a)}\right)\right] =$$

$$= c_v \cdot T_{2(a)} \cdot \left\{\left(\frac{T_b}{T_{2(a)}} - 1\right) + \frac{k}{\pi_к^{\frac{к-1}{к}}} - \frac{1}{\pi_m^{\frac{k-1}{k}}} \cdot \left(\frac{T_b}{T_{2(a)}} + (k-1) \cdot \frac{\pi_m}{\pi_к}\right)\right\}.$$

Из выражений (2.11) при условии адиабатности процесса видно, что $\frac{T_b}{T_{2(a)}} = \lambda \cdot \rho^k$, поэтому избыточную работу L_{t2} можно представить как

$$L_{t2} = c_v \cdot T_{2(a)} \cdot \left\{\left(\lambda \cdot \rho^k - 1\right) - \frac{1}{\pi_к^{\frac{k-1}{k}}} \cdot \left[\lambda \cdot \rho^k \cdot \left(\frac{\pi_к}{\pi_m}\right)^{\frac{k-1}{k}} + (k-1) \cdot \left(\frac{\pi_m}{\pi_к}\right)^{\frac{1}{k}} - k\right]\right\}. \quad (8.7)$$

Количество тепла, подведённое к рабочему телу в изучаемом термодинамическом цикле:

$$q_1 = q_1^{'} + q_1^{''} = c_v \cdot \left(T_{z'} - T_c\right) + c_p \cdot \left(T_z - T_{z'}\right).$$

Используя выражения (2.11), величину q_1 можно записать таким образом:

$$q_1 = c_v \cdot T_{2(a)} \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \left[\left(\lambda - 1\right) + k \cdot \lambda \cdot \left(\rho - 1\right)\right] \quad (8.8)$$

Подставляя выражения (8.7) и (8.8) в формулу (8.5) и имея в виду, что η_{tl} в наиболее общем виде представлено в формуле (2.16), можно записать:

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} \cdot \left[(\lambda - 1) + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)\right]} + \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} \cdot \left[(\lambda - 1) + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)\right]} -$$

$$- \frac{1}{\varepsilon^{k-1} \cdot \pi_к^{\frac{k-1}{k}}} \cdot \frac{\left[\lambda \cdot \rho^k \cdot \left(\frac{\pi_к}{\pi_m}\right)^{\frac{k-1}{k}} + (k-1) \cdot \left(\frac{\pi_m}{\pi_к}\right)^{\frac{1}{k}} - k\right]}{(\lambda - 1) + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)}.$$

Если учесть, что $\pi_к = p_2/p_1 = (v_1/v_2)^k = \varepsilon_к^k$, где $\varepsilon_к$ – степень сжатия рабочего тела в компрессоре, то произведение $\varepsilon^{k-1} \cdot \pi_к^{\frac{k-1}{k}}$ можно представить как

$$\varepsilon^{k-1} \cdot \varepsilon_к^{k-1} = \varepsilon_\Sigma^{k-1}.$$

Здесь ε_Σ – суммарная степень сжатия рабочего тела в компрессоре и в цилиндропоршневой группе ДВС. В результате

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_\Sigma^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \cdot \rho^k \cdot \left(\frac{\pi_к}{\pi_m}\right)^{\frac{k-1}{k}} + (k-1) \cdot \left(\frac{\pi_m}{\pi_к}\right)^{\frac{1}{k}} - k}{\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)}. \qquad (8.9)$$

Полученное выражение обобщает зависимость термического КПД термодинамического цикла комбинированного ДВС от параметров процессов, составляющих этот цикл, в том числе и параметров процессов, происходящих в агрегатах наддува.

Из этой формулы можно получить выражения для термического КПД любой комбинации поршневого двигателя и агрегата наддува, а также для ДВС без наддува.

Далее показаны формулы для наиболее распространённых комбинаций:

а) ДсИЗ с наддувом от турбокомпрессора (поршневой двигатель работает по циклу Отто, следовательно, $\rho = 1$):

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_\Sigma^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \cdot \left(\frac{\pi_к}{\pi_m}\right)^{\frac{k-1}{k}} + (k-1) \cdot \left(\frac{\pi_m}{\pi_к}\right)^{\frac{1}{k}} - k}{\lambda - 1}; \qquad (8.10)$$

б) дизель с наддувом от турбокомпрессора (в цикле Дизеля $\lambda = 1$):

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_\Sigma^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k \cdot \left(\frac{\pi_к}{\pi_m}\right)^{\frac{k-1}{k}} + (k-1) \cdot \left(\frac{\pi_m}{\pi_к}\right)^{\frac{1}{k}} - k}{k \cdot (\rho - 1)}; \qquad (8.11)$$

в) вариант с использованием агрегата наддува при $\pi_к = \pi_m$:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_\Sigma^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)}; \qquad (8.12)$$

г) ДсИЗ с наддувом от приводного нагнетателя (т.е. $\rho = 1$ и $\pi_m = 1$):

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_\Sigma^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \cdot \pi_к^{\frac{k-1}{k}} + (k-1) \cdot \left(\frac{1}{\pi_к}\right)^{\frac{1}{k}} - k}{\lambda - 1}; \qquad (8.13)$$

д) дизель с наддувом от приводного нагнетателя (т.е. $\lambda = 1$ и $\pi_m = 1$):

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_\Sigma^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k \cdot \pi_к^{\frac{k-1}{k}} + (k-1) \cdot \left(\frac{1}{\pi_к}\right)^{\frac{1}{k}} - k}{k \cdot (\rho - 1)}; \qquad (8.14)$$

е) теоретический предельный вариант, когда $\pi_m = p_z/p_4$, а $\pi_к = p_c/p_1$, т.е. $\pi_m/\pi_к = \lambda$:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_\Sigma^{k-1}} \cdot \frac{\lambda^{\frac{1}{k}} \cdot (\rho^k + k - 1) - k}{\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)}; \qquad (8.15)$$

ж) вариант – поршневой двигатель без наддува ($\pi_к = 1$) плюс турбина, работающая на выхлопных газах ДВС :

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \cdot \rho^k \cdot \left(\frac{1}{\pi_m}\right)^{\frac{k-1}{k}} + (k-1) \cdot \pi_m^{\frac{1}{k}} - k}{\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)}; \qquad (8.16)$$

з) теоретический вариант ж) при предельном значении $\pi_m = p_b / p_4 = p_b / p_a = \lambda$:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda^{\frac{1}{k}} \cdot (\rho^k + k - 1) - k}{\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)}. \qquad (8.17)$$

Если сравнить этот вариант с формулой (8.15), то становится очевидным, что предельное значение КПД у ДВС с турбокомпрессором выше, чем у ДВС с турбиной на выхлопе, но без компрессора, т.е. без наддува, поскольку $\varepsilon_\Sigma > \varepsilon$.

и) ДВС без наддува, т.е. $\pi_к = 1$ и $\pi_m = 1$:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)} \qquad (8.18)$$

(см. формулу (2.16)), из которой следуют и любые частные случаи для ДВС без наддува.

8.4. Анализ зависимости термического КПД комбинированного ДВС от параметров агрегатов наддува

Для примера в данном разделе рассмотрим форсированный вариант бензинового ДВС с турбонаддувом, термический КПД которого представлен выражением (8.10):

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_\Sigma^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \cdot \left(\frac{\pi_к}{\pi_m}\right)^{\frac{k-1}{k}} + (k-1) \cdot \left(\frac{\pi_m}{\pi_к}\right)^{\frac{1}{k}} - k}{\lambda - 1}.$$

Из него следует, что при фиксированных диапазонах изменения давления рабочего тела в цикле (λ = const) и его объёма (ε_Σ = const) в поршневой части двигателя КПД теоретического цикла зависит только от отношения $\pi_m/\pi_к$, т.е. от взаимосвязанных параметров процесса сжатия рабочего тела в компрессоре и процесса его расширения в турбине. Наличием этих двух процессов комбинированный ДВС отличается от обычного ДВС без наддува. По физическому смыслу $\pi_m/\pi_к$ – это (см. рис. 8.5) отношение давления в выхлопном коллекторе поршневой части двигателя (давления перед турбиной $p_m = p_3$) к давлению во впускном коллекторе, т.е. к давлению за компрессором ($p_к = p_2$). **Теоретически** величины этих давлений могут изменяться в следующих диапазонах:

- давление перед турбиной p_m – от $p_m = p_4$ (вариант, когда $\pi_m = 1$, т.е. турбина отсутствует) до $p_m = p_z$ (максимально возможный вариант π_m);

- давление за компрессором $p_к$ – от $p_к = p_1$ (вариант, когда $\pi_к = 1$, т.е. компрессор отсутствует, ДВС без наддува) до $p_к = p_c$ (максимально возможный вариант $\pi_к$).

Поскольку выражение для η_t не очень удобно для аналитического исследования, изучим его численно на примере $\varepsilon = 9$; $\lambda = 3{,}5$; $k = 1{,}4$; $\pi_к = 1\ldots5$ (рис. 8.6). Конкретные величины изменяемых параметров приводят и к определённости численных значений термического КПД, но это никаким образом не сказывается на общности получаемых выводов.

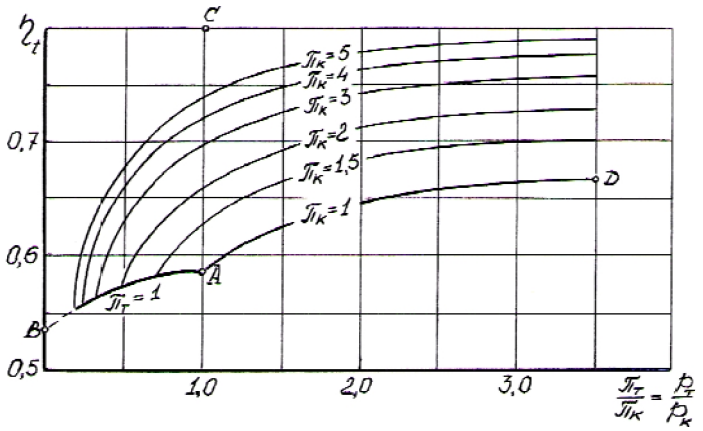


Рис. 8.6 График для исследования η_t комбинированного двигателя

Рассматривая весь теоретически возможный диапазон изменения параметров турбокомпрессора ($\pi_т/\pi_к = 0\ldots\ \lambda$), прежде всего следует его разделить на характерные участки: $\pi_т/\pi_к < 1$, $\pi_т/\pi_к = 1$ и $\pi_т/\pi_к > 1$.

1. Участок $\pi_т/\pi_к = 1$ представляет собой всего лишь вертикальную линию (A-C) на графике $\eta_t = f(\pi_т/\pi_к)$ (рис. 8.6). Однако характерно, что для такого соотношения $\pi_т/\pi_к$ выражение (8.10) преобразуется в

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_\Sigma^{k-1}}, \qquad (8.19)$$

что совпадает с выражением для термического КПД цикла Отто, в соответствии с которым работает ДсИЗ без наддува:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.$$

Отличие заключается в изменении степени сжатия рабочего тела: $\varepsilon_\Sigma > \varepsilon$. Из этого следует (рис. 8.7, пунктир), что ***при наличии дополнительного расширения рабочего тела в турбине в цикле получается дополнительная работа, эквивалентная площадке 1-а-3-4-1, т.е. некоторая часть тепла, выбрасываемого из термодинамического цикла поршневой части ДВС ($Q_Т$), превращается в турбине в***

полезную работу. Эта работа с помощью компрессора реализуется в поршневой части комбинированного ДВС, что на рис. 8.7 обозначено площадкой 1-a-b-e-1.

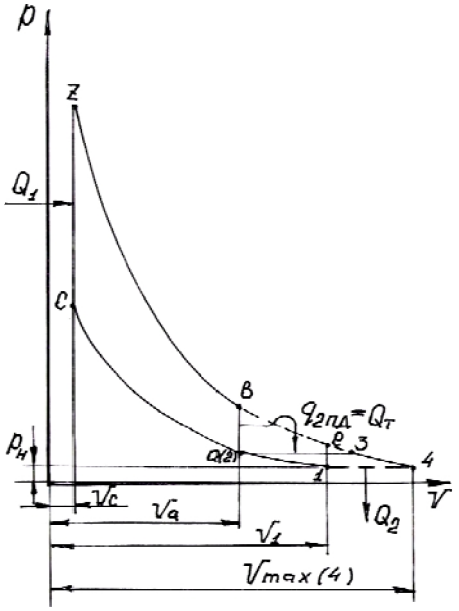


Рис. 8.7. Термодинамический цикл ДВС с турбонаддувом при $\pi_m/\pi_к = 1$

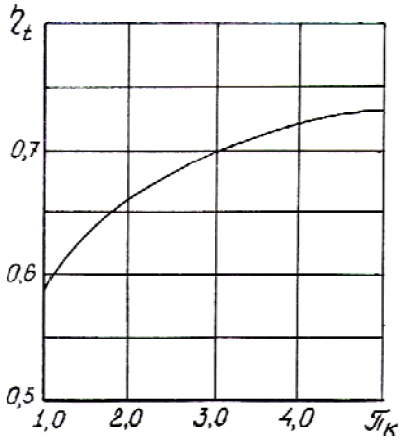


Рис. 8.8. Зависимость индикаторного КПД
от степени повышения давления в компрессоре

Очевидно, что при неизменном количестве тепла Q_1, подведённого к рабочему телу в процессе $c–z$, термический КПД термодинамического цикла растёт. Это и является одним из преимуществ ДВС с турбонаддувом (см. рис. 8.8, где показана развёртка зависимости $\eta_t = f(\pi_m/\pi_к)$ по линии $A – C$).

На линии $\pi_m/\pi_к = 1$ есть характерная точка (A), параметры которой ($\pi_к = 1$ и $\pi_m = 1$) определяют термический КПД ДсИЗ без наддува при $\varepsilon = 9;\ \lambda = 3{,}5;\ k = 1{,}4.$ Следовательно, все другие точки на этой линии показывают изменение КПД термодинамического цикла ДсИЗ с ***турбонаддувом*** при $\pi_m/\pi_к = 1$ (см. рис. 8.7 и 8.8).

2. Участок $\pi_m/\pi_к < 1$ на рис. 8.6 (область B-A-C) ограничен линией B-A минимальных значений отношения $\pi_m/\pi_к$, где $\pi_m = 1$. Это сочетание означает, что турбины – нет, а наддув ($\pi_к > 1$) – есть, т.е. это вариант ДВС с наддувом от приводного нагнетателя (компрессора с приводом от коленчатого вала ДВС). Термодинамический цикл двух совместно работающих агрегатов (поршневой двигатель и компрессор) изображён на рис. 8.9 сплошной линией. В этом варианте мощность, затраченная на привод агрегата наддува, входит в механические "потери" поршневого ДВС, следовательно, при увеличении $\pi_к$ эти потери возрастают, в результате КПД двигателя снижается.

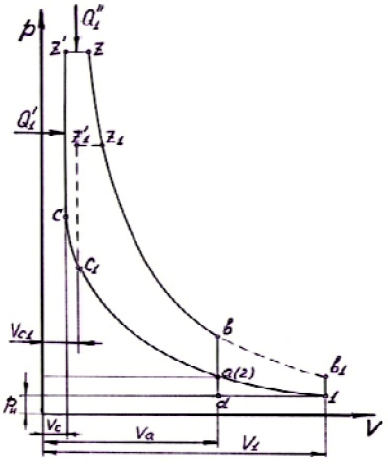


Рис. 8.9. Цикл ДВС с компрессором и без него
при условии $L_ц = idem$

Если данный вариант ($1/\pi_к$) реализовать с начальными условиями в точке *1* только в поршневой части двигателя без предварительного сжатия в компрессоре, то при $\varepsilon = idem$ и $\lambda = idem$ среднее давление в цикле заметно понизится (рис. 8.9, пунктир). Поскольку среднее давление в цикле по своему физическому смыслу является удельной работой, получаемой с единицы рабочего объёма цилиндра, то её снижение ведёт к увеличению рабочего объёма для достижения требуемой индикаторной мощности N_i, т.е. приведёт к снижению литровой мощности двигателя $N_л$. Применение приводных нагнетателей, несмотря на некоторое снижение КПД, т.е. снижение топливной экономичности, позволяет, тем не менее, достаточно простыми средствами решать задачу увеличения $N_л$.

В целом область *B-A-C* (см. рис.8.6) представляет изменение термического КПД ДВС с турбокомпрессором, в котором $\pi_m < \pi_к$, т.е. давление p_p газов в выхлопном коллекторе ДВС меньше, чем давление в его впускном коллекторе $p_к$.

Хотя в данном разделе рассматриваются только термодинамические основы работы комбинированных ДВС, нельзя забывать, что при реализации этих теоретических основ возникают дополнительные условия и проблемы, препятствующие достижению указанных в теории результатов. Так, возвращаясь к варианту $\pi_m/\pi_к = 1$, который является границей области *B-A-C,* нужно отметить, что при его реализации продувка цилиндра поршневого двигателя свежим зарядом с давлением $p_к$ затруднена, поскольку противодавление на выходе из цилиндра $p_m = p_к$. Очевидно, что в двигателе, построенном в соответствии с этим термодинамическим вариантом, будет всегда образовываться повышенное количество остаточных газов в цилиндре, что приведёт к снижению коэффициента наполнения η_v и, соответственно, индикаторной мощности N_i. Таким образом, попытка увеличить N_i за счёт применения турбокомпрессора при её реализации может дать пониженный в сравнении с теорией результат.

Учитывая опыт, накопленный разработчиками комбинированных ДВС, следует рекомендовать выбор соотношения $\pi_m/\pi_к$ ограничивать величинами 0,8…0,9.

3. Ясно, что именно под этим углом зрения следует рассматривать на рис. 8.6 область *C-A-D* ($\pi_m/\pi_к > 1$). На графике видно, что монотонное возрастание отношения $\pi_m/\pi_к$ (вплоть до предела, когда $\pi_m/\pi_к = \lambda$) при любом значении $\pi_к$ даёт монотонное возрастание термического КПД.

Теоретически это нужно рассматривать как преимущество или некоторую перспективу развития. Но из сказанного выше следует, что превышение $\pi_т$ над $\pi_к$ существенно ухудшает работу поршневой части комбинированного двигателя, что может частично снизить или даже полностью аннулировать ожидаемый эффект повышения общего КПД. Следовательно, ***этот диапазон изменения $\pi_т/\pi_к$ нужно рассматривать только как некоторую абстрактную возможность увеличения эффективности комбинированного ДВС.***

Характерно, что в области *C-A-D* прирост термического КПД тем больше, чем ниже $\pi_к$, т.е. чем ниже наддув. Границей такого изменения $\pi_к$ является вариант $\pi_к$ =1, что означает – наддува ДВС нет, а турбина работает ($\pi_т > 1$).

Такой вариант комбинированного ДВС называется "ДВС с силовой турбиной" (см. рис. 8.1, *в*, но без приводного нагнетателя), поскольку выхлопные газы ДВС являются рабочим телом турбины, мощность которой передаётся потребителю. Теоретически такое сочетание агрегатов допустимо. Термический КПД этой комбинации можно рассчитать по формуле (8.16), его предельное значение, когда $p_т = p_г$, а $p_к = p_c$, по формуле (8.17).

8.5. Среднее индикаторное давление обобщённого цикла комбинированного ДВС

По аналогии с формулой для КПД (8.5) удельную работу термодинамического цикла комбинированного ДВС ("кмб"), т.е. его теоретическое среднее индикаторное давление, можно выразить как

$$(p_i')_{кмб} = \frac{L_{t1} + L_{t2}}{V_h} = \frac{L_{t1}}{V_h} + \frac{L_{t2}}{V_h} = \left(p_i'\right)_{ПД} + \frac{L_{t2}}{V_h}. \qquad (8.20)$$

В ДВС с наддувом сжатие рабочего тела начинается в точке 1 обобщённого термодинамического цикла (см. рис. 8.5), но p_i' рассчитывается не по объёму рабочего тела V_1, а по рабочему объёму цилиндра V_h, исходя из основной идеи наддува – увеличение литровой мощности $N_л$ ***поршневой части*** комбинированного ДВС.

Тогда, используя формулу (4.21) для теоретического среднего индикаторного давления поршневого двигателя (ПД) и формулу (8.7) для записи L_{t2}, получаем "увесистое" выражение:

$$p_{i\,кмб}^{'} = \frac{p_H \cdot \pi_к \cdot \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] +$$

$$+ \frac{c_V \cdot T_H \cdot \pi_к^{\frac{k-1}{k}}}{V_c \cdot (\varepsilon - 1)} \cdot \left\{ (\lambda \cdot \rho^k - 1) - \frac{1}{\pi_к^{\frac{k-1}{k}}} \cdot \left[\lambda \cdot \rho^k \cdot \left(\frac{\pi_к}{\pi_m} \right)^{\frac{k-1}{k}} + (k-1) \cdot \left(\frac{\pi_m}{\pi_к} \right)^{\frac{1}{k}} - k \right] \right\}. \quad (8.21)$$

По этой формуле можно рассчитать теоретическое среднее индикаторное давление, заменив, где это необходимо, показатель адиабаты на соответствующие показатели политропы. Но есть несколько нюансов:

- при проектировании нового двигателя, в расчёте p_i' по изученной нами матмодели (ММ), *геометрия двигателя "пока" ещё не известна*, следовательно, не ясно, какую величину V_c использовать в этой громоздкой формуле. Поэтому ясно, что этот вариант расчёта можно применять лишь в уточняющих тепловых расчётах двигателей с уже известной геометрией;

- величина p_i' зависит, прежде всего, от наддува, т.е. от величины $\pi_к$. *Степень понижения давления в турбине* $\pi_т$ – *величина вспомогательная и зависящая от требуемой величины* $\pi_к$, поэтому в выражении для p_i' не очень-то необходимая. Более того, существующая зависимость $\pi_т = f(\pi_к)$, как мы изучим это далее, усложняет использование данной формулы.

Как выход из затруднительного положения рекомендуется следующий "ход". Предлагается считать, что наддув (любой: турбо или от приводного компрессора) перемещает теоретический цикл $a_0 - c_0 - z'_0 - z_0 - b_0 - a_0$ (рис. 8.10) в положение $a - c - z' - z - b - a$, т.е. рассматриваем "только чистый наддув", без каких-либо изменений параметров ε, λ, ρ, δ. Тогда мы можем считать, что турбокомпрессор "добавил" к фигуре основного цикла ПД площадку $1 - 2 - b - e - 1$. В этой ситуации среднее индикаторное давление цикла ДВС с наддувом записывается так:

$$p_i^{'} = \frac{L_{z'z}}{V_1 - V_c} + \frac{L_{ze}}{V_1 - V_c} - \frac{L_{1c}}{V_1 - V_c}. \quad (8.22)$$

Расшифруем каждую составляющую этой формулы. При этом введём в наш словарь ещё несколько обозначений:

- суммарная степень сжатия в комби-ДВС – $\varepsilon_{\Sigma} = \dfrac{V_1}{V_c} = \varepsilon \cdot \varepsilon_к$;

- степень последующего расширения в условном цикле ДВС с наддувом (рис. 8.10) $-\delta_{\Sigma} = \dfrac{V_e}{V_z} = \dfrac{\varepsilon_{\Sigma}}{\rho}$;

- соотношение степени сжатия ε в компрессоре наддува и степени повышения давления $\pi_к$ в процессе сжатия – $\varepsilon_к = \pi^{\frac{1}{k}}$.

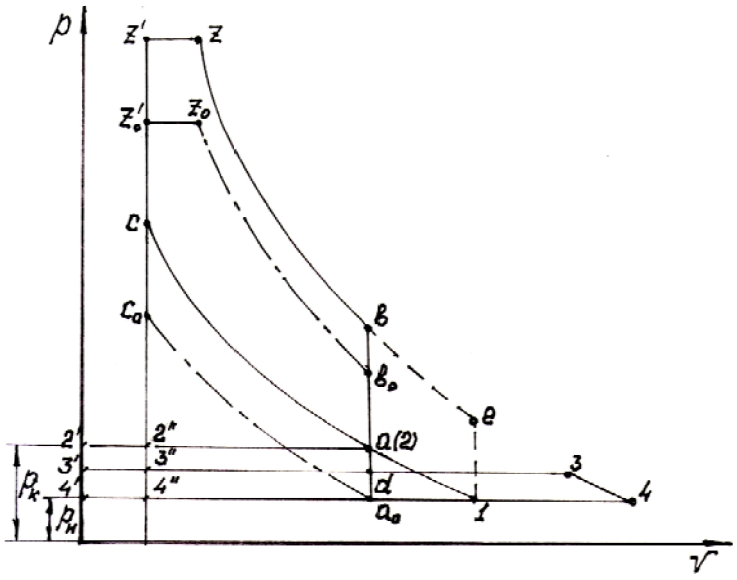


Рис. 8.10. Условие замены обобщенного цикла комбинированного ДВС

Поскольку $\dfrac{V_1}{V_c} = \varepsilon_{\Sigma}$, то знаменатель $V_1 - V_c$ может быть записан как $V_c \cdot (\varepsilon_{\Sigma} - 1)$.

Первый член в формуле (8.22) может быть записан так (учтём, что это изобарный процесс):

$$\frac{L_{z'z}}{V_c \cdot (\varepsilon_{\Sigma} - 1)} = (p_z \cdot V_z - p_z \cdot V_c) \cdot \frac{1}{V_c \cdot (\varepsilon_{\Sigma} - 1)} = p_z \cdot \left(\frac{\rho}{\varepsilon_{\Sigma} - 1} - \frac{1}{\varepsilon_{\Sigma} - 1} \right) = \frac{p_z}{\varepsilon_{\Sigma} - 1} \cdot (\rho - 1). \quad (8.23)$$

Второй член в формуле (8.22) можно записать следующим образом:

$$\frac{L_{ze}}{V_c\cdot(\varepsilon_\Sigma-1)}=\frac{1}{V_c\cdot(\varepsilon_\Sigma-1)}\cdot\frac{1}{n_2-1}\cdot(p_z\cdot V_z-p_e\cdot V_e)=$$

$$=\frac{1}{V_c\cdot(\varepsilon_\Sigma-1)}\cdot\frac{p_z\cdot V_z}{n_2-1}\cdot\left[1-\left(\frac{V_z}{V_e}\right)^{n_2-1}\right]=$$

$$=\frac{p_z\cdot\rho\cdot V_c}{V_c\cdot(\varepsilon_\Sigma-1)}\cdot\frac{1}{n_2-1}\cdot\left[1-\frac{1}{\delta_\Sigma^{n_2-1}}\right].$$

Или окончательно

$$\frac{L_{ze}}{V_c\cdot(\varepsilon_\Sigma-1)}=\frac{p_z\cdot\rho}{\varepsilon_\Sigma-1}\cdot\frac{1}{n_2-1}\cdot\left(1-\frac{1}{\delta_\Sigma^{n_2-1}}\right). \qquad (8.24)$$

Аналогично и третий член формулы (8.22)

$$\frac{L_{1c}}{V_c\cdot(\varepsilon_\Sigma-1)}=\frac{1}{V_c\cdot(\varepsilon_\Sigma-1)}\cdot\frac{1}{n_1-1}\cdot(p_c\cdot V_c-p_1\cdot V_1)=$$

$$=\frac{1}{V_c\cdot(\varepsilon_\Sigma-1)}\cdot\frac{p_c\cdot V_c}{(n_1-1)}\cdot\left[1-\left(\frac{V_c}{V_1}\right)^{n_1-1}\right].$$

Отсюда

$$\frac{L_{1c}}{V_c\cdot(\varepsilon_\Sigma-1)}=\frac{p_c}{\varepsilon_\Sigma-1}\cdot\frac{1}{n_1-1}\cdot\left(1-\frac{1}{\varepsilon_\Sigma^{n_1-1}}\right). \qquad (8.25)$$

Перепишем формулу (8.22) с учётом полученных выражений (8.23), (8.24) и (8.25):

$$p_{i\,кмб}^{'}=\frac{p_z}{\varepsilon_\Sigma-1}\cdot(\rho-1)+\frac{p_z\cdot\rho}{\varepsilon_\Sigma-1}\cdot\frac{1}{n_2-1}\cdot\left(1-\frac{1}{\delta_\Sigma^{n_2-1}}\right)-\frac{p_c}{\varepsilon_\Sigma-1}\cdot\frac{1}{n_1-1}\cdot\left(1-\frac{1}{\varepsilon_\Sigma^{n_1-1}}\right).$$

Вынесем за скобки общий множитель $\frac{p_c}{\varepsilon_\Sigma-1}$, причём p_c выразим через минимальное давление в цикле – давление окружающей среды $p_c = p_H\cdot\varepsilon_\Sigma^{n_1}$. Напоминаю, что $p_z/p_c = \lambda$. Получаем ***формулу для расчёта среднего индикаторного давления комбинированного ДВС:***

$$p_{i\,кмб}^{'}=\frac{p_{1(H)}\cdot\varepsilon_\Sigma^{n_1}}{\varepsilon_\Sigma-1}\cdot\left[\lambda\cdot(\rho-1)+\frac{\lambda\cdot\rho}{n_2-1}\cdot\left(1-\frac{1}{\delta_\Sigma^{n_2-1}}\right)-\frac{1}{n_1-1}\cdot\left(1-\frac{1}{\varepsilon_\Sigma^{n_1-1}}\right)\right]. \qquad (8.26)$$

Характерно, что в этой формуле не присутствует параметр π_T. Как мы покажем далее, это логично вытекает из того положения, что степень понижения давления в турбине полностью определяется величиной мощности компрессора наддува, который она приводит в движение. Следовательно, определяющим параметром в комбинированном ДВС является величина наддува, т.е. $\pi_к$. В формуле (8.26) $\pi_к$ присутствует в двух параметрах:

$$\varepsilon_\Sigma = \varepsilon \cdot \pi_к^{\frac{1}{n_1}} \quad \text{и} \quad \delta_\Sigma = \frac{\varepsilon_\Sigma}{\rho} = \frac{\varepsilon \cdot \pi_к^{\frac{1}{n_1}}}{\rho}. \qquad (8.27)$$

Если наддува нет, т.е. $\pi_к = 1$, то $\varepsilon_\Sigma = \varepsilon$ и $\delta_\Sigma = \delta$ и формула (8.26) превращается в уже известное нам выражение для расчёта среднего индикаторного давления цикла q_{1VP} ДВС без наддува (формула (4.21)):

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right].$$

8.6. Среднее давление механических потерь в комбинированном ДВС

При проектировании двигателя, прежде всего, решается задача определения его основных размеров: диаметра цилиндра D, хода поршня S, рабочего объёма цилиндра V_h, радиуса кривошипа коленчатого вала $S/2$. Для получения этих размеров в первую очередь по заданной мощности N_e двигателя на номинальном режиме ($n_{ном}$) рассчитывается его литраж:

$$V_л = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{p_e \cdot n_{ном}}.$$

Здесь p_e – среднее эффективное давление, величину которого обычно вычисляют как разность среднего индикаторного давления и среднего давления механических потерь:

$$p_e = p_i - p_{мех}.$$

Как вычислить среднее индикаторное давление в ДВС с наддувом, будем считать, нам известно. Теперь разберёмся с механическими потерями.

Напоминаю, что среднее давление механических потерь $p_{мех}$ учитывает затраты мощности $N_{мех}$ в трущихся парах, в процессах газообмена и на привод вспомогательных агрегатов. Ввиду разнородности

физической природы явлений, лежащих в основе указанных затрат, $p_{мех}$ рассчитывают по линейным зависимостям этого давления от средней скорости поршня (формула (4.34)):

$$p_м = A + B \cdot w_{п\,ср.}$$

Однако следует иметь в виду, что значения коэффициентов A и B, которые обычно приводятся в литературе, *не учитывают затраты мощности на обеспечение работы компрессора наддува*, если он приводится в движение от коленчатого вала двигателя, хотя формально в этом случае приводной нагнетатель можно отнести к вспомогательным агрегатам. Не составляют исключение и числа, показанные в таблицах для ДсИЗ и дизелей в разделе 4.2.4. Ликвидировать указанный недостаток формулы (4.34) можно следующим образом.

Если записать суммарные затраты мощности $N_{мех}$ и на привод компрессора N_K

$$N_{мех\,\Sigma} = N_{мех} + N_K$$

как

$$\frac{p_{мех\Sigma} \cdot V_H \cdot n}{30 \cdot \tau} = \frac{p_{мех} \cdot V_H \cdot n}{30 \cdot \tau} + L_K \cdot G_в ,$$

то, поделив это выражение на расход воздуха $G_в = V_H \cdot \eta_V \cdot \rho_K \cdot \dfrac{n}{30 \cdot \tau}$

$$\frac{p_{мех\Sigma}}{\rho_K \cdot \eta_V} = \frac{p_{мех}}{\rho_K \cdot \eta_V} + L_K ,$$

можно получить ***формулу для расчёта среднего давления механических потерь с учётом затраты работы L_K на привод компрессора наддува:***

$$p_{мех\Sigma} = p_{мех} + L_K \cdot \rho_K \cdot \eta_v . \qquad (8.28)$$

Подчёркиваю, что эта формула может применяться только при расчёте ***ДВС с наддувом от приводного нагнетателя.*** К наддуву турбокомпрессором она отношения не имеет.

Если ТК имеет только газовую связь с поршневой частью комби-ДВС, то механические потери в ПД увеличиваются по причине возрастания газовых нагрузок в ЦПГ и соответственного увеличения потерь в трущихся парах. Ясно, что это связано с величиной наддува. В учебном пособии Камского ГПИ (в библиографии это пособие показано поз. 13 в списке дополнительной литературы) предложена следующая формула:

$$p_м = \pi_к^{0,125} \cdot \left(A + B \cdot w_{пср}\right) + 0{,}35 \cdot \left(p_к - p_0\right), \quad МПа. \qquad (8.29)$$

Коэффициенты A и B в этой формуле буквально те же, что и в формуле (4.34) для ДВС без наддува.

8.7. Совместная работа узлов комбинированного ДВС

Каждый агрегат комбинированного ДВС (компрессор, поршневой двигатель, турбина) имеет свой диапазон изменения основных показателей в зависимости от изменений внешних условий и режима его работы. Особенностью комбинированного ДВС является то, что при совместной работе перечисленных агрегатов реализуются не все возможные режимы, а только те, которые соответствуют ***условиям их совместной работы.***

8.7.1. Совместная работа компрессора и турбины в составе комби-ДВС

Мы рассматриваем наиболее распространённый вариант турбонаддува, когда между турбокомпрессором и поршневым двигателем нет механической связи, но есть связь газодинамическая (см. рис. 1.6 или 8.1, *а*), а роторы турбины и компрессора жёстко связаны между собой. В этом варианте выполняются следующие условия совместной работы:

- частота вращения роторов компрессора и турбины одинаковые, т.е.

$$n_к = n_T; \qquad (8.30)$$

- мощность, необходимая на привод компрессора, соответствует мощности, которую развивает турбина :

$$N_к = N_T \cdot \eta_{мех}, \qquad (8.31)$$

где $\eta_{мех}$ – коэффициент, учитывающий потери энергии в подшипниках турбокомпрессора;

- расход рабочего тела через турбину и компрессор связаны между собой соотношением

$$G_г = G_в \cdot \left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot l_0 \cdot \psi}\right), \qquad (8.32)$$

где ψ – коэффициент, учитывающий отличие количества воздуха, протекающего через цилиндр при его продувке, от количества воздуха, оставшегося в цилиндре после закрытия клапанов и участвующего да-

лее в процессах термодинамического цикла. Это выражение получается путём следующих рассуждений.

Расход газа через турбину представляет собой сумму всего расхода воздуха, прошедшего через цилиндр и расхода топлива: $G_г = G_в + G_T$. Расход воздуха, остающегося в цилиндре и участвующего в процессе горения $G_{вГ}$, меньше, чем $G_в$. Их отношение

$$\psi = \frac{G_в}{G_{вГ}} \cdot$$

Если запись расхода газа через турбину несколько преобразовать

$$G_г = G_в + G_T = G_в \cdot \left(1 + \frac{G_T}{G_в}\right) = G_в \cdot \left(1 + \frac{G_T}{G_в} \cdot \frac{G_{вГ}}{G_{вГ}}\right),$$

то, учитывая, что $G_{вГ} / G_T = \alpha \cdot l_0$ и запись для коэффициента продувки цилиндра ψ, получаем выражение (8.32).

Анализ условий (8.31) и (8.32) позволяет получить функциональную связь между требуемой по ТЗ мощностью ДВС с наддувом и параметрами работы турбины и компрессора.

Для этого уравнение (8.31) следует записать в виде

$$L_к \cdot G_в = L_T \cdot G_г \cdot \eta_{мех},$$

где $L_к = \frac{k \cdot R \cdot T_H}{k-1} \cdot \frac{1}{\eta_к} \cdot \left(\pi_к^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)$ (8.33)

работа, подведённая к 1 *кг* рабочего тела, прошедшего через компрессор (*Дж/кг*),

$$L_T = \frac{k_г \cdot R_г \cdot \eta_T}{k_г - 1} \cdot T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{к-1}{к}}}\right) \quad (8.34)$$

работа, совершённая одним *кг* рабочего тела, прошедшго через турбину (*Дж/кг*).

Подставляя всё в уравнение (8.31) и используя уравнение (8.32), получаем

$$G_в \cdot \left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot l_0 \cdot \psi}\right) \cdot \delta \cdot \beta \cdot \frac{k_г \cdot R_г}{k_г - 1} \cdot T_3 \cdot \eta_T \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k-1}{k}}}\right) \cdot \eta_{мех} =$$

$$= G_в \cdot \frac{k \cdot R}{k-1} \cdot \frac{T_H}{\eta_к} \cdot \left(\pi_к^{\frac{k-1}{k}} - 1\right),$$

где $\delta = G_{г\,ТК} / G_{г\,\max}$ - степень использования в турбокомпрессоре выхлопных газов поршневой части комбинированного ДВС, учитывающая возможный перепуск газа мимо турбины, а β = 0,9…0,95 – поправочный коэффициент, учитывающий утечки газа в выхлопной системе через негерметичные соединения.

Поскольку произведение $\eta_к \cdot \eta_T \cdot \eta_{мех}$ представляет собой КПД *турбокомпрессора* $\eta_{ТК}$, введём ***параметр совершенства этого агрегата:***

$$\Theta = \frac{T_з}{T_н} \cdot \eta_{ТК}\,, \tag{8.35}$$

который характеризует не только эффективность его работы ($\eta_{ТК}$), но и максимальный уровень температуры ($T_з$), который выдерживает турбина (для современных агрегатов турбонаддува ДВС с неохлаждаемой турбиной $T_{з\,max}$ = 1100…1200 К). С учётом параметра Θ предыдущее выражение можно преобразовать к виду

$$\Theta = \frac{C \cdot \left(\pi_к^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\delta \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k-1}{k}}} \right)},$$

где $C = \frac{k \cdot R \cdot (k_г - 1)}{k_г \cdot R \cdot (k-1)} \cdot \frac{1}{\beta \cdot \left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot l_0 \cdot \psi} \right)}$

практически – константа, изменяющая своё значение лишь при изменении состава ТВС, т.е. α, в соответствии с законом его регулирования в двигателе.

Из полученной формулы следует ***зависимость степени понижения давления в турбине π_T агрегата наддува от требуемой, для получения заданной величины N_e, степени повышения давления в компрессоре $\pi_к$:***

$$\pi_T = \frac{1}{\left[1 - \frac{C}{\Theta \cdot \delta} \cdot \left(\pi_к^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)\right]^{\frac{k_г}{k_г - 1}}} \quad . \tag{8.36}$$

Очевидно, что степень понижения давления в турбине агрегата наддува изменяется по режимам работы двигателя. Это изменение и связь π_T с требуемой величиной $\pi_к$ можно проследить по номограмме (рис. 8.11), построенной по формуле (8.36). Из неё следует, что при постоянной потребной величине $\pi_к$ степень понижения давления в турбине уменьшается *при повышении параметра* Θ *– совершенства турбокомпрессора.*

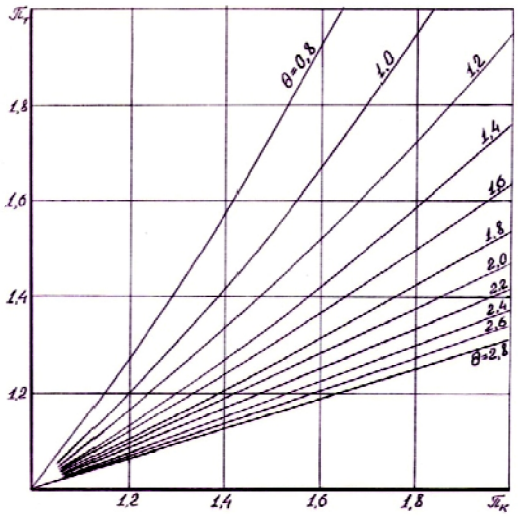


Рис. 8.11 Номограмма для определения связи между π_T и $\pi_к$

В тепловом расчёте ДВС с турбонаддувом *необходимо согласовать работу* трёх агрегатов: *поршневого двигателя, компрессора и турбины.* Задача решается ***методом последовательных приближений***, в результате которых находится единственное сочетание параметров рабочего тела в цилиндре двигателя (в момент открытия выпускного клапана – p_b, T_b и остаточных газов – p_r, T_r) с его параметрами перед турбиной (в выпускном коллекторе – p_p, T_p) при известных значениях $p_к$, $T_к$ на входе в двигатель.

Согласование перечисленных параметров выполняется:

– ***расчётом рабочих процессов***, где определяется изменение параметров рабочего тела от значений $p_к$, $T_к$ до p_b, T_b с уточнением

значений p_r, T_r, которые в начале расчёта выбираются достаточно произвольно на основе статистических данных;

– ***расчётом температуры газа перед турбиной*** $T_З$ (в выпускном коллекторе), осреднённой за процесс выпуска ($b'...r'$) по уравнению политропного процесса расширения газа от состояния в цилиндре до состояния в выпускном коллекторе (p_p, T_p):

$$T_З \cong T_p = T_в \left(\frac{p_p}{p_в} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \qquad (8.37)$$

где n = 1,25…1,4;

- ***расчётом степени понижения давления в турбине*** по уравнению (8.36).

Условие (8.30) *позволяет определиться с относительными размерами компрессора и турбины на этапе эскизного проектирования комбинированного ДВС.*

Поскольку окружная скорость на любом диаметре D

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \quad м/с \quad , \qquad (8.38)$$

то для центробежного компрессора эта формула позволяет связать окружную скорость на его максимальном диаметре $D_{к2}$ с напорным адиабатическим КПД:

$$\eta_{к\,ад} = \frac{L_{к\,ад}}{L_{к\,ад\,\max}} = \frac{L_{к\,ад}}{u_2^2},$$

где $L_{к\ ад\ max}$ – максимальная адиабатическая работа, которая может быть подведена к 1 *кг* рабочего тела, если вся кинетическая энергия вращения рабочего колеса превратится в кинетическую энергию газа – 1 *кг* $\cdot (u_2)^2$. Очевидно, что

$$u_2 = \sqrt{\frac{L_{к\,ад}}{\eta_{к\,ад}}}.$$

С учётом формулы (8.38),получаем

$$n_к = \frac{60}{\pi \cdot D_{к2}} \cdot \sqrt{\frac{L_{к\,ад}}{\eta_{к\,ад}}}. \qquad (8.39)$$

Для турбины окружную скорость выражают через параметр её быстроходности:

$$\chi = \frac{u}{c_{T\,ад}},$$

где $C_{T\,ад} = \sqrt{\frac{2k_г}{k_г - 1} \cdot R_г \cdot T_3^* \cdot \left[1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k-1}{k}}}\right]}$ – условная скорость газа, которая может быть получена, если весь запас энтальпии рабочего тела турбины i_3^* превратить в его кинетическую энергию. Тогда частоту вращения колеса турбины, используя формулу (8.38), можно записать как

$$n_T = \frac{60}{\pi \cdot D_{T\,2}} \cdot \chi \cdot C_{T\,ад}\,. \qquad (8.40)$$

Из условия (8.30) и формул (8.39), (8.40) следует, что

$$\frac{D_{к\,2}}{D_{T\,2}} = \frac{1}{\chi} \cdot \sqrt{\frac{L_{к\,ад}}{\frac{2 \cdot k_г}{k_г - 1} \cdot R_г \cdot T_3^* \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k-1}{k}}}\right) \cdot \eta_{к\,ад}}}\,. \qquad (8.41)$$

Поскольку

$$\eta_T = \frac{L_T}{L_{T\,ад}}; \qquad \eta_к = \frac{L_{к\,ад}}{L_к}; \qquad \eta_{мех} = \frac{L_к}{L_T},$$

то без учёта перепуска газа мимо турбины ($\delta = 1$) и негерметичности выхлопной системы двигателя ($\beta = 1$)

$$\eta_{тк} = \eta_T \cdot \eta_к \cdot \eta_{мех} = \frac{L_T}{L_{T\,ад}} \cdot \frac{L_{к\,ад}}{L_к} \cdot \frac{L_к}{L_T} = \frac{L_{к\,ад}}{L_{T\,ад}} =$$

$$= \frac{L_{к\,ад}}{\frac{k_г}{k_г - 1} \cdot R_г \cdot T_3^* \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k_г - 1}{k_г}}}\right)}.$$

Подставляя этот результат в формулу (8.41) для соотношения диаметральных размеров компрессора и турбины, получим:

$$\frac{D_{к2}}{D_{T2}} = \frac{1}{\chi} \cdot \sqrt{\frac{\eta_{тк}}{2 \cdot \eta_{к ад}}} \quad , \qquad (8.42)$$

т.е. это *соотношение полностью определяется параметрами, характеризующими совершенство организации рабочих процессов в узлах и в турбокомпрессоре в целом.*

Как выглядит это самое совершенство и что нужно сделать для его повышения, см. дисциплину "Агрегаты наддува ДВС".

Нужно отметить, что агрегаты наддува (в частности ТК) обычно проектируются и производятся не в самих двигателестроительных фирмах. Есть исторически сложившаяся специализация. Например, по ТК специализируется (и процветает) фирма "*Garret*". В области винтовых компрессоров (я уже об этом говорил) доминирует фирма "*Lisholm*" и т.д. Следовательно, разработчики нового ДВС, например с турбонаддувом, должны правильно "подобрать" ТК из того "меню", которое им предлагают фирмы-производители этих агрегатов. Как это сделать и не ошибиться? Причём нужно ещё учесть, что проектирование двигателя и определение его размеров, даже с учётом согласования работы компрессора, ПД и турбины, выполняется *на одном (номинальном) режиме*. Но весь двигатель и, конечно же, все его узлы (в том числе и ТК) эксплуатируются в широком диапазоне режимов. Как правильно выполнить согласование работы трёх агрегатов, у которых принцип действия и термодинамические основы этого действия существенно различаются?

Решить эту задачу удаётся на основе понятия "***характеристика***" работы узла или двигателя.

8.7.2. Универсальные характеристики узлов турбокомпрессора

Для того чтобы подобрать подходящий по своим параметрам ТК для вновь создаваемого комбинированного двигателя, необходимо ***согласование характеристик компрессора, ПД и турбины.***

Начнём с понятия "характеристика" агрегата. Мы с вами уже изучали характеристики ДВС (поршневого, без наддува). Рассматривали однопараметрические и многопараметрическую характеристики. Уже было сформулировано понятие "характеристика". Предлагаю его повторить, а главное, вдуматься в эту формулировку:

"характеристика любого агрегата – это информация о том, как он будет себя вести при изменении режима его работы (оператором) или при изменении внешних условий, в которых этот агрегат работает".

Очевидно, что эта информация получается не дёшево, ибо нужно собрать и проанализировать огромное количество экспериментальных и расчётных данных. Я думаю, что именно по этой причине фирмы – производители ДВС не торопятся публиковать характеристики своих разработок. Более того, при современной системе управления двигателем эта информация является основой для создания программного обеспечения МПСУ (микропроцессорной системы управления) двигателя, которое входит составной частью в программное обеспечение автоматической системы управления всем ТС (транспортным средством). А это уже "ноу-хау"! Интеллектуальная собственность и прочая, и пр.

И вот, вопреки всему тому, что я тут "нагородил" фирмы-производители ТК публикуют характеристики разработанных агрегатов. Зачем? Дело в том, что, не зная универсальных характеристик компрессоров и турбин, невозможно правильно подобрать нужный агрегат, следовательно, и невозможно *заказать партию этих агрегатов*. Явный убыток фирме! Рынок, он хотя и дружит с понятием "коммерческая тайна", но с оглядкой на востребованность товара. В данном случае товаром является, как это ни удивительно, "характеристика" или "характеристики" агрегатов наддува.

Итак, фирмы-производители ТК должны нам (разработчикам нового комби-ДВС) предоставить *универсальные характеристики компрессора и турбины*. Что это такое – "универсальные характеристики"?

Если многопараметрические характеристики любого агрегата построены в виде *сочетания критериев подобия*, определяющих режимы работы и влияние внешних условий, то такие характеристики называют "отвлечёнными" либо "универсальными" (в теории ГТД их называют "обобщёнными"). Далеко не всегда удаётся построить характеристику в критериях подобия (это уж слишком высоко по лестнице теоретических обобщений), но даже если использованы просто безразмерные относительные величины, и то уже неплохо. Со скидкой на эту "погрешность" назовём характеристики агрегатов ТК "универсальными".

8.7.2.1. Универсальная характеристика компрессора

Итак, "универсальная" характеристика компрессора (рис. 8.12). Какую информацию мы можем из неё извлечь?

Прежде всего разберёмся: как она получается и в чём смысл всех линий, нарисованных в поле координат *расход воздуха через компрессор* $G_в$ *– степень повышения давления* $\pi_к$. Представьте себе мысленно

стенд для испытания компрессоров: испытуемый компрессор приводится в движение электродвигателем со сложной системой поддержания n = const при изменении мощности, потребляемой компрессором $N_к$. Эта мощность зависит, прежде всего, от расхода воздуха, который обеспечивает компрессор на том или ином режиме, поэтому в структуре стенда предусмотрена *заслонка* (*3)* в выходном патрубке компрессора, которая, изменяя проходное сечение этого патрубка, изменяет $G_в$. Как всегда, на стенде обеспечены измерения всех интересующих параметров испытуемого объекта и всех систем стенда.

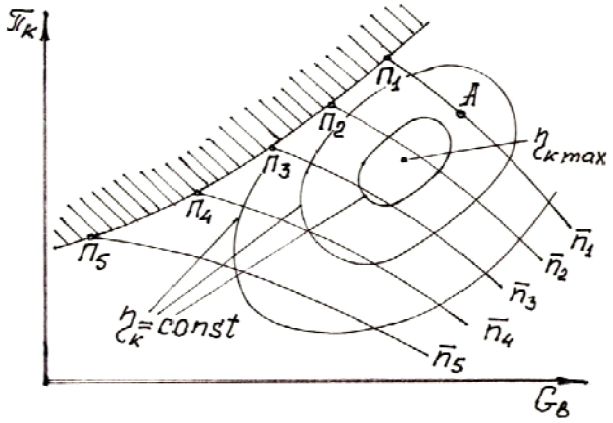


Рис. 8.12 "Универсальная" характеристика компрессора

Как проходит испытание? Не беспокойтесь, я не собираюсь в дисциплине "Теория ДВС" рассказывать вам и содержание дисциплины "Испытания…". Она у вас ещё впереди! Сейчас очень коротко, только то, без чего трудно понять характеристику, которую мы собираемся использовать.

Итак, система управления "выставила" и поддерживает, например, режим $\overline{n_1}$ = const. При каждом положении заслонки *3* компрессор обеспечивает вполне определённое сочетание $G_в$ и $\pi_к$. Это даёт одну экспериментальную точку в поле характеристики. Причём измеряются все параметры, необходимые далее для расчёта всего, что может понадобиться, и прежде всего, конечно, КПД компрессора. Затем, изменяя положение заслонки *3* и повторяя все измерения, мы получаем ряд экспериментальных точек, из которых выстраивается напорная линия $\overline{n_1}$ = const.

Характерно, что её вид полностью соответствует физическому смыслу того, что происходит в компрессоре: при открытии заслонки *3* компрессор увеличивает подачу воздуха, давление на выходе снижается. Понятно, почему: "дыра" на выходе здоровенная, о каком давлении может идти речь. Обратная ситуация при постепенном прикрытии заслонки *3*: поскольку проходное сечение уменьшается, уменьшается и расход воздуха. А компрессор всю подведённую к нему мощность преобразует в потенциальную энергию газа, т.е. в его давление, $\pi_к$ растёт. Компрессор как бы "пыжится", пытаясь всё-таки "пропихнуть" воздух через маленькую щелку.

В этом варианте есть одна очень существенная неприятность. Доведя положение заслонки *3* при её прикрытии до состояния, соответствующего точке $П_1$, мы "натыкаемся" на неустойчивый режим работы компрессора. Он имеет имя собственное – "*помпаж*", является чрезвычайно опасным (вплоть до разрушения компрессора и совместно с ним работающих агрегатов) и потому запрещённым в эксплуатации. Но при испытании вновь созданного компрессора эту точку обязательно пытаются "нащупать".

Надеюсь, понятно, что другие напорные линии при $\overline{n_2} = \text{const}$, $\overline{n_3} = \text{const}$ и т.д. получаются аналогичным образом. При обработке всего массива полученных экспериментальных результатов на характеристике компрессора кроме напорных линий наносят "*границу помпажа*" – ту "запретную линию", **до которой не следует доходить при эксплуатации данного компрессора.** Кроме того, наносят и *изолинии КПД компрессора* $\eta_к$, т.е. линии постоянных значений $\eta_к$. Эти изолинии образуют некий "топографический рельеф – холм", вершина которого – точка *А* соответствует режиму работы компрессора с максимальным значением КПД. Расходящиеся от этой точки изолинии соответствуют всё более и более низким его значениям.

Разработаны конструкции компрессоров с регулируемым входным направляющим аппаратом. Позвольте мне не углубляться в объяснения его устройства и принципа действия (об этом в дисциплине "Агрегаты наддува"). Отметим только, что с помощью этого изменяемого аппарата удаётся изменять положение *границы помпажа.* Что, вообще-то, очень важно для "комфортной" работы компрессора, всего ТК и двигателя в целом.

Я так подробно пытался объяснить особенности универсальной характеристики компрессора именно *из-за наличия в его работе этого*

очень опасного режима. Кстати, поясню его происхождение. Вы же знаете, что газ (и жидкость) обычно движутся из области с высоким давлением в область с низким давлением. Во всех агрегатах это правило соблюдается, *но не в компрессоре*. Компрессор, пожалуй, единственный агрегат, который "заставляет" газ двигаться *из области с низким давлением в область с высоким давлением*. Вот газ и "сопротивляется", как может, и устраивает "насильнику" (компрессору) мелкие (снижение КПД в сравнении, например, с турбиной) и крупные (помпаж) неприятности.

8.7.2.2. Универсальная характеристика турбины

Теперь несколько слов об универсальной характеристике турбины. Этот агрегат ТК является лишь *приводом* основного агрегата наддува – компрессора. И хотя турбина работает в гораздо менее "комфортных" условиях (одна только температура чего стоит), с информацией, которая нам необходима в её универсальной характеристике, всё обстоит несколько проще. В турбине газ течёт нормальным порядком: из области высокого в область низкого давления. Поэтому каких-либо эксцессов ждать от него не приходится: течёт себе и течёт. Правда, мы уже обсуждали варианты *импульсной турбины* и *турбины с постоянным давлением на входе*. Но тот или иной вариант работы турбины практически не отражается на её характеристике (рис. 8.13 и 8.14).

Начать придётся всё-таки с беглого описания турбины. *Турбина – это лопаточная машина*, в состав которой входят ***рабочее колесо*** *(РК)* с лопатками, воспринимающими воздействие потока газов (продуктов сгорания на выходе из ПД), и на входе в рабочее колесо неподвижный ***сопловой аппарат*** *(СА)*, назначение которого – обеспечить требуемую величину и направление скорости движения газов на входе в рабочее колесо. Сопловой аппарат так назван не случайно, поскольку газ в нём разгоняется (иногда практически до скорости звука), как и положено при движении газа в канале сопла (дозвукового или сопла Лаваля, т.е. сверхзвукового).

В современных конструкциях турбин (средних и больших размеров) применяют регулируемые сопловые аппараты, которые позволяют существенно расширить область эксплуатационных режимов работы этого агрегата. Напоминаю, что при проектировании комбинированного ДВС приходится выполнять согласование работы трёх агрегатов (К+ПД+Т). Если характеристики этих агрегатов "жёсткие" и однозначные, то процесс согласования их работы превращается в **пробле-**

му. Если же агрегаты имеют механизмы регулирования, что расширяет их диапазон эксплуатационных режимов, то согласование, не переставая быть сложным, превращается в творческий процесс, и обязательно с "красивым" результатом.

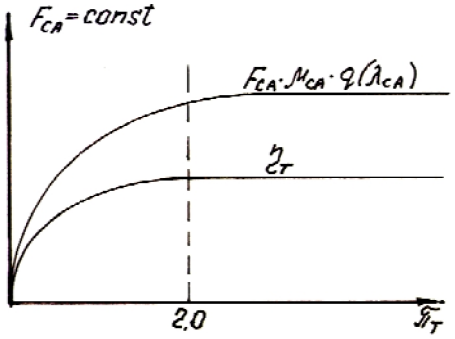


Рис. 8.13 Характеристика турбины при F_{CA} = const

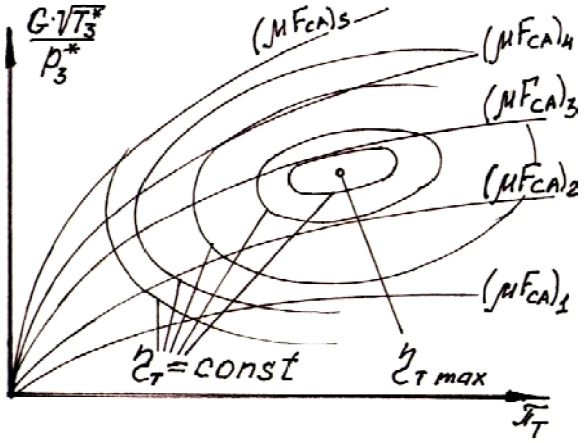


Рис. 8.14 Универсальная характеристика турбины с регулируемым сопловым аппаратом

Так вот, если турбина выполнена с неподвижным *СА*, т.е. F_{CA} = = const, то при достижении на входе в турбину давления, которое обеспечивает скорость звука в самом узком сечении *СА*, т.е. $q(\lambda_{CA})$ = 1, пропускная способность $\mu_{ca}\cdot F_{ca}\cdot q(\lambda_{ca})$ турбины и её КПД η_T стабилизируются (см. рис. 8.13). Вот и вся характеристика турбины. На-

помню лишь из газовой динамики о пропускной способности. Расход газа через какое-либо сечение, например через $F_{са}$, можно записать как

$$G = m \cdot \frac{p_3^* \cdot F_{CA} \cdot q(\lambda_{CA}) \cdot \mu_{CA}}{\sqrt{T_3^*}}, \qquad (8.43)$$

где μ_{CA} – коэффициент расхода соплового аппарата турбины, а $m = \sqrt{\frac{k}{R} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} = \text{const}$ для постоянного состава газа. В частности, для продуктов сгорания углеводородных топлив можно принять $k = 1.33$ и $m = 0.0397 \left(\frac{кг \cdot К}{Дж}\right)^{0,5}$. Параметры p_3^* и T_3^* – это полное давление и полная температура на входе в турбину.

Поэтому под пропускной способностью турбины понимают приведенный расход газа

$$\frac{G \cdot \sqrt{T_3^*}}{p_3^*} \cdot m = \mu_{CA} \cdot F_{CA} \cdot q(\lambda_{са}). \qquad (8.44)$$

Если турбина выполнена с регулируемым CA, то диапазон её применения существенно расширяется (см. рис.8. 14). Поскольку на каждой линии, соответствующей $F_{CA} = \text{const}$ при испытании турбины фиксируются все параметры, позволяющие рассчитать её КПД, то появляется возможность построить такую же "топографическую карту" изолиний КПД турбины, как это было сделано в характеристике компрессора. Как всегда, есть расчётный режим, на котором всё "о-кей". И сочетание пропускной способности $\mu_{са} \cdot F_{са}$, и π_T, и КПД η_T всё "самое – самое". Но при согласовании работы всех агрегатов на всех рабочих режимах проектируемого комбинированного ДВС, мы наверняка не получим "всегда и везде" именно эту точку. *Но, зато знаем – что именно получим!* Чем и важна универсальная характеристика, в данном случае – турбины.

8.7.3. Согласование характеристик турбокомпрессора с характеристикой поршневого двигателя

Работу ПД в различных условиях эксплуатации изображает ряд однопараметрических характеристик: скоростные, нагрузочные, вин-

товая (дроссельная) и т.д. Если изучается работа ДВС с наддувом, то строят те же самые характеристики, добавляя в перечень изучаемых параметров величины $\pi_к$ и $G_в$, с помощью которых удалось на том или ином режиме получить требуемую мощность N_e, или удельный расход топлива g_e, или крутящий момент на валу M_e. В данном случае важно то, что при наличии в агрегате наддува каких-либо органов регулирования, позволяющих изменять $\pi_к$ и $G_в$, можно добиться изменения вида любой характеристики ДВС, добиться более устойчивой его работы, увеличения коэффициента приспособляемости двигателя к нагрузке:

$$K_м = \frac{M_{e\ \max}}{M_{e\ ном}}$$

и т.д.

Чтобы лучше представить себе эти возможности, все сочетания $\pi_к$ и $G_в$ при всех значениях N_e по всем характеристикам сводят в единую систему координат $\pi_к$ _ $G_в$ и получают некоторую сетку режимов, которую называют "***гидравлической характеристикой комбинированного двигателя***". Она имеет вид, изображённый на рис. 8.15. Для каждого конкретного двигателя эта характеристика строится по тем численным значениям, которые составляют ВСХ, дроссельную и другие однопараметрические характеристики данного ДВС. Содержание рис. 8.15 таково.

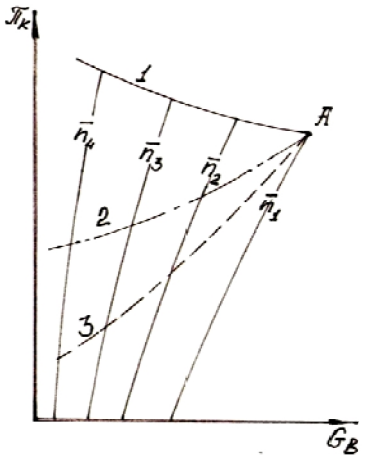


Рис. 8.15 Гидравлическая характеристика комбинированного двигателя

Точка *A* соответствует номинальному режиму работы двигателя. Линия *1* показывает работу двигателя, когда с помощью наддува в диапазоне режимов $\overline{n_1} \ldots \overline{n_4}$ поддерживается постоянная мощность $N_e = N_{e\,ном} = \text{const}$. При работе на этой линии двигатель имеет наиболее высокий коэффициент приспособляемости $K_м$. Но при таком регулировании наддува усложняется система топливоподачи, поскольку в каждой точке линии *1* требуется соответствующая корректировка подачи топлива. Кроме того, при увеличении $\pi_к$ выше номинального режима существенно возрастает максимальное давление в цилиндре ДВС. В общем, как всегда: что-то очень хорошо, а что-то никуда не годится.

Линия *2* соответствует работе ДВС по внешней скоростной характеристике (ВСХ), линия *3* соответствует винтовой (дроссельной) характеристике. Она наносится, если нагрузкой для данного ДВС является гребной или воздушный винт. Линии показывающие работу двигателя при постоянных оборотах КВ – $\overline{n_1} \ldots \overline{n_4}$, соответствуют нагрузочным характеристикам в этом диапазоне скоростных режимов.

Гидравлическая характеристика комби-ДВС позволяет определить требуемый расход воздуха $G_в$ и величину $\pi_к$ во всём диапазоне эксплуатационных режимов и сопоставить их с параметрами агрегатов наддува. В результате этого сопоставления решается задача ***о возможности и способах*** получения необходимых характеристик проектируемого ДВС. Поскольку у компрессора есть опасные режимы работы, то, прежде всего, анализируют совместимость желаемой гидравлической характеристики *проектируемого* двигателя с универсальной характеристикой *выбранного* компрессора. Пример такого совмещения показан на рис. 8.16. Совершенно не обязательно, чтобы при всяком совмещении характеристик часть планируемых режимов не вписывалась в поле характеристики компрессора (как это показано на рис. 8.16). В конце концов, подбором характеристики ТК из того ассортимента, что предлагают фирмы-производители агрегатов наддува, можно добиться того, что компромисс будет достигнут.

Ну, а пока разберём данный частный случай. Из рис. 8.16 видно, что совместная работа конкретных ПД и ТК обеспечивает работу комби-ДВС по всем интересующим характеристикам, кроме линии $N_e = N_{e\,ном} = \text{const}$. Видимо, придётся решать задачу о необходимости для проектируемого ТС этой ветки гидравлической характеристики ДВС. Может быть, понадобится выбор компрессора с более широким полем изменения параметров.

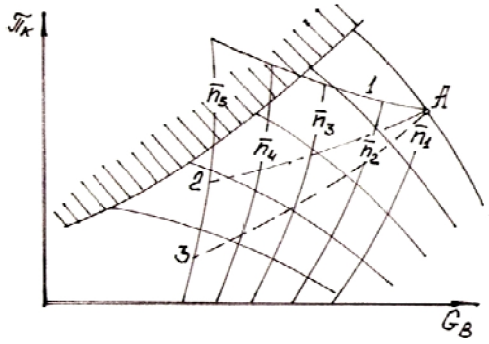


Рис. 8.16 Совмещение гидравлической характеристики комбинированного двигателя с универсальной характеристикой компрессора

Кроме возможности получения требуемых характеристик, контролируют ещё и определённые ограничения:

- КПД компрессора и в целом ТК по всем характеристикам не должны быть ниже некоторых минимально допустимых величин (допуски назначает разработчик двигателя, поскольку все КПД, в конце концов, отражаются на удельном расходе топлива g_e);
- частота вращения ротора ТК по всем предполагаемым режимам не должна превышать предельно допустимую величину (это ограничение, связанно с ресурсом ТК и всего двигателя);
- расчётный режим двигателя (точка A) должен располагаться на удалении от границы помпажа на 5…15% по расходу воздуха (забота опять же о ресурсе);
- расчётная пропускная способность турбины $\mu_{са} \cdot F_{са} \cdot q(\lambda_{CA})$ должна соответствовать режиму $M_{e\max}$ по ВСХ.

О последнем условии несколько подробнее. Дело в том, что настройка ТК на наилучшее сочетание КПД η_{TK} и режима работы (n_{TK}) производится по пропускной способности турбины $\mu_{са} \cdot F_{са} \cdot q(\lambda_{CA})$. Изменение этого параметра в небольших пределах (2…6%) очень заметно влияет на характеристику турбины и всего ТК. Чем выше требуемая величина $\pi_к$ (т.е. чем выше наддув), тем чувствительнее режим работы ТК к настройке турбины. Словом, регулировка СА турбины $\mu_{са} \cdot F_{са} \cdot q(\lambda_{CA}) = var$ требует очень точной обратной связи с параметрами ТК и, конечно же, соответствующего точного механизма, реализующего эту обратную связь. Любое очень незначительное отклоне-

ние $\mu_{са} \cdot F_{са} \cdot q(\lambda_{СА})$ от настройки приводит к резкому снижению $\pi_к$ и КПД ТК.

Выбором расчётных режимов работы ТК удаётся согласовать характеристики турбины и компрессора с гидравлической характеристикой комби-ДВС лишь в области низкого и среднего наддува ($\pi_к \leq$ $\leq$ 1,8…2,0). При необходимости увеличения наддува, как правило, применяют регулирование компрессора и турбины, что, конечно же, усложняет конструкцию и агрегата наддува, и в целом комбинированного двигателя.

Основные способы регулирования ТК сводятся к изменению проходных сечений входного направляющего аппарата в компрессоре и соплового аппарата в турбине, к перепуску части рабочего тела мимо турбины, либо компрессора, к прямому дросселированию входа или выхода из агрегата. Применяется и регулируемая кинематическая связь в варианте, изображённом на рис. 8.1, *б,* для изменения частоты вращения $n_{ТК}$ без изменения режима работы поршневой части комбинированного двигателя.

9. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДВС И ЕГО МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Мы с вами не очень уж досконально, но всё же достаточно полно познакомились почти со всеми проблемами, которые возникают при желании разработать ДВС для какого-нибудь транспортного средства (ТС). Я считаю, что, общаясь друг с другом в аэрокосмическом университете, мы имеем право сделать акцент именно на ТС, а не других вариантах использования ДВС: например, на дизель-молоте для забивания свай, или дизель-генераторе как единственном источнике электроэнергии в каком-то заполярном посёлке, или бензопиле, или бензокосилке.

Я предлагаю далее порассуждать о создании двигателя для самолёта, автомобиля, трактора, танка, сельхозагрегата и т.д. Оставим в стороне речные и морские суда, тем более подводные лодки: здесь просматривается определённая и весьма существенная специфика. Будем считать, что это – не наша "епархия". Будем считать, что сфера приложения наших сил и знаний – авиация. Дисциплина, которой мы с вами в данный момент "увлекаемся", формирует основные понятия и алгоритмы процесса ***проектирования ДВС.*** Но это же – самое начало "жизни" двигателя. У него же есть – *жизненный цикл*, что гораздо больше и по времени, и по затратам, и по значению, чем **проект.**

9.1. Содержание и место проектных работ в процессе создания и эксплуатации двигателя

Прежде всего ознакомимся с понятием "*жизненный цикл технического объекта*".

Любое промышленное изделие (не конкретный образец, а "модель") "проживает" следующие этапы:

*Разработку технического задания на проектирование данного изделия (**ТЗ**) – проектирование изделия – изготовление опытного образца – доводка опытного образца до уровня требований **ТЗ** – государственные испытания (**ГИ**), или, по нынешнему – "сертификация" – серийное производство – эксплуатация – ремонты (текущие и капитальные с продлением ресурса) – утилизация.*

Кстати, последний пункт долгое время как-то вообще не воспринимался "стратегами" технической политики. Но когда количество технических изделий (например, пластиковых бутылок) превысило все возможности природы, они, скрепя сердце, включили проблему "утилизации своих разработок" в их жизненный цикл (ЖЦ) и стали по это-

му поводу принимать решения по затратам и техническому уровню, сопоставимые с другими этапами ЖЦ.

Подчёркнутые строчки – это краткое описание *процесса создания* сложных технических объектов, к каким, конечно, относится и двигатель, и особенно – авиационный. В настоящее время диаграмма "время – затраты" при создании авиационного двигателя выглядит примерно так, как показано на рис. 9.1 (Данные конца прошлого века). Здесь линия I соответствует эскизному проектированию, линия II представляет рабочий проект, линия III показывает "время – затраты" при испытании и доводке двигателя. Разработка технической документации для производства двигателя занимает по времени примерно 40% и по расходам примерно 25%. Неудачное решение на этом этапе тянет за собой "хвост" экспериментальных работ (см. линию III) продолжительностью примерно 60% по времени и более 75% затрат материальных средств.

Не удивляйтесь длительности работ по доводке изделий до требований ТЗ. Могу привести примеры из ряда наиболее сложных объектов. Так, СПС "Конкорд" и наш Ту-144 доводились более 15 лет. Двигатель первой ступени ракеты "Сатурн-V" (американский лунный проект) при его отработке испытывался и ломался, снова испытывался и снова ломался также более 15 лет.

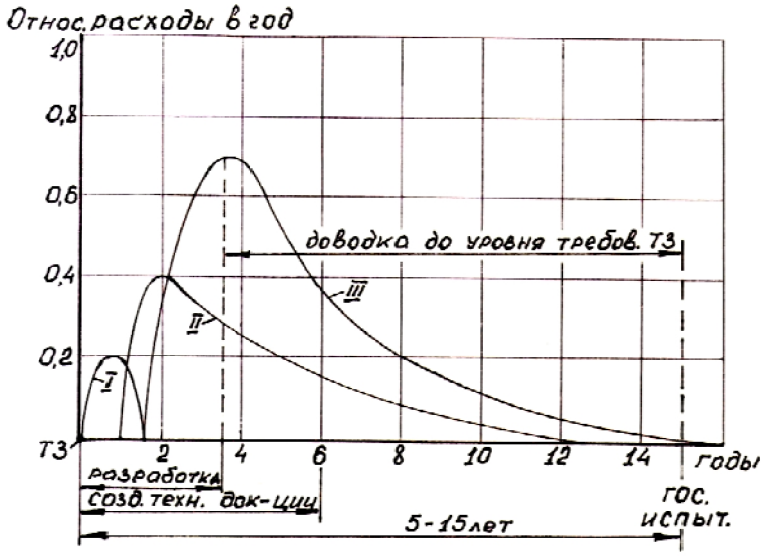


Рис. 9.1 Диаграмма "время – затраты"

Что следует предпринять для сокращения и времени и затрат при создании сложных технических объектов? Видимо, нужно перенести акценты с дорогостоящих физических экспериментов на задачи и методики проектных работ.

Содержание и *основные этапы проектирования двигателя* следующие:

1. Исследования в соответствующей отрасли техники и *обоснование необходимости разработки нового объекта.*
2. Разработка технического предложения (ТП):
   - обоснование *целесообразности и возможности* создания двигателя;
   - *выбор оптимального варианта* двигателя для данного ЛА (либо другого ТС);
   - ***разработка ТЗ*** на опытно-конструкторские работы.
3. *Эскизное проектирование* (схемные и компоновочные решения, основные характеристики).
4. *Техническое проектирование* (окончательные технические решения, конструкторская проработка).

9.1.1. Начальный этап проектирования

Первые два этапа в специальной литературе называют "*начальным проектированием*". Обычно именно в этот период начала разработки выбирают тип двигателя (ДсИЗ или дизель, 4- или 2-тактный, с КШМ или бесшатунный, роторно-поршневой, с наддувом или без и т.д.), количество и размеры цилиндров, их расположение (рядное, "звезда", V-образное, оппозитное и т.д.), основные параметры рабочего процесса (цикл и его параметры).

Очевидно, ошибка в принятии решения в этот момент может существенно увеличить площадь под кривой III (см. рис. 9.1). Иногда же доводка изделия настолько затягивается, что постепенно становится ясной принципиальная невозможность создания требуемого (удовлетворяющего ТЗ) двигателя для данного ЛА.

Очень яркой иллюстрацией сказанного является оценка затрат на исправление конструкторских ошибок, предложенная в ведущих авиадвигателестроительных фирмах United Technologies Pratt and Whitney и General Electric Company (американцы умеют очень хорошо считать деньги): *пусть*

- на этапе формирования ТЗ исправление ошибки стоит – 1$;
- на этапе конструкторской проработки это уже……..10$;
- на этапе макетирования изделия ошибка стоит……...100$;

- на этапе проектирования оснастки ошибка в ТЗ стоит1000$
- на этапе изготовления оснастки……10 000$;
- на этапе выпуска первых изделий …… ……100 000$;
- на этапе выпуска серийных изделий …… …..1000 000$.

Как говорится, приехали: "ошибка", допущенная где-то в "самом-самом начале" выливается в конце концов в весьма кругленькую сумму! Однако статистика утверждает, что 50…70% дефектов готовой продукции связано с "ошибками" в проектно-конструкторских решениях. Их нельзя назвать буквально *ошибками*. Такие-то *ошибки* обязаны вылавливаться в процессе работы конструкторов и исправляться.

То, о чём мы здесь рассуждаем, – *это выбор параметров, схемного решения, введение в конструкцию каких-либо доселе неизвестных особенностей и т.д.* Всем этим конструктор *обязан заниматься*, но нет полной гарантии, что его способ выбора того или иного проектного решения абсолютно безошибочен.

Парадокс ещё и в том, что значимость решений, принимаемых в период начального проектирования, почти не отражается в затратах на этот этап работы. Этого этапа даже нет на диаграмме "время – средства". Хотя, в общем-то, известно, что затраты в начальном проектировании составляют 6…8% от затрат в ЖЦ ДВС, а принятые решения определяют 60…80% всех затрат в течение ЖЦ. Следовательно, увеличение финансирования на начальное проектирование всего на 1% даёт экономию средств до 10%.

Из сказанного следует, что *в целом для экономии и времени, и средств на создание сложного технического объекта, каким является любой двигатель, необходимо увеличивать затраты на этапе его* ***разработки****. Расходы (время – средства), направленные дополнительно на этот этап, следует использовать на разработку математических моделей более высокого уровня как самих объектов проектирования, так и ММ, используемых в процессе принятия проектных решений.*

В этом случае ***схема решения задачи экономии*** выглядит так:

1. Научные исследования и разработка на их основе ***ММ*** более высокого уровня.

2. Создание на их основе ***систем автоматического проектирования*** (САПР) более высокого уровня.

3. *Расширение этапа начального и эскизного проектирования за счёт увеличения количества "просматриваемых" вариантов проектных решений и увеличения доли оптимизационных задач.*

Нужно сказать, что эта схема не сейчас родилась в умах людей, занимающихся сложной техникой. Все фирмы всего мира последнюю

четверть XX века не только думали об этом пути, но и шли по нему и добились существенного успеха.

Как пример, приведу доклад о деятельности авиадвигателестроительной фирмы SNECMA (Франция). В нём она сообщила, что ещё 25…30 лет назад (уже от нашего времени) в процессе доводки нового ГТД (линия III на рис. 9.1) она "расходовала" 20…25 готовых изделий. Расходовала в буквальном смысле, поскольку ещё неотработанные двигатели во время испытаний частично или полностью выходили из строя. Сделав упор на реализацию изложенной выше схемы, фирма к рубежу веков добилась того, что " линия III" поглощала не более 8 готовых изделий. Не поленитесь, посмотрите в Интернете – сколько стоит современный авиадвигатель, умножьте это как минимум на 10 (первые опытные образцы сложной техники всегда существенно дороже своих "серийных" потомков), и вы поймёте – какой выигрыш даёт та стратегия *решения задачи экономии,* которая изложена выше.

Нужно ещё добавить, что даже при массированной "мозговой атаке" во время создания ММ и САПР сверхвысокого уровня физический эксперимент, т.е. испытание натурного образца двигателя, ***никогда не исчезнет***. Я всегда привожу пример, по-моему, неплохо иллюстрирующий эту мысль. Ошибка, даже при наличии сверхточной ММ двигателя, никогда не исключена. Представьте себе, что мы при проектировании *автомобильного ДВС* "слегка" ошиблись в расчёте удельного расхода топлива. Естественно, это скажется (через МПСУ двигателя) на абсолютном расходе топлива, т.е. на его количестве, которое нужно залить в бак, чтобы с гарантией добраться до следующей заправки. Предположим, эта наша ошибка вылилась в то, что вы где-нибудь в пустынной местности – встали! Ваши действия естественны и понятны: берёте канистру (если она у вас в багажнике есть), встаёте на обочину и начинаете ею махать. Будем считать, что через 5…10 промчавшихся авто вам повезёт. Не катастрофично. Хотя, смотря где: в США, где климат как в Сочи – да! А в наших местностях, да ещё зимой….?

А теперь прошу представить, что мы проектировали авиационный двигатель. Попробуем действовать по изложенному алгоритму: *где-то в пустынной местности вы встали, добыли канистру и….* Я хорошо представляю вашу реакцию на этот пассаж. Но поверьте, у тех, кто сидел в этом самолёте, реакция принципиально отличается. Поэтому я и утверждаю, что даже при наличии супервысоких ММ (Его Величество) ***натурный эксперимент*** не исчезнет: мне очень не хочется лететь на самолёте, двигатели которого (да и сам ЛА) ни разу не полетали

(физически), *но без меня*. И здесь я должен поклониться лётчикам-испытателям!

9.2. Современный метод решения проектных задач

Итак, будем проектировать ДВС. Мы уже поняли, что двигатель создаётся, как минимум, за 5…10 лет (В зависимости от назначения. Вспомните, что я вам сказал про канистру и обочину…Понятно, что авиационный ДВС отрабатывается дольше). После *создания* он переходит в этап *серийного производства и эксплуатации.*

Опыт показывает, что хорошо сделанный двигатель "живёт" на этом этапе 15…25 лет! Следовательно, на начальном этапе проектирования, при выборе типа двигателя, его схемы и основных параметров необходимо "заглянуть" на 20…35 лет вперёд! Вы только представьте себе этот "кусок" времени.

Вот, вы сейчас с блеском окончили СГАУ и попали в *перспективный* отдел какой-нибудь весьма *перспективной* фирмы. Там затеяли новый проект. Вы принимаете в нём участие. Всё складывается очень удачно и ваша разработка заканчивает свою "техническую жизнь", когда Вы уже начинаете обдумывать свой выход на пенсию. Недурно! Но это – жизнь.

Естественно, возникает вопрос – что и как я могу предугадать на столь значительный отрезок времени? Если учесть, что оптимизации подлежит достаточно многообразное сочетание параметров двигателя (n – мерный вектор в поле m влияющих факторов), традиционно ответ на этот вопрос получался методом экспертных оценок.

База данных для таких оценок состоит из опыта оптимизации параметров, созданных "до того" ДВС: N_e, M_e, i, массы силовой установки, её габаритов, надёжности и "экологичности" (*экология* сейчас выходит едва ли не на передний план). Эксперт должен быть специалистом высочайшего уровня, но и в этом случае никто не застрахован от *ошибки*. Про её "цену" мы уже говорили.

Что делать? И в сообществе экспертов пытаются найти ответ на этот вопрос путём создания некоторых комплексных оценок эффективности вновь создаваемого ДВС.

Предложения были разные. Один из вариантов: оценка массы силовой установки ($M_{су}$) с учётом того, что силовая установка – это:

СУ = двигатель + обслуживающие системы + топливо (в баке) + + масло (в своём баке) + охлаждающая жидкость. (При воздушном охлаждении последняя составляющая отсутствует).

Ясно, что в такой постановке вопроса нужно заботиться не столько о массе двигателя (она составляет 5…10% от массы ТС), сколько о массе топлива, которое он расходует (плюс ещё и масса масла). А если учесть длительность этапа эксплуатации, то здесь на передний план выходит "цена ГСМ".

Один из вариантов комплексной оценки эффективности вновь создаваемого ДВС – сравнение его с другими образцами по такому показателю, как:

минимум затрат на выработку 1-го кВт энергии (механической или электрической, в зависимости от потребностей). Нужно сказать, что этот показатель эффективности новой разработки представляется наиболее объективным!

Но экспертная оценка всегда *субъективна.* Тем более, что оценка эффективности, надёжности и "экологичности" новой разработки проводится по показателям работы двигателя, без учёта его взаимодействия с тем ТС (или каким-либо стационарным устройством), с которым ему предстоит взаимодействовать "всю оставшуюся жизнь". Но при *совместной работе* двигателя и ТС возникают совсем иные, при расчёте двигателя не предусмотренные ситуации. Очевидно, что требуется иной подход к решению задачи, стоящей перед нами на этапе начального проектирования двигателя.

Существует так называемый *системный метод решения проектных задач.* Разработка этого метода выполнена совместно сотрудниками ЦАГИ, ЦИАМ и КуАИ (тогда ещё СГАУ не было). Тем из вас, кто планирует в своей профессиональной жизни заниматься перспективными разработками, рекомендую записать выходные данные книги (очень может пригодиться):

Теория и методы начальных этапов проектирования авиационных ГТД / В.Г. Маслов, В.С. Кузмичёв, А.Н. Коварцев [и др.]. – Самара: СГАУ, 1996. – 147 с.

Коротко суть метода заключается в следующем. Выбор *оптимальных параметров* двигателя представляет собой расчет параметрических характеристик семейства двигателей для данного ЛА. Каждой точке таких характеристик соответствует вариант двигателя, имеющий свои показатели (N_e, g_e, *ВСХ,* габариты и удельная масса), которые, в свою очередь, определяют основные показатели работы и эффективности ЛА (или иного ТС). Таким образом, *выбор и оптимизация параметров двигателя – это* ***согласование критериев*** *его эффективности с критериями эффективности ЛА (ТС).* Естественно, что такие расчёты возможны только при наличии ММ двигателя и ЛА. Требуе-

мый уровень этих ММ зависит от содержания оптимизируемых параметров.

9.3. Метод согласования параметров двигателя и ТС (на примере ЛА)

Указанное согласование выполнимо, если установлена взаимосвязь и определено влияние параметров ***двигателя*** на технико-экономические характеристики ***ЛА***. Для ЛА эта взаимосвязь выражается *уравнением весового баланса самолёта*

$$\sum_{i=1}^{n} \overline{M_i} = 1, \qquad (9.1)$$

где $\overline{M_i} = M_i / M_0$ – относительная масса i-го компонента самолёта; M_0 – его взлётная масса. Уравнение (9.1) входит в *систему уравнений компоновки ЛА*, которую иногда называют уравнениями существования ЛА. Название говорит само за себя.

Если расшифровать основные компоненты, которые обязательно учитываются при анализе весового баланса, то уравнение (9.1) принимает вид

$$\overline{M}_{планера} + \overline{M}_{СУ} + \overline{M}_{топлива} + \overline{M}_{коммерч.нагрузки} = 1. \qquad (9.2)$$

Целевой функцией при создании ЛА чаще всего является *увеличение* $\overline{M}_{ком.нагр} \uparrow$, что можно представить и как *минимизацию других компонент, в частности*

$$(\overline{M}_{СУ} + \overline{M}_{топл}) \downarrow .$$

В современных самолётах эта составляющая $(\overline{M}_{СУ} + \overline{M}_{топл})$ доходит до 50%! Следовательно, в ней заключён огромный резерв при разработке наиболее эффективного ЛА. Что и как правильно выбрать на начальном этапе проектирования ДВС (в данном случае – авиационного), чтобы решить уравнение (9.2) в пользу коммерческой нагрузки?

Схема рассуждений такова. Масса топлива, которую придётся "возить" с собой на ЛА, зависит от экономичности его расходования, т. е. от удельного расхода топлива. Вы чувствуете, как мы из заоблачных высот прямиком вернулись в "Теорию ДВС"? Итак, $\overline{M}_{топл} = f_1(g_e)$, а, как нам с вами уже известно, $g_e \sim 1/\eta_e$. Вот ОН, Его Величество, *коэффициент полезного действия*, над которым мы "пролили немало

слёз": какой же он у нас получается маленький и как же хочется сделать его ну хоть чуточку, но повыше! Вспомните, как я "бубнил" на протяжении всего курса: "КПД – основной показатель работы ДВС. Не мощность и прочие наддувы и форсировочные ухищрения, а КПД..." Хотя, вот прямо сейчас я и буду себя опровергать.

Дело в том, масса двигателя чётко коррелирует с известным нам удельным параметром ДВС, его *литровой мощностью* $\overline{M}_{СУ} \sim 1/N_л$. Вспомним, что

$$N_л = \frac{N_e\,(кВт)}{V_H\,(литр)} = p_i \cdot \eta_м \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau}.$$

Отсюда явно следует, что при увеличении среднего индикаторного давления p_i, частоты вращения вала n и переходе на двухтактный цикл литровая мощность увеличивается (а это не что иное, как форсирование двигателя). Следовательно, таким путём мы можем снизить абсолютную и относительную массу СУ.

А теперь вспомним, что и эффективный КПД η_e, и среднее индикаторное давление p_i прежде всего зависят от *параметров рабочего процесса двигателя.* Основными параметрами рабочего процесса ДВС, т.е. параметрами его термодинамического цикла, являются *степень повышения температуры в цикле* $\Theta = T_{max}/T_H$ и *степень повышения давления в цикле* $\pi = p_{max}/p_H$. Реализация численных значений этих параметров зависит от схемных, функциональных и конструктивных решений, получаемых в процессе проектирования (выбор типа двигателя, рода топлива, типа систем охлаждения и топливоподачи, состава ТВС – α, степени сжатия – ε и т.д.).

Таким образом, согласование технико-экономических показателей самолёта с параметрами ДВС может быть выполнено на основе зависимости

$$(\overline{M}_{СУ} + \overline{M}_{топл}) = f_2\left(\Theta, \pi\right). \qquad (9.3)$$

Чтобы использовать в качестве проектных переменных Θ и π, нужно, как минимум, иметь представление о зависимости (9.3). Разумеется, что аналитически, в виде какого-либо уравнения или даже их системы, эту зависимость получить не удаётся. Результат может быть получен только обработкой статистических данных. И чем больше выборка, тем лучше результат.

Вот тут и начинается сложный этап подготовительной работы. Хорошо, если уже есть база данных по всем или большинству выполненных в мире авиационных поршневых двигателей. Тогда, извлекая из

неё необходимые числа, можно нанести их в поле рис. 9.2 и 9.3, затем выполнить аппроксимацию, например методом "наименьших квадратов", и назначить экстремумы полученных линий оптимумами Θ_{opt} и π_{opt} . Задача решена.

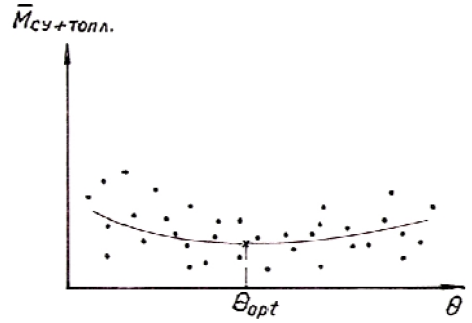


Рис. 9.2 Пример статистической зависимости $\overline{M}_{СУ} + \overline{M}_{топл}$ от Θ

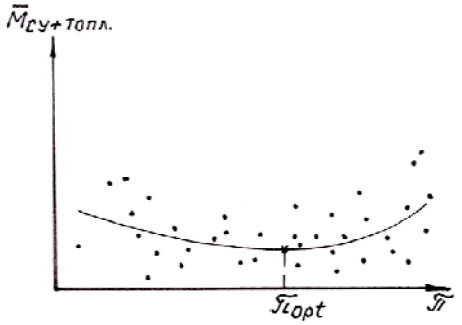


Рис. 9.3 Пример статистической ависимости $\overline{M}_{СУ} + \overline{M}_{топл}$ от π

В действительности решение ещё не получено. *Во-первых*, базу данных по двигателям и ЛА всегда приходится существенно дополнять, а то и создавать заново. *Во-вторых*, конкретные сочетания Θ_{opt} и π_{opt}, как правило, оказываются плохо совместимыми и трудно реализуемыми в "жизни" двигателя. *В-третьих*, при создании нового самолёта стараются оптимизировать его не по одному, а по нескольким критериям или показателям его работы. Так что работа продолжается.

Начнём с того, что желательно единственное сочетание Θ_{opt} и π_{opt} расширить в некоторую область, позволяющую при проектировании определённую свободу маневрирования ПП. К счастью, это удаётся. Статистические зависимости, изображённые на рис. 9.2 и 9.3, как пра-

вило, около своих экстремумов изменяются очень полого. Это позволяет, отступая от точек Θ_{opt} и π_{opt} на незначительную величину Δ = 0,5…1,5 % (точность технических расчетов и технологических допусков), получать *область наивыгоднейших сочетаний параметров* Θ *и* π, *т.е. область возможного варьирования ПП.*

Графически эта область получается на трёхмерном изображении зависимости (9.3) в виде проекции на плоскость $\Theta - \pi$ (рис. 9.4). Если считать, что основным критерием эффективности системы (ЛА) является минимальное значение $(\overline{M}_{СУ} + \overline{M}_{топл})$, то задача уже решена и в полученной области наивыгоднейших Θ *и* π следует далее проектными расчётами отыскать наиболее простое техническое решение.

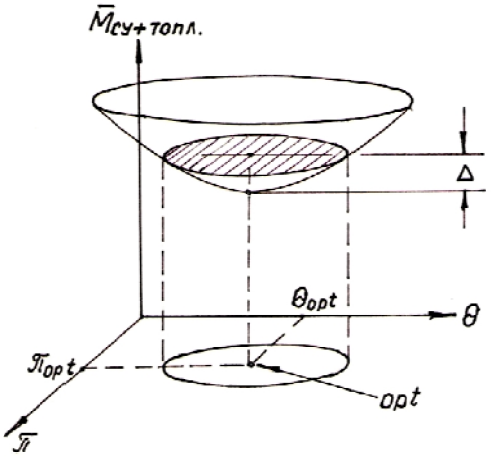


Рис. 9.4 Графическая область в трёхмерном изображении зависимости

Как правило, проектируемое сочетание "*ЛА – ДВС*" оптимизируют не по одному критерию $(\overline{M}_{СУ} + \overline{M}_{топл})$, а по нескольким, влияющим с разных сторон на эффективность будущего транспортного средства. Наиболее часто применяют такие:

- взлётная масса ЛА M_0 . Она оказывается очень значимой для использования ЛА на аэродромах, имеющих ВПП различного класса. Кроме того, $\overline{M}_{коммерч.нагр}$ при одинаковой абсолютной величине, но различной M_0 выступает своеобразным аналогом КПД ЛА;

- цена транспортировки 1 тонны груза на расстояние 1 км. Так называемая цена "тонно-километра". В комментариях, я думаю, не нуждается;
- энергетический критерий – количество топлива, израсходованного на 1 тонно-километр. Если быть совсем уж точным, то этот критерий должен иметь размерность не "*кг топл./тонно-километр*", а "*Дж/тонно-километр*". Эта оценка энергетической эффективности будущей разработки, пожалуй, наиболее объективна.

Применяют и другие критерии, дающие оценку не столь "глобальную", имеющие более частный характер. Сейчас не в этом суть. Покажем, как выполняется оптимизация системы "*ЛА – ДВС*" при желании удовлетворить не одному критерию.

Для каждого выбранного критерия из уже упомянутой базы данных набирают сведения, необходимые для получения зависимости, аналогичной (9.3), т.е. создают рисунки, наподобие 9.2 и 9.3. Далее всё по уже изложенному алгоритму: *аппроксимация* статистических данных и получение *области наивыгоднейших сочетаний* Θ *и* π методом, который показан на рис. 9.4. Затем все полученные области наивыгоднейших сочетаний Θ *и* π сводят на один график (рис. 9.5). Понятно, что такое изображение наших пожеланий позволяет отыскать пусть небольшую, но *общую для всех (или самых основных) критериев* площадку (на рис. 9.5 она заштрихована), которую мы можем гордо именовать "***область компромиссов***". Имея такую область, мы можем формировать "портрет" будущего двигателя, т.е. ТЗ на его проектирование. ***Вот как и на каком этапе появляется ТЗ.***

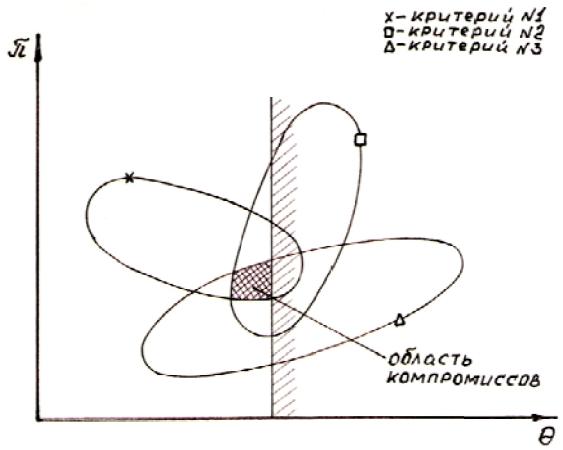


Рис. 9.5. Область компромиссов, полученная
по трем критериям эффективности ЛА

И то, что я рассказал, совсем не просто осуществить, но в жизни всё ещё сложнее. Далеко не всегда *области наивыгоднейших сочетаний* Θ *и* π по нескольким критериям накладываются друг на друга, образуя область компромиссов. Часто эти овалы разбредаются в разные углы поля координат Θ *и* π, и никак их не "соберёшь в кучку". Применяют разные приёмы. Например, увеличивают Δ на рис.9.4. Конечно, страдает точность получения конечного результата, но всё-таки его удаётся получить. А точность затем повышают применением в расчётах ММ более высокого уровня.

При отыскании области компромиссов обязательно наносят и *линии ограничений*. На рис. 9.5, для примера, показано одно из таких ограничений – допустим, по теплостойкости материалов, из которых предполагается изготовление горячей части двигателя. Вы помните, что в ДВС с турбонаддувом ограничением может оказаться граница помпажа компрессора. Естественным ограничением является максимально достижимое давление в цикле. Ну, и т.д. Иногда эти дополнительные линии полностью "съедают" и без того небольшую область компромиссов.

Положение представляется безвыходным. Однако разработчики этого метода кое-что придумали и, соответственно, кое-что предлагают. Они пошли ещё дальше: разработали методы проведения таких статистических исследований при недостаточности статистики, при некоторой "неопределённости" исходных данных и получаемых результатов и многое что ещё. Но изложение всех этих подробностей и ухищрений – материал для отдельной дисциплины. Всех же, кто в своей профессиональной жизни может столкнуться с такими проблемами, отсылаю к указанной выше книжке. Учтите, что все её авторы – доктора технических наук, так что я плохого не посоветую.

9.4. Структура ММ изучаемого объекта. Анализ, синтез, оптимизация

Любой технический объект в процессе его изучения или проектирования следует рассматривать как *фрагмент* $\Phi_к$ более сложного объекта, в состав которого входит данный $\Phi_к$ наряду с другими фрагментами. В этом случае "более сложный объект – сумма фрагментов" является *системой* C.

В свою очередь, система C также может быть представлена как фрагмент Φ_{k+1} ещё более сложного объекта – *системы более высокого уровня* C', а изучаемый фрагмент Φ_k при его расчленении на некоторые составляющие может уже сам выступать в роли *системы фрагментов*, но более низкого уровня.

В данном случае *уровень представления* изучаемого объекта соответствует только, так сказать, масштабу системы, подлежащей изучению, а вовсе не подробности исследования и тому инструменту (и физическому, и аналитическому), который предполагается применить в этом процессе.

К примеру, ясно, что *двигатель входит как фрагмент* в систему – ТС (пусть ТС – это ЛА. Мы с вами общаемся в аэрокосмическом вузе – нам так проще). Но мы можем при изучении двигателя расчленить его на узлы и системы, которые уже становятся *фрагментами* ***системы – ДВС***. Как вы уже почувствовали в своей студенческой жизни, мы именно так и поступаем. То же самое делается и при изучении ЛА: считают, и вполне закономерно, что ЛА *является фрагментом* системы более высокого уровня – аэропорт (это, кстати, является основным содержанием обучения на нашем 3-м факультете). Аэропорт может в каком-то исследовании считаться фрагментом системы под названием, например, "Аэрофлот", и т.д., и т.д.

Я здесь всё время повторяю – изучение, исследования. Поверьте, это не только чистая наука, и не только обучение студентов. Весь процесс создания нового образца сложной техники (я к ним, конечно, отношу и самолёт, и двигатель, и другие ТС) представляет собой поиск новых, *небывалых решений.* А это – и непрерывная учёба, и исследования, и наука, и творчество. Всё в одном "котелке". Сообщаю, что *новый образец* авиадвигателя, самолёта и соответствующих им по сложности изделий, как правило, имеет в своей структуре новые разработки, в сумме составляющие 20…50% от всего, что применено в проекте, конструкции, технологиях, методах и системах управления и эксплуатации.

И всё это нужно рассчитать, поскольку инженер всегда оперирует не эмоциями, а числами. Следовательно, математическое моделирование в нашей работе всегда на переднем плане. Мы с вами в данной дисциплине освоили (я считаю – освоили) полуэмпирическую ММ ДВС, предложенную В.И. Гриневецким ещё в 1907 году. Хотя она и отшлифовывалась и совершенствовалась в XX веке (особенно к этому делу причастны учёные-сотрудники кафедры "ДВС" МГТУ), но её принцип – расчёт индикаторной диаграммы – практически не менялся,

потому что реальный термодинамический цикл двигателя – основа основ его работы. Но всё же… Как создать ММ более высокого уровня? Немаловажный вопрос – зачем? Какова её структура? Где и как использовать дифференциальные уравнения в частных производных, а где достаточно одного алгебраического квадратного? Или простой аппроксимации эмпирических результатов в виде полинома?

9.4.1. Иерархическая структура изучаемого объекта и его ММ

Уровень детализации изучаемого объекта (расчленения его на фрагменты) тесно связан с уровнем математической модели этого объекта. Напоминаю, что ММ должна нам позволить *получать* ***численные ответы*** *на наши вопросы*.

Я предлагаю сделать попытку разобраться во всём этом на конкретном примере: самолёта с поршневым ДВС (мы же с вами в авиа вузе!). Исходя из этого, сделаем вид, что мы в самолётах не очень, но кое-что понимаем, и вот пытаемся ответить на ***вопрос***: "*С какой скоростью $V_п$ будет лететь самолёт весом $G_{ЛА}$ на высоте $H_п$, если силовая установка обеспечивает силу тяги P?*" Заглянули в учебник "Аэромеханика самолёта" и выяснили, что вариант *установившегося, горизонтального полёта самолёта со скоростью* $V_п$ = const математически записывается в виде двух равенств:

$$P = X; \quad Y = G_{ЛА}. \tag{9.4}$$

Ещё полистали учебник, разобрались, что X (сила лобового сопротивления) и Y (подъёмная сила) являются проекциями в координатах "x – y" полной аэродинамической силы, действующей на ЛА от окружающей среды. Полистали ещё и нашли, что

$$X = C_X \cdot S_{mid} \cdot \frac{\rho_H \cdot V_П^2}{2}, \tag{9.5}$$

$$Y = C_Y \cdot S_{кр} \cdot \frac{\rho_H \cdot V_П^2}{2}. \tag{9.6}$$

Здесь C_X – коэффициент силы лобового сопротивления (один из основных показателей аэродинамического качества ЛА); S_{mid} – миделево сечение ЛА, которое обтекает окружающая среда (ну, представьте себе тень от ЛА, полученную на экране при освещении вдоль оси ЛА каким-то очень удалённым прожектором – это практически и есть S_{mid}); C_Y – коэффициент подъёмной силы (самый важный показатель аэродинамического качества ЛА, в основном его крыла); $S_{кр}$ – площадь

крыла, которая и создаёт подъёмную силу ЛА. Плотность воздуха ρ_H на высоте полёта H_n сомнений не вызывает, т.к. есть параметры международной стандартной атмосферы (МСА). Кажется, разобрались.

А теперь попробуем на основе выражений (9.4), (9.5) и (9.6) "сконструировать" ММ, которая бы отвечала (численно) на поставленный вопрос.

В этом рассуждении мы "**ЛА**" принимаем за систему $\boldsymbol{C_0}$. Пусть она будет считаться *нулевого уровня*. Причём в этой системе мы уже упомянули *фрагменты*: крыло, создающее подъёмную силу (C_Y, $S_{кр}$), целиком ТС ($G_{ЛА}$, C_X, S_{mid}) и СУ (P). В результате для решения задач, типа ранее сформулированного вопроса, мы получаем *нулевой уровень детализации* изучаемого объекта (***нулевой уровень ММ***) для системы $\boldsymbol{C_0}$ (см. верхний блок на рис. 9.6). Эта ММ отвечает нам численно на вопросы:

- Какая скорость V_n может быть у ЛА при перечисленных условиях?
- Какая сила тяги P потребуется, чтобы со скоростью V_n да этот самый ЛА…?
- Какую массу $G_{ЛА}$ данного ЛА способна "тащить" со скоростью V_n эта СУ?

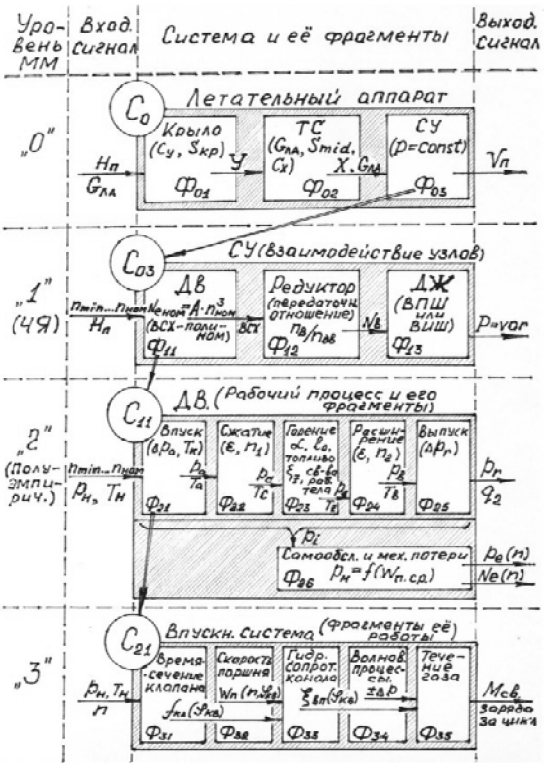


Рис. 9.6 Иерархическая структура изучаемого объекта

Все вариации вопросов могут быть получены на основе формул (9.4), (9.5), (9.6).

Характерно, что во всех рассуждениях обязана присутствовать окружающая среда (ρ_H) и на любой входной сигнал (вопрос) *совместным действием фрагментов* система отвечает однозначным численным ответом. Но, заметьте! Все фрагменты системы характеризуются константами: P = const; $G_{ЛА}$ = const; C_Y = const, $S_{кр}$ = const и т.д. ***Это и есть нулевой уровень ММ***: мы ничего не знаем про двигатель (даже ещё не про двигатель, а про СУ), кроме величины $P = const$. Ну, и подставляем её в уравнения ММ. То же самое и про всё остальное.

Но вот если появляется вопрос "а можно ли разогнать ЛА?", происходит заминка… Понятно, что за счёт увеличения силы тяги СУ. А как? Эта ММ на этот вопрос не отвечает, т.к. в ней "всё ясно": P = const.

Вот мы и пришли к необходимости усложнения ММ, т.к. мы ей "задаём" вопросы более сложные, чем те, *на которые она может*

"ответить". Каким образом будем усложнять? Да вспомним, что *СУ = ДЖ + ДВ*, т.е. сумма двух агрегатов: *движителя*, который создаёт тягу *P*, и *двигателя*, который обеспечивает энергией движитель. Конечно, между ними возможна какая-нибудь *трансмиссия*, поскольку чаще всего их оптимальные частоты вращения (а они все вращаются) не совпадают. Вот он, *следующий уровень детализации изучаемого объекта и одновременно повышения уровня создаваемой ММ.*

Формально процесс детализации выглядит так (см. рис. 9.6, ***1-й уровень детализации***). Фрагмент $Ф_{оз}$ системы более высокого уровня (C_0) превращается в систему C_{03}, состоящую из фрагментов $Ф_{11}$, $Ф_{12}$ и $Ф_{13}$. *Совместное действие этих фрагментов* реагирует на определённое численное значение входного сигнала *n* = var (на наш вопрос) тем, что "переварив его внутри себя", даёт конкретный численный ответ: *P* = var . Совместное действие фрагментов системы в данном случае – это буквально *совместная работа узлов*, поскольку и двигатель, и воздушный винт, и редуктор "всамоделишные" узлы. Следовательно, на этом уровне ММ мы должны уже кое-что знать и о принципе их действия, и об условиях их совместной работы. Причём знать пока требуется не очень много:

- для винта (движителя) достаточно знать, пусть эмпирическую (пусть в виде полинома), зависимость $P = f\left(N_в, p_Н, T_Н\right)$. Если на этом уровне мы уже разобрались, какой нам нужен винт, то мы задаём для ВПШ функцию $N_в = A \cdot n_в^3$, а для ВИШ функцию $(N_в)_{1,2,3...} = (A)_{1,2,3...} \cdot n_в^3$ (см. раздел 5.2.4);

- условие $N_в = A \cdot n_в^3 = N_е = A \cdot n_{дв}^3$ в данном случае является условием совместной работы всех трёх фрагментов ($Ф_{11}$, $Ф_{12}$ и $Ф_{13}$), поскольку $n_в/n_{дв}$ – передаточное отношение редуктора;

- для двигателя условие $N_е = A \cdot n_{дв}^3$ уже является (на данном уровне) математическим описанием его работы. Дополнением к нему может быть знание предельных возможностей двигателя при его работе с винтом изменяемого шага (ВИШ). Предельные возможности показывает внешняя скоростная характеристика (ВСХ). На данном уровне в этом случае уже придётся выбрать тип ДВС, и тогда его ВСХ можно рассчитать по полиному (5.16).

Нас с вами ЛА, редуктор и прочее не очень-то волнует, нам "ближе и дороже" двигатель. Так вот с этих "местнических" позиций ***ММ 1-го***

уровня *для двигателя* является типичной ***ММ типа "чёрный ящик".*** Напомню – суть этой ММ в том, что с определённой точностью мы знаем, что получим на выходе при определённой величине сигнала на входе (в данном случае $n_{дв}$). Всё! Больше ничего эта ММ нам "сообщить" не может потому, что двигатель здесь – всего лишь "чёрный ящик". Что и как в нём происходит, на этом уровне детализации изучаемого объекта – неизвестно!

Пойдём дальше. Представим себе, что возникают новые вопросы. Пусть не у Вас лично, но в Вашей компании. Например, такие: "А что будет, если сменим тип двигателя?" Или – "А нельзя ли поточнее посчитать мощность двигателя на каждом режиме при различных внешних условиях?" и вообще, "Разобраться – как изменить ВСХ?", поскольку уж слишком она урезает наши возможности на пониженных режимах. Понятно, что вопросы такого рода можно и не сочинять, ибо они плодятся сами, как только начинается "живой" проект.

Очевидно, что ММ 1-го уровня, хотя она и выделила из общей суммы фрагментов двигатель как автономный объект $Ф_{11}$ в системе $С_{03}$, но пока всё-таки не способна дать нам "численные" ответы на огромный массив вопросов, возникающих при желании получить как можно более точные ***характеристики ДВС.***

Чувствуете!? Ситуация повторяется, но уже на следующем уровне. Производим ту же операцию: превращаем фрагмент $Ф_{11}$ в систему $С_{11}$ и расчленяем его на фрагменты $Ф_{21}$ ... $Ф_{26}$. В данном случае – это уже не фрагменты-узлы (конструктивные "железяки"), а фрагменты рабочего процесса двигателя. Хотя не исключено, что при каком-либо ином анализе (кинематическом, динамическом, прочностном и т.д.) понадобится расчленение буквально на узлы и системы. Но мы сейчас, напоминаю, оперируем понятиями "Теории ДВС".

Итак, если нас устраивает ***полуэмпирический вариант ММ*** (устраивает по соотношению "точность – сложность", прямой аналог известного соотношения "цена – качество"), то мы можем использовать для расчёта ***характеристик ДВС*** известную нам матмодель В.И. Гриневецкого. Напоминаю, что в этой ММ уже "всерьёз" используются некоторые достижении термо- и газодинамики, но, тем не менее, присутствуют около 20 параметров, которые приходится выбирать на основе опыта или интуиции (см. раздел 3.2.6).

Вот мы с вами и разобрались с вопросом: "Зачем нам нужна ММ более высокого уровня?" Понятно – для того чтобы с ***высокой точностью*** давать нам ***численные ответы*** на всё большее количество возникающих у нас вопросов.

Просто для примера (надеюсь, алгоритм повышения уровня ММ уже понятен) посмотрим – как можно сделать ММ следующего, 3-его уровня. Возьмём фрагмент рабочего процесса $Ф_{21}$ (процесс впуска рабочего тела в цилиндр), превратим его в систему следующего уровня – $С_{21}$ (см. рис. 9.6) и расчленим его на фрагменты $Ф_{31}$ ... $Ф_{35}$ рабочего процесса впускной системы, о *существовании которых мы догадываемся*. Во всяком случае, на данном уровне детализации изучаемого объекта.

Ясно, что при такой детализации мы сможем рассчитать:

- количество вошедшего в цилиндр рабочего тела не по обобщённой величине коэффициента наполнения η_V (как на предыдущем уровне ММ), а с учётом изменения «время-сечения» впускного клапана;
- с учётом изменяющейся по времени скорости движения поршня (именно он в насосных ходах является причиной движения газа), следовательно, и изменяющемся по времени гидравлическом сопротивлении впускного тракта,
- с учётом волновых процессов.

Я здесь лишь примерно показал детализацию одного фрагмента $Ф_{21}$. Но их же на втором уровне было ещё пять. И каждый фрагмент при переходе на третий уровень будет таким же образом расчленён (детализирован). И к описанию того, что в нём происходит, будет применена соответствующая математика.

Всё изложенное, надеюсь, доходчиво раскрывает понятие "иерархическая структура изучаемого объекта". Эта структура, в принципе, не ограничена ни вверх (двигатель – СУ – ЛА – аэропорт и т.д.), ни вниз (двигатель – фрагменты его рабочего процесса – подробное описание каждого фрагмента рабочего процесса и т.д.). Понятия верх и низ здесь применены в смысле укрупнения или измельчения масштаба изучаемого объекта, (иллюстрацией которого является рис. 9.6), а не в смысле упрощения или усложнения математического аппарата, применяемого в процессе их изучения и математического моделирования.

Очевидно, что сложность ММ возрастает по мере "измельчения" масштаба изучаемого объекта. Каждый фрагмент, введённый в оборот на данном уровне детализации, требует для своего математического моделирования применения адекватных математических приёмов и средств. Для описания некоторых процессов уже обычная алгебра не подойдёт, понадобятся дифференциальные уравнения. Вначале – попроще, а затем и посложнее: уравнения пограничного слоя для более точного описания изменения гидравлического сопротивления движе-

нию потока газа, волновые уравнения для описания волновых процессов, уравнения для описания колебательных процессов при неравномерном движении поршня и т.д.

Вот тут и вступает в действие критерий "точность-сложность". Вы, надеюсь, уже понимаете, что предела такой вот ***детализации изучаемого объекта*** просто не существует. Только вдумайтесь! Если от фрагмента $Ф_{23}$ (процесс горения) в системе $С_{11}$ (см. рис. 9.6) нам нужно знать лишь температуру и давление в конце процесса, то вполне подойдёт и второй уровень ММ. Но если возникает вопрос о выбросах продуктов неполного сгорания и, более того – о выбросах вредных веществ, то эта самая детализация доходит до уровня молекул, а может быть, и атомов. Изучая и пытаясь рассчитать всё это, я должен учитывать тысячи одновременно происходящих химических реакций в среде, с существенно неоднородными параметрами состояния и концентрации реагирующих веществ. На мой взгляд, это уже какая-то "запредельщина"! Но, надо… Ты не посчитаешь, сосед посчитает и сделает двигатель лучше твоего. Вот она – простая, "сермяжная" правда рыночных отношений.

Несколько дополнительных замечаний о составляющих ММ.

Надеюсь, вы уже уловили, что основой ММ любого *фрагмента,* любой "сконструированной" нами *системы* являются уравнения, позволяющие с необходимой нам точностью рассчитать *"характеристику этого фрагмента".* Мы, придумывая ММ данного фрагмента, должны учитывать и физические процессы, в нём происходящие, и уровень точности расчёта его *характеристики,* при использовании того математического аппарата, который собираемся применить для его "описания".

Напомню, что *характеристика любого объекта, это – описание его реакции на изменение входных условий.* Под входными условиями можно понимать и буквальное изменение состояния внешней среды, но к ним же относятся и изменение входного (в систему или фрагмент системы) командного сигнала (например, изменение режима работы объекта), и изменение параметров потребителя (нагрузки). Чувствуете!? Тут явно чего-то не хватает. Есть описание (математическое) того, что происходит в данном фрагменте. Но! Работает-то "СИСТЕМА"! Система (*сумма фрагментов*) выдаёт результат.

Следовательно, в изложенной иерархической структуре изучаемого объекта и его ММ должны присутствовать "связи между фрагментами" – ***уравнения совместной работы*** узлов, фрагментов, деталей и всего

того, что вы придумали в процессе детализации изучаемого объекта, но на одном уровне детализации, "читай для одного уровня ММ".

Эти условия необходимо определить, выделить и записать как отдельные новые уравнения. Иначе без них ничего не выйдет. Мы с вами уже пользовались этим приёмом, вспомните изучение "Совместной работы компрессора и турбины в составе комбинированного ДВС" (см. раздел 8.7.1). В совместной работе фрагментов рабочего процесса ДВС, как правило, *условия совместной работы* – это соответствие выходного сигнала из предыдущего фрагмента и входного сигнала следующего по порядку действия фрагмента изучаемого процесса.

Одним словом, структура ММ изучаемого объекта (в изложенной выше постановке) должна включать в себя:

- ММ каждого фрагмента на том *уровне точности расчетов*, который предполагается на данном уровне детализации изучаемого объекта;
- *уравнения совместной работы* фрагментов в составе *системы*, которая должна дать ответ на "входной сигнал".

9.4.2. Анализ, синтез, оптимизация проектируемого объекта

Деление системы на фрагменты и далее деление каждого из них на новые фрагменты представляет собой ***процесс анализа изучаемого объекта*** и применяется при создании его ММ. Необходимая глубина анализа, т.е. уровень ММ, как мы уже установили, зависит от *требуемой точности расчёта характеристики* (или характеристик) изучаемого объекта.

Обратный процесс является ***процессом синтеза характеристики*** системы по характеристикам её фрагментов и представляет собой, по сути дела, *процесс проектирования объекта.*

Практически всегда характеристика (или характеристики) вновь спроектированного объекта не сразу, и не в полной мере удовлетворяет всем предъявляемым требованиям. Поэтому за этапом проектирования обычно следует ***этап доводки*** (см. рис. 9.1), основным содержанием которого является *процесс оптимизации характеристики* создаваемого объекта в соответствии с требованиями ТЗ. Чем выше уровни математических моделей, применяемых в этом процессе, тем большая часть этапа доводки может быть выполнена в области численного эксперимента. Иначе доминирует физический эксперимент, что увеличивает время и затраты на создание нового объекта.

При проектировании системы любого уровня её фрагменты (точнее – их характеристики) являются проектными переменными (ПП). Варьируя этими ПП и их сочетаниями, можно получить удовлетворительное решение проектной задачи. Однако эти вариации подразумевают наличие ***банка характеристик*** фрагментов любого уровня. Такой банк формируется в результате испытаний (численных или физических) различных вариантов ранее спроектированных аналогов фрагментов, используемых в данном проекте в качестве ПП.

Расчёт характеристики системы (любого уровня) по характеристикам её фрагментов состоит из нескольких выполняемых последовательно групп расчётов:

- используя *условия* (или уравнения), описывающие *совместную работу* фрагментов рассматриваемой системы, в поле характеристики каждого фрагмента следует выделить (расчетным путём) ***область рабочих режимов***. Суть в том, что *характеристика* – это массив показателей *автономной* работы изучаемого объекта (фрагмента) при всех возможных сочетаниях внешних (для данного фрагмента) условий и режимов. Как только объект (фрагмент) перестаёт быть автономным, т.е. попадает в структуру некоей системы, *он начинает работать совместно с другими фрагментами.* Условия совместной работы реализуют в поле характеристики лишь небольшую часть рабочих режимов. Остальные как бы перестают существовать;
- при каждом сочетании режима работы системы и внешних для неё условий следует найти ***сходственные рабочие точки*** в поле характеристик всех фрагментов системы;
- по показателям работы каждого фрагмента в найденных сходственных точках рассчитывается результат работы системы, что является *одной точкой характеристики системы.* Расчёт повторяется по всем сходственным точкам столько раз, сколько необходимо для получения достаточной ***точности и информативности характеристики системы;***
- если полученная характеристика принадлежит системе, которая является лишь *фрагментом системы более высокого уровня*, создание которой и является проектной задачей, то вся работа в перечисленных группах расчётов повторяется вновь, но уже на более высоком уровне ***синтеза систем и их характеристик.***

Чем больше глубина детализации изучаемого (проектируемого) объекта, т.е. чем выше уровень его ММ, тем больше объём перечисленных расчётов. Видимо, здесь тоже нужно "знать меру" и не увлекаться чрезмерным уточнением мелких и слабо влияющих факторов. В

качестве примера можно привести обычное для студентов правило, когда они в расчётах норовят указать температуру рабочего тела с точностью несколько знаков после запятой. Забывая о том, что при точности измерения температуры, пусть 1%, абсолютная погрешность измерения, например температуры $T_г = 2500$ К, составит ± 25 К.

Спрашивается: "Зачем все эти знаки после запятой?" Я здесь напомнил вам об измерениях, чтобы вы за всеми этими ММ и расчётами не забывали, что все результаты, полученные в численных экспериментах, *окончательную проверку будут проходить при натурных испытаниях.* Повторю то, что уже однажды говорил: мне очень не хочется лететь на самолёте, двигатели которого (да и сам ЛА) ни разу не полетали **(физически)**, *но без меня*.

Ну, и в заключение несколько слов об оптимизации. *Характеристика любого объекта*, на любом уровне детализации, *может считаться оптимизированной*, если все (или все основные) режимы его совместной работы с соседними фрагментами изучаемой системы, т.е. *область его рабочих режимов*, располагается в поле этой характеристики в ***области компромиссов требований ТЗ***.

Как было сказано выше, один из способов изменения характеристики проектируемой системы:

- ***изменение ПП***. Т.е. "вытаскивая" фрагменты системы из некоторого банка данных, можно подобрать такое сочетание их характеристик, которое даст требуемую характеристику системы с указанными признаками оптимальности. Неплохо, если такой банк существует, но нужно иметь в виду, что произвольная выборка характеристик фрагментов впоследствии должна ещё проверяться на совместимость их конструктивных решений в составе системы. Для нас с вами – это конструкция двигателя. И не факт, что какой-то узел судового дизеля супертанкера, с очень подходящей для нашей проектной задачи характеристикой, "удачно впишется" в проектируемый нами двигатель спортивного самолёта;
- другой метод – это ***введение каких-либо регулировок*** в устройство или в принцип действия "подходящих " для нашей задачи фрагментов из того же банка данных, но имеющих характеристики "не очень подходящие". Регулировки помогают изменять конфигурацию *области рабочих режимов* и её расположение в поле характеристики узла (фрагмента). С их помощью можно сдвигать в поле характеристики линии каких-либо ограничений, которые мешают нам в процессе оптимизации. Вспомните, например, "границу помпажа" на характеристике компрессора наддува (см. раздел 8.7.2.1). Её удаётся сдвинуть,

снабдив компрессор регулируемым входным направляющим аппаратом. Конструкция усложняется, но и выигрыш весьма привлекателен.

В реальном процессе доводки используют оба метода изменения характеристик фрагментов и систем. Напоминаю, что вся ***оптимизация ориентирована на достижение наилучших показателей работы системы более высокого уровня.*** Очевидно, что окончательное и единственное решение достигается методом проб и ошибок.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей [Текст]: учеб. для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин [и др.]; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 376 с.

2. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей [Текст]: учеб. для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин [и др.]; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.

3. Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей [Текст]: учеб. для студентов вузов по специальности "Двигатели внутреннего сгорания"/ В.П. Алексеев, В.Ф. Воронин, Л.В. Грехов [и др.]; под общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.

4. Двигатели внутреннего сгорания [Текст]: учеб. В 3 кн. Кн. 1: Теория рабочих процессов / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян [и др.]; под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 1995. –368 с.

5. Теория двигателей внутреннего сгорания [Текст] / под ред. Н.Х. Дьяченко. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1974. – 552 с.

6. Автомобильные двигатели [Текст] / под ред. М.С. Ховаха. – М.: Машиностроение, 1977.

7. Колчин, А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей [Текст]: учеб. пособие для вузов /А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2002. – 496 с.

8. Лукачёв, С.В. Основы рабочего процесса и характеристики двигателей внутреннего сгорания [Текст]: учеб. пособие / С.В. Лукачёв. – – 2-е изд. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 76 с.

9. Абрамович, Г.Н. Прикладная газовая динамика [Текст] / Г.Н. Абрамович. – 3-е изд., перераб. – М.: Главная ред. физ.-мат. литературы издательства "Наука", 1969. – 824 с.

10. Брозе, Д.Д. Сгорание в поршневых двигателях [Текст] / Д.Д. Брозе. – М.: Машиностроение, 1969. – 248 с.

11. Варшавский, И.Л. Как обезвредить отработавшие газы автомобиля [Текст] / И.Л. Варшавский, Р.В. Малов. – М.: Транспорт, 1968. – 128 с.

12. Вукалович, М.П. Термодинамика [Текст]: учеб. пособие для вузов / М.П. Вукалович, И.И. Новиков. – М.: Машиностроение, 1972. – 672 с.

13. Голубков, Л.Н. Топливные насосы распределительного типа [Текст]: учеб. пособие / Л.Н. Голубков, А.А. Савастенко, М.В. Эммиль. – 4-е изд., перераб. – М.: Легион-Автодата, 2002. – 176 с.

14. Горбунов, В.В. Токсичность двигателей внутреннего сгорания [Текст]: учеб. пособие / В.В. Горбунов, Н.Н. Патрахальцев. – М.: Изд-во РУДН, 1998. – 214 с.

15. Грехов, Л.В. Топливная аппаратура дизелей с электронным управлением [Текст]: учеб.-практ. пособие / Л.В. Грехов. – М.: – Легион- Автодата, 2003. – 176 с.

16. Грехов, Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей [Текст]: учеб. для вузов / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с.

17. Дмитриевский, В.И. Нагнетатели и наддув авиационных двигателей [Текст] / В.И. Дмитриевский, К.В. Холщевников. – 2-е изд. – М. – Л.: Гособоронгиз, 1939. – 328 с.

18. Жабин, В.Н. Методические указания к лабораторным работам по теории автотракторных двигателей [Текст] / [В.Н. Жабин и др.]. – М.: Изд-во МАДИ, 1991. – Ч. I. – 113 с.

19. Золотницкий, В.А. Автомобильные газовые топливные системы [Текст] / В.А. Золотницкий. – М.: АСТ: Астрель, 207. – 127 с.

20. Высокий наддув дизелей [Текст] / [Н.Н. Иванченко и др.]. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1983. – 198 с.

21. Кадышев, В.Г. Расчёт рабочего процесса поршневых и комбинированных автотракторных двигателей [Текст]: учеб. пособие / В.Г. Кадышев, С.В. Тиунов. – Набережные Челны: КамГПИ, 2002. – 62 с.

22. Кошкин, В.К. Расчёт быстроходных двигателей внутреннего сгорания [Текст]: учеб. пособие / В.К. Кошкин, Н.А. Лапушкин. – М.: Гос. изд-во оборон. промышленности, 1952.

23. Кулагин, И.И. Теория авиационных двигателей лёгкого топлива [Текст]: учеб. для авиационных вузов. Ч. I / И.И. Кулагин. – Л.: Изд-во Ленингр. Краснознам. воен.-возд. инж. акад., 1946. – 287 с.

24. Ленин, И.М. Теория автомобильных двигателей [Текст]: учеб. для студентов вузов по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" / И.М. Ленин. – М.: Машгиз, 1958. – 270 с.

25. Марков, В.А. Токсичность отработавших газов дизелей [Текст] / В.А. Марков, Р.М. Баширов, И.И. Габитов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 376 с.

26. Марков, В.А. Топлива и топливоподача многотопливных и газодизельных двигателей [Текст] / В.А. Марков, С.И. Козлов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 296 с.

27. Масленников, М.М. Авиационные поршневые двигатели [Текст] / М.М. Масленников, М.С. Рапипорт. – М.: Оборонгиз, 1951.

28. Мелькумов, Т.М. Теория быстроходного двигателя с самовоспламенением [Текст]: учеб. для вузов / Т.М. Мелькумов. – М.: Гос. изд-во оборон. промышленности, 1953. – 408 с.

29. Михеев, М.А. Основы теплопередачи [Текст] / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М.: Энергия, 1973. – 320 с.

30. Морозов, К.А. Токсичность автомобильных двигателей [Текст] / К.А. Морозов. – М.: Легион-Автодата, 2001. – 80 с.

31. Обельницкий, А.М. Топливо и смазочные материалы [Текст]: учеб. для втузов / А.М. Обельницкий. – М.: Высш. школа, 1982. – 208 с.

32. Двигатели внутреннего сгорания [Текст]: учеб. для втузов Т. 1: Рабочие процессы в двигателях и их агрегатах: / [А.С. Орлин и др.]. – М.: Машгиз, 1951. – 448 с.

33. Пинский, Ф.И. Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания (дизельными и бензиновыми) [Текст]: учеб. пособие / Ф.И. Пинский, Р.И. Давтян, Б.Я. Черняк. – М.: Легион-Автодата, 2002. – 136 с.

34. Портнов, Д.А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия (теория, рабочий процесс и характеристики) [Текст] / Д.А. Портнов. – М.: Машгиз, 1963. – 640 с.

35. Райков, И.Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания [Текст] / И.Я. Райков. – М.: Высш. шк., 1975.

36. Росс, Твег. Системы впрыска бензина. Устройство, обслуживание, ремонт [Текст]: практ. пособие / Росс Твег. – М.: ЗАО "КЖИ "За рулём", 2003. – 144 с.

37. Савельев, Г.М. Турбокомпрессоры и теплообменники надувочного воздуха автомобильных двигателей [Текст]: учеб. пособие для институтов повышения квалификации / Г.М. Савельев, Е.Н. Зайченко. – Ярославль: Верх.- Волж. кн. изд-во, 1983. – 96 с.

38. Сборник задач по курсу теории авиационных двигателей [Текст] / ОНТИ. НКТП. СССР. – М. – Л.: Главная редакция авиационной литературы, 1937. – 200 с.

39. Сена, Л.А. Единицы физических величин и их размерности [Текст]: учеб. пособие / Л.А. Сена. – 2-е изд. – М.: Наука, Главн. ред. физ.- мат. лит-ры, 1977. – 335 с.

40. Синельников, А.Ф. Автомобильные топлива, масла и эксплуатационные жидкости [Текст]: краткий справочник / А.Ф. Синельников, В.И. Балабанов. – М.: ЗАО "КЖИ "За рулём", 2003. – 176 с.

41. Стечкин, Б.С. Теория тепловых двигателей [Текст]: избранные труды / Б.С. Стечкин. – М.: Наука, 1977. – 410 с.

42. Стуканов, В.Р. Исследование механических потерь ДВС методом выбега с помощью электронного прибора, измеряющего угловую скорость и ускорение коленчатого вала [Текст]: автореф. … канд. техн. наук. – Куйбышев, 1969. – 22 с.

43. Тепловой расчёт двигателей внутреннего сгорания по определению давления наддува [Текст]: метод. указания к курсовому и дипломному проектированию / сост. С.В. Лукачёв, В.Р. Стуканов. – Самара: НПЦ «Авиатор», 1993. – 28 с.

44. Толстоногов, А.П. Системы охлаждения поршневых двигателей внутреннего сгорания [Текст]: учеб. пособие / А.П. Толстоногов. – Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 2002. – 208 с.

45. Наддув и нагнетатели автомобильных двигателей [Текст] / Н.С. Ханин, А.Н. Шерстюк, Е.Н. Зайченко [и др.]. – М.: Машиностроение, 1965. – 224 с.

46. Шароглазов, Б.А. Теория рабочих процессов ДВС [Текст]: учеб. пособие к решению задач / Б.А. Шароглазов, В.В. Клементьев. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2003. – 33 с.

47. Шишков, И.Н. Авиационные горюче-смазочные материалы и специальные жидкости [Текст]: учеб. пособие для средних учебных заведений гражданской авиации / И.Н. Шишков, В.Б. Белов. – М.: Транспорт, 1979. – 247 с.

48. Шмидт, Э. Введение в техническую термодинамику [Текст] / Э. Шмидт; под ред. М.П. Вукаловича.– М.– Л.: Энергия, 1965. – 392 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1. Условные обозначения, индексы и сокращения

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

α – коэффициент избытка воздуха в ТВС;

β – коэффициент пропорциональности между скоростями движения свежего заряда в щели впускного клапана и в цилиндре в процессе наполнения; коэффициент, учитывающий утечки продуктов сгорания в выхлопной системе двигателя;

γ_r – коэффициент остаточных газов;

δ – степень последующего расширения в термодинамическом цикле со смешанным подводом тепла; степень использования в турбокомпрессоре выхлопных газов из поршневого двигателя;

ε – степень сжатия;

η – коэффициент полезного действия (КПД) того преобразования энергии, которое отмечено индексом;

η_v – коэффициент наполнения;

λ – степень повышения давления в процессе горения;

Θ – параметр совершенства турбокомпрессора наддува;

μ – коэффициент молекулярных изменений в химических реакциях; масштаб построения индикаторной диаграммы по оси давления или удельного объёма (в соответствии с индексом p или v); коэффициент расхода;

μ_C, μ_H, μ_O – атомарная масса соответственно углерода, водорода и кислорода;

ξ – коэффициент гидравлического сопротивления;

ξ_z – коэффициент полноты тепловыделения в процессе горения;

π – степень повышения или понижения давления;

ρ – степень предварительного расширения в термодинамическом цикле со смешанным подводом тепла; плотность топлива или воздуха (в соответствии с индексом);

τ – количество тактов в цикле ДВС (2 или 4); время протекания какого-либо процесса;

φ – коэффициент (дозарядки, очистки, полноты индикаторной диаграммы и т.д. в соответствии с индексом); угол поворота коленчатого вала двигателя;

χ_m – параметр быстроходности турбины;

ψ – коэффициент потерянного хода в двухтактных двигателях; коэффициент, учитывающий отличие количества воздуха, прошедшего через впускной клапан, относительно количества воздуха, оставшегося в цилиндре после закрытия этого клапана.

ω – угловая скорость вращения коленчатого вала;

***

A, B – коэффициенты в полиномах, обобщающих зависимость среднего давления механических потерь от средней скорости движения поршня;

C – константа; доля углерода в составе углеводородного топлива;

$C_nH_mO_k$ – объёмные доли каждого газа в 1 м^3 или в 1 кмоле газообразного топлива;

D – диаметр цилиндра, турбины, компрессора и т.д. (в соответствии с индексом), *м* ;

F, f – площадь поперечного сечения цилиндра, индикаторной диаграммы, щели клапана и т.д. (в соответствии с индексом), *м*^{2};

G, g – расход топлива или воздуха (в соответствии с индексом T или *в*), *кг/с* или *кг/ч*; расход топлива в одном цилиндре за один цикл (индекс – *ц*), *кг/цикл* или *г/цикл*;

g_i , g_e – удельный расход топлива (рассчитанный по индикаторной или эффективной мощности соответственно), *кг/(кВт·ч)* или *г/(кВт·ч)*;

H – доля водорода в 1 кг топлива, высота над уровнем моря;

$\overline{H_к}$ – напорный адиабатический КПД компрессора;

H_u – низшая теплота сгорания жидкого топлива, *Дж/кг* ;

$H_u^{'}$ – низшая теплота сгорания газообразного топлива, *Дж/м*^{3} ;

I – количество цилиндров двигателя; количество и порядковый номер членов в сумме;

K – соотношение водорода и окиси углерода в продуктах сгорания углеводородного топлива;

$K_м$ – коэффициент приспособляемости по крутящему моменту;

k – показатель адиабаты, коэффициент теплопередачи, *кВт/(м*^{2}*·К)*;

k_n – коэффициент приспособляемости двигателя по частоте вращения коленчатого вала (скоростной коэффициент);

L – работа процесса, цикла, турбины, компрессора (в соответствии с индексом);

L_0 – стехиометрический коэффициент, т.е. теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 *кг* топлива, *кмоль возд./кг топл.*;

$L_0^{'}$ – стехиометрический коэффициент, т.е. теоретически необходимое количества воздуха для сгорания 1 $м^3$ топлива, $м^3$ *возд./*$м^3$ *топл.* для газообразного топлива;

l_0 – стехиометрический коэффициент, т.е. теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 *кг* топлива, *кг возд./кг топл.*;

M – количество молей вещества (в соответствии с индексом);

M_e – эффективный крутящий момент на валу двигателя *н·м* ;

$(mc_V)_{t_0}^{t}$; $(mc_V^{'})_{t_0}^{t}$; $(mc_V^{''})_{t_0}^{t}$ – средняя (в диапазоне температур $t_0 \ldots t$) мольная теплоёмкость *при постоянном объёме* свежего заряда, рабочей смеси, продуктов сгорания соответственно; с индексом p – то же, но *при постоянном давлении, кДж/(кмоль·град)*;

N – мощность двигателя, мощность механических потерь, мощность турбины, компрессора или винта (в соответствии с индексом), *кВт* ;

N_2 – доля азота в составе газообразного топлива;

n – частота вращения коленчатого вала двигателя, *об/мин*;

n_1, n_2 – показатели политропных процессов сжатия и расширения;

O – доля кислорода в 1 *кг* топлива;

P, p – давление – параметр рабочего тела, *Па*;

Q – абсолютное значение теплоты, *Дж*;

q – доля от общего количества тепла, затраченного на какую-либо составляющую в %;

R – радиус кривошипа, цилиндра, клапана и т.д. (в соответствии с индексом), *м* ;

R – газовая постоянная, *Дж/(кг·К);*

R_μ – универсальная газовая постоянная, *Дж/(кмоль·К);*

r_i – объёмная доля индивидуального газа, входящего в смесь (газообразное топливо или продукты сгорания);

S – ход поршня (расстояние между мёртвыми точками), *м*;

S'' – потерянный ход в двухтактных ДВС, *м* ;

T – температура – параметр рабочего тела, К;

t – температура – параметр рабочего тела, $^{\circ}$ С;

V_a, V_h, V_c, – полный и рабочий объём цилиндра, объём камеры сгорания, $м^3$, $л$, $см^3$;

V_h'' – потерянная часть рабочего объёма цилиндра в двухтактных ДВС, $м^3$, $л$, $см^3$;

V_H – рабочий объём двигателя, $л$;

v – удельный объём – параметр рабочего тела, $м^3/кг$;

W – количество воды, которое содержится в топливе;

w – скорость, $м/с$;

$w_{n.ср}$ – средняя скорость движения поршня между мёртвыми точками, $м/с$;

Y – сила, действующая на поршень со стороны рабочего тела.

ИНДЕКСЫ

a – параметры рабочего тела в конце такта наполнения;
b – параметры рабочего тела в конце рабочего хода;
c – параметры рабочего тела в конце такта сжатия;
r – параметры рабочего тела в конце такта выпуска;
z – параметры рабочего тела в конце процесса горения;
н – параметры окружающей среды;
i – индикаторные параметры двигателя;
max – максимальное значение,
min – минимальное значение;
w – охлаждающая жидкость;
x – параметры двигателя на промежуточном режиме;
CO_2 (и т.д. – химические формулы в индексах) – обозначение вещества, параметр которого вычисляется с помощью указанной формулы;

***

в, возд – воздух;
вп – значения параметров на впуске в цилиндр;
г – газы (подразумеваются продукты сгорания);
гг – генераторный газ, полученный при газификации твёрдого топлива;
г.см – горючая смесь;
диф – диффузор карбюратора;
доз – дозарядка цилиндра в процессе наполнения за счёт инерционности газов в щели впускного клапана;
е – эффективные параметры двигателя;
и – индикаторная диаграмма;
К – свежий заряд за компрессором наддува (если двигатель с наддувом; если без наддува – индекс *Н*);
кл – клапан;
л – отнесено к 1 литру рабочего объёма двигателя (*л4* – для четырёхтактных ДВС, *л2* – для двухтактных ДВС);
кмб – для комбинированного ДВС;
м, мех – параметры двигателя, связанные с механическими потерями;
ном – параметры двигателя на номинальном режиме;
ог – остаточные газы;
оч – очистка цилиндра в процессе продувки от продуктов сгорания;

охл – параметр, относящийся к системе охлаждения;
ПД – поршневая часть комбинированного двигателя;
р – радиатор;
р.см – рабочая смесь;
сж – процесс сжатия;
ср – среднее значение;
Т – топливо;
т – турбина;
ц – цилиндр; цикл;
ф – форсунка;

***

0 – начальное значение; исходный вариант;
1 – свежая ТВС;
2 – продукты сгорания;
Σ – суммарное значение;

СОКРАЩЕНИЯ

ВК – винтовой компрессор (типа Лисхольм);
ВМТ – верхняя мёртвая точка;
ВПП – взлётно-посадочная полоса (аэродрома);
ВСХ – внешняя скоростная характеристика ДВС;
ГДФ – газодинамические функции;
ГРМ – газораспределительный механизм;
ГСМ – горюче-смазочные материалы;
ГОСТ – государственный стандарт;
ГТД – газотурбинный двигатель;
ДВ – двигатель (подразумевается преобразователь энергии);
ДВС – (поршневые) двигатели внутреннего сгорания;
ДЖ – движитель;
ДЗ – дроссельная заслонка (в ДсИЗ);
ДсИЗ – двигатели с искровым зажиганием;
ЖЦ – жизненный цикл (например, двигателя);
К – компрессор (в турбокомпрессоре);
КВ – коленчатый вал (главный вал двигателя);
Комби-ДВС – комбинированный двигатель внутреннего сгорания (К+ПД+Т);
КПД – коэффициент полезного действия;
КШМ – кривошипно-шатунный механизм;
ЛА – летательный аппарат;
ЛВД – линия высокого давления (от ТНВД к форсунке);
ММ – математическая модель;
МПСУ – микропроцессорная система управления;
МСА – международная стандартная атмосфера;
НМТ – нижняя мёртвая точка;
ОГ – остаточные газы;
ОС – обратная связь (в системе управления);
ПАУ – полициклические ароматические углеводороды;
ПД – поршневой двигатель;
ПДП – противоположно движущиеся поршни;
ПК – поршневой компрессор (в системе наддува);
ПП – проектная (ные) переменная (ные);
ПС – продукты сгорания;
РУД – рычаг управления двигателем;
РШК – роторно-шестерёнчатый компрессор (в системе наддува);
САР – система автоматического регулирования двигателя;

САУ – стандартные атмосферные условия;
СПС – сверхзвуковой пассажирский самолёт;
СТП – система топливоподачи;
Т – турбина (в турбокомпрессоре);
ТВС – топливовоздушная смесь;
ТЗ – техническое задание;
ТК – турбокомпрессор;
ТНВД – топливный насос высокого давления;
ТП – техническое предложение;
ТС – транспортное средство;
ЦБК – центробежный компрессор (в системе наддува);
ЦПГ – цилиндропоршневая группа;
ЭМФ – электромагнитная форсунка.

Приложение 2. Контрольные вопросы

Тема №1 Основные понятия и определения

1. Назначение и структура силовой установки транспортного устройства. Её основные узлы. Их назначение.
2. Приведите примеры движителей с пояснением принципа их работы.
3. Почему аккумуляторы механического вида энергии не пригодны для использования в качестве источника энергии на ТС?
4. Расскажите о видах энергии и их взаимных преобразованиях, освоенных человечеством.
5. Идеальные термодинамические циклы, положенные в основу функционирования ДВС.
6. Что такое ДВПТ? И почему он не может быть использован, например, в авиации?
7. Чем принципиально отличается ДВС от ДВПТ? В чём и как реализуется это отличие?
8. Как реализуется термодинамический цикл в ЦПГ и КШМ?
9. С помощью какого узла ДВС и как осуществляется газообмен при работе двигателя? Что такое газообмен?
10. Как связаны процессы изменения параметров рабочего тела с работой ЦПГ и КШМ?
11. Поршневые кольца, система смазки, моторные масла. Их назначение.
12. Что такое – "рабочий объём" цилиндра и двигателя?
13. Что такое "литровая мощность" ДВС? Как этот параметр характеризует двигатель?
14. Что такое полный объём цилиндра и степень сжатия?
15. Такт, ход поршня, его средняя скорость, литраж двигателя, количество циклов в единицу времени.
16. Как преобразуется движение поршня во вращение ДЖ?
17. Перечислите и поясните основные узлы и детали ЦПГ и КШМ.
18. Какие преобразования энергии и как происходят в двигателе?
19. Два основных параметра, которые определяют мощность двигателя.
20. Какую информацию несёт в себе диаграмма фаз газораспределения?
21. Применяемые системы подготовки ТВС. Чем они различаются?
22. Что такое ДсИЗ?

23. Что такое "угол опережения зажигания"?

24. Чем дизель принципиально отличается от ДсИЗ?

25. Назначения системы охлаждения. Чем различаются эти системы?

26. Почему величина степени сжатия определяет тип двигателя?

27. Схема поршневого ДВС с наименованием его основных элементов.

28. Перечислите основные системы ДВС с указанием их назначения.

29. Понятие "наддув двигателя" и его назначение.

30. Изображение преобразования параметров рабочего тела ДВС в $p - v$ и $p - \varphi$ координатах.

31. Конструктивные схемы поршневых двигателей. Причины создания тех или иных схем.

Тема №2. Термодинамические основы работы ДВС

1. Параметры процессов, составляющих цикл q_{1VP} . Параметры цикла.

2. Связь параметров цикла с параметрами процессов этого цикла.

3. Пределы изменения степени сжатия при выбранных значениях Θ и π.

4. Поясните суть коэффициента молекулярных изменений в химических реакциях.

5. Исходя из каких условий и ограничений выбираются значения Θ и π?

6. Изобразите цикл q_{1VP} в p-v и i-S координатах и поясните рисунок.

7. Покажите, как работы L_P, L_C и $L_ц$ могут быть выражены через параметры процессов.

8. Покажите, как $L_ц$ зависит от параметров цикла. Какие ещё параметры влияют на $L_ц$?

9. Как изменяется $L_ц$ при Θ = const и π = const, но изменяющейся величине ε?

10. Как изменяется функция $L_ц = f(\Theta)$ при π = const ?

11. Поясните изменение функции $L_ц = f(\Theta)$ на основе деформации идеального цикла q_{1VP} в координатах i-S .

12. Каков физический смысл "вырождения ДВС" при $T_{4\min}$ и $T_{4пред}$?

13. Как изменяется функция $L_ц = f(\pi)$ при Θ = const?

14. Поясните изменение функции $L_ц = f(\pi)$ на основе деформации идеального цикла q_{1VP} в координатах i-S.

15. Каков физический смысл "вырождения ДВС" при $p_{3\,\min}$ и $p_{3пред}$?

16. Как следует изменять параметры цикла для увеличения $L_ц$?

17. Покажите связь КПД цикла q_{1VP} с параметрами его процессов.

18. Как получить частные выражения КПД циклов q_{1V} и q_{1P} из формулы для КПД цикла q_{1VP} q_{1VP}?

19. Как изменяется η_t цикла q_{1VP} при фиксированных значениях Θ и π, но изменяющейся ε?

20. Как и почему η_t цикла q_{1VP} зависит от параметра Θ при π = const, и от параметра π при Θ = const?

Тема №3. Действительный термодинамический цикл ДВС. Рабочие процессы. Их анализ и расчёт

3.1. Действительный термодинамический цикл реального двигателя

1. Как и в каком виде получают индикаторную диаграмму?

2. Индикаторная диаграмма четырёхтактного ДВС без наддува.

3. Какие процессы совершаются при четырёх тактах движения поршня?

4. Чем процесс наполнения отличается от такта наполнения?

5. Чем процессы сжатия и расширения рабочего тела отличаются от соответствующих тактов?

6. Почему процесс горения происходит при движении поршня, а не в ВМТ?

7. Как в теории ДВС оценивается качество процессов газообмена?

8. Что такое "перекрытие клапанов", "дозарядка цилиндра", "выхлоп"?

9. Охарактеризуйте величины Δp_a и Δp_r.

10. Индикаторная диаграмма двухтактного ДВС. Такты и процессы.

11. Полезный и потерянный ход поршня в двухтактных ДВС.

12. Индикаторная диаграмма четырёхтактного ДВС с наддувом. Такты и процессы.

13. Отличие действительного термодинамического цикла ДВС от идеального.

14. С чего начинается проектирование ДВС?

15. Что представляет собой задача расчёта индикаторной диаграммы?

3.2. Анализ и расчёт рабочих процессов

3.2.1. Процесс наполнения

16. Назначение процесса наполнения.

17. Понятие коэффициента наполнения и его предельное значение.

18. Что такое "остаточные газы", "продувка" и ""дозарядка" цилиндра?

19. Покажите – как получается формула для расчета объёма остаточных газов.

20. Получите и проанализируйте зависимость η_v от $V_{ог}$, $\eta_{v\ пред}$ и других факторов.

21. Влияние количества остаточных газов на величину коэффициента наполнения.

22. Влияние гидравлического сопротивления впускной системы двигателя на величину коэффициента наполнения.

23. Покажите и докажите связь гидравлического сопротивления впускной системы двигателя со скоростью движения газа в щели впускного клапана.

24. Какими способами можно снизить скорость движения газа в щели впускного клапана?

25. Время-сечение органов газообмена, его изменение по углу поворота коленчатого вала.

26. Каким образом увеличивают время-сечение впускного клапана в сравнении с теоретическим срабатыванием клапана в ВМТ и НМТ?

27. Проанализируйте последствия увеличения времени срабатывания впускного клапана более $\varphi_{кв} = 180^0$.

28. Влияние наддува на величину коэффициента наполнения.

29. От чего и как происходит подогрев свежего заряда при его попадании в цилиндр?

30. Покажите взаимосвязь температур T_a, $T_к$ и T_r.

31. Влияние температуры и количества остаточных газов на величину коэффициента наполнения.

32. Влияние температуры свежего заряда на коэффициент наполнения.

33. Через какие факторы степень сжатия влияет на коэффициент наполнения?

34. Каков суммарный эффект влияния степени сжатия на величину коэффициента наполнения?

35. Влияние режима работы двигателя на величину коэффициента наполнения.

36. Как цикличность работы ДВС влияет на величину коэффициента наполнения?

37. Какие упрощения и допущения приняты в ММ Гриневецкого при расчёте процесса наполнения?

38. Порядок расчёта процесса наполнения.

39. Как рассчитывается коэффициент наполнения?

40. Как рассчитывается коэффициент остаточных газов?

41. Особенности процесса газообмена в двухтактных ПД.

42. Петлевая система газообмена в двухтактных ПД. Схемы расположения окон.

43. Симметричная диаграмма фаз газораспределения. Её недостатки.

44. Как избавиться от недостатков симметричной диаграммы фаз газораспределения?

45. Прямоточная система газообмена в двухтактных ПД. Основные схемы.

46. Сравнение петлевой и прямоточной систем газообмена в двухтактных ДВС.

3.2.2. Процесс сжатия

47. Назначение процесса сжатия рабочего тела ДВС.

48. Отличие реального процесса сжатия в ДВС от идеального.

49. Как на основе экспериментальных данных определяют действительный показатель политропы сжатия n_1?

50. Как рассчитать показатель k_1 адиабатического процесса сжатия?

51. Содержание и методика использования номограммы для определения k_1.

52. Расчёт показателя политропы процесса сжатия и параметров рабочего тела в конце этого процесса.

3.2.3. Процесс горения

53. Время, которое отводится на совершение процесса горения в ДВС. На какие фазы можно разделить этот процесс?

54. Содержание диаграммы "энергия-время" преобразования исходных веществ в ПС.

55. Качество ТВС и КПД системы топливоподачи.

56. Расшифруйте понятие "полная энтальпия" индивидуального вещества или ТВС.

57. Топлива, применяемые в ДВС. Перечень основных требований к ним.

58. Высшая и низшая теплотворности топлива.

59. Свойства топлива, влияющие на работу СТП и организацию процесса горения.

60. Стехиометрическое соотношение топливо-воздух (l_0 и L_0).

61. Что и как характеризует коэффициент избытка воздуха?

62. Что такое "ламинарное пламя" и какова скорость его распространения?

63. От чего и как зависит нормальная скорость распространения пламени?

64. Что такое "турбулентное пламя" и какова скорость его распространения?

65. Как осуществляется турбулизация потока ТВС?

66. Требования к нормальному протеканию процесса горения в ДВС.

67. Нормальное протекание процесса горения. Его основные показатели.

68. Влияние режимных факторов на протекание процесса горения.

69. Влияние конструктивных факторов на протекание процесса горения.

70. Детонация. Картина возникновения, признаки, последствия.

71. Факторы, влияющие на возникновение детонации.

72. Что характеризует октановое число бензина? Как его определяют? Способы его увеличения.

73. Что такое "цетановое число"? Что оно характеризует?

74. Исходные уравнения для расчёта процесса горения.

75. Как учитывается в расчётах снижение теплотворности рабочей смеси и другие потери энергии, полученной в химических реакциях окисления?

76. Поясните подробно каждый член уравнения сгорания для ДсИЗ.

77. Поясните подробно каждый член уравнения сгорания для дизелей.

78. Схема расчёта процесса горения: основные применяемые уравнения и принцип расчёта температуры в конце видимого процесса горения.

3.2.4. Процесс расширения рабочего тела

79. Действительный процесс расширения продуктов сгорания. Его отличия от идеального процесса.

80. Как рассчитать показатель k_2 адиабатического процесса расширения?

81. Содержание и методика использования номограммы для определения k_2.

82. Расчёт показателя политропы расширения и параметров рабочего тела в конце этого процесса.

3.2.5. Процесс выпуска

83. Действительный процесс выпуска отработавших газов. Фазы процесса.

84. Способы утилизации тепла, которое уносится с отработавшими газами.

3.2.6. Расчётная индикаторная диаграмма

85. Покажите изображение расчётной индикаторной диаграммы и расскажите её содержание.

86. Перечислите параметры, значения которых при расчёте индикаторной диаграммы выбираются из статистических данных.

87. Как определяется индикаторная работа?

88. Насосные ходы поршня. Работа насосных ходов.

Тема №4. Параметры, характеризующие работу ДВС

4.1. Индикаторные параметры

1. Индикаторная работа и среднее индикаторное давление. Их графическое и аналитическое представление.

2. Индикаторная мощность ДВС. Различные формулы для её расчёта.

3. Параметры, характеризующие топливную экономичность ДВС. Формулы для их расчёта.

4. Как влияют на индикаторный КПД коэффициент избытка воздуха и угол опережения зажигания?

5. Влияние наддува на топливную экономичность ДВС.

6. Структура индикаторного КПД.

7. Влияние степени сжатия ε на индикаторный КПД.

8. Как влияют на индикаторный КПД геометрические параметры двигателя?

9. Влияние состава ТВС на среднее индикаторное давление и индикаторную мощность ДВС.

10. Влияние угла опережения зажигания на среднее индикаторное давление и индикаторную мощность ДВС.

11. Основные факторы, влияющие на среднее индикаторное давление и индикаторную мощность ДВС.

12. Графический и расчётный методы определения среднего индикаторного давления.

13. Особенности расчёта среднего индикаторного давления в двухтактном ДВС.

4.2. Эффективные показатели работы ДВС

14. Что входит в понятие мощности механических потерь?

15. Потери мощности в трущихся парах. Какова специфика ДВС в этой части?

16. Зависимость мощности механических потерь от условий работы ДВС.

17. Определение мощности механических потерь методом баланса мощностей и методом выключения одного цилиндра

18. Определение мощности механических потерь методом прокрутки двигателя.

19. Определение мощности механических потерь методом выбега.

20. Что такое "среднее давление механических потерь" и "среднее эффективное давление"?

21. Как рассчитывают мощность механических потерь?

22. Структура эффективного КПД. Что и как он учитывает?

23. Какие факторы влияют на эффективные параметры ПД?

24. Эффективные параметры ДВС и формулы для их расчёта.

25. Как определяются основные размеры двигателя? Перечислите эти размеры.

Тема №5. Характеристики ДВС

1. Сформулируйте понятие "характеристика ДВС по составу ТВС". Как её получить экспериментально?

2. Покажите графическое изображение ХСС и объясните её содержание.

3. Как получается область рациональных регулировок СТП по составу ТВС?

4. Поясните физический смысл появления в ХСС составов ТВС "с максимальной экономичностью двигателя" и "с максимальной мощностью ДВС".

5. Как отличаются ХСС для режимов работы двигателя ниже номинального?

6. Регулировочная характеристика ДВС по углу опережения зажигания.

7. От каких внешних условий зависят показатели работы ДВС?

8. Что такое "внешняя" и "частичные" скоростные характеристики ДВС?

9. Как изменяется индикаторная мощность по ВСХ?

10. Как изменяются эффективная мощность и эффективный крутящий момент по ВСХ?

11. Изменение удельного расхода топлива по внешней скоростной характеристике.

12. Чем частичные скоростные характеристики отличаются от ВСХ?

13. Какую информацию содержит нагрузочная характеристика? Как она изображается?

14. Нагрузочная характеристика ДсИЗ.

15. Нагрузочная характеристика дизеля.

16. Как определить наиболее экономичный режим эксплуатации ДВС?

16. Поясните смысл дроссельной характеристики ДВС, работающего на воздушный винт постоянного и переменного шага.

17. Авиационная номенклатура режимов работы ДВС.

18. Как изменяется топливная экономичность авиационного ДВС на разных режимах его эксплуатации?

19. Высотная характеристика ДВС. Её содержание. Назначение высотного корректора в СТП авиационного ДВС.

20. Как изменяется мощность авиационного ДВС с увеличением высоты полёта? Как при этом сохраняется баланс сил, действующих на ЛА?

21. Как изменяется топливная экономичность ДВС с увеличением высоты над уровнем моря?

22. Изображение, содержание и назначение многопараметровой характеристики ДВС.

23. Какие возможны методы расчёта внешней скоростной характеристики ДВС?

24. Какой метод расчёта ВСХ разработан на основе статистики испытаний ДВС?

Тема №6. Устойчивость режима работы и регулирование ДВС

6.1. Устойчивость режима работы ДВС

1. Объясните понятия "установившийся режим работы двигателя", "переходные процессы", "устойчивость системы *двигатель-нагрузка*".
2. Как ведёт себя система "двигатель-нагрузка" при неустойчивой работе ДВС?
3. Устойчивость ДВС по ВСХ. Параметры, с помощью которых оценивается запас устойчивости.

6.2. Количественное и качественное регулирование режимов работы ДВС

4. Обобщённая схема регулирования ДВС. Её основные элементы.
5. Регулирование режима работы карбюраторного ДсИЗ .
6. Регулирование режима работы инжекторного ДсИЗ .
7. Изменение цикловой подачи топлива золотником.
8. Как изменяется индикаторная диаграмма при дросселировании ДВС "качественным" и "количественным" способами?
9. Сравните "качественный" и "количественный" способы регулирования ДВС по топливной экономичности.
10. Почему в двигателях с внешним смесеобразованием невозможно применение качественного способа регулирования режима работы?
11. Что происходит при горении в цилиндре дизеля? Почему эту схему организации процесса сложно, а чаще – невозможно, воспроизвести в бензиновом ДВС?

6.3. Устойчивость режимов работы ДсИЗ и дизелей

12. Устойчивость режима работы ПД с количественным регулированием.
13. Устойчивость режима работы ПД с качественным регулированием.

6.4. Автоматические регуляторы частоты вращения вала дизелей

14. Назначение регуляторов дизелей.
15. Как появляются регуляторные ветки на скоростных характеристиках дизелей при оснащении СТП двигателя всережимным регулятором?

16. Каковы особенности скоростных характеристик дизелей при работе двухрежимного регулятора?

17. Структура ТНВД дизеля. Что входит в неё, кроме насоса?

18. Структура и принцип действия всережимного регулятора.

19. Структура и принцип действия двухрежимного регулятора.

20. В каких ДВС предпочтительней всережимный или двухрежимный регуляторы?

Тема №7. Форсирование поршневых ДВС

1. Задачи, которые решает форсирование поршневых двигателей. Основные способы увеличения мощности ДВС.

2. Какие перспективы по форсированию ДВС при смене рода топлива?

3. Какие проблемы возникают при попытке форсировать ДВС по частоте вращения вала?

4. Форсирования поршневых двигателей, основанные на совершенствовании организации рабочего процесса ДВС.

5. Основное преимущество двухтактного ДВС в сравнении с четырёхтактным.

6. Область применения ДВС с кривошипно-камерной продувкой. Принцип действия.

7. Преимущества двухтактных ДВС, связанные с конструкцией агрегата.

8. Недостатки двухтактных поршневых двигателей в сравнении с четырёхтактными.

9. Наддув поршневых двигателей. Общие сведения.

10. Охарактеризуйте проблему, связанную с повышением температуры воздуха при его сжатии в компрессоре наддува.

11. Что такое "скоростной наддув"?

12. Наддув ДВС за счёт настройки систем впуска и выпуска на волновые процессы.

13. Что такое "компрекс" (волновой обменник давления)? Его принцип действия.

14. Наддув с помощью нагнетателей. Типы компрессоров наддува.

15. Принцип действия, достоинства и недостатки поршневых компрессоров.

16. Как работает роторно-шестерёнчатый компрессор?

17. Чем винтовые компрессоры отличаются от РШК?

18. Лопаточный центробежный компрессор. Схема и принцип действия.

19. Сравните различные варианты компрессоров по основным показателям наддува.

Тема №8. Комбинированные ДВС

1. Варианты комбинаций: компрессор – ПД – газовая турбина (К+ПД+Т).

2. Проблемы, связанные с попыткой расширения диапазона изменения параметров рабочего тела в термодинамическом цикле.

3. Как увеличить среднее индикаторное давление в ПД и утилизировать тепло q_2?

4. Чем отличается работа импульсной турбины от турбины постоянного давления?

5. Термодинамический цикл "с продолженным расширением". Как он реализуется в сочетании К + ПД + турбина постоянного давления?

6. Термодинамические циклы компрессора, ПД и турбины.

7. Термодинамический цикл комбинированного двигателя. Параметры составляющих его процессов.

8. Исходные посылки при выводе формулы для расчёта термического КПД обобщённого цикла комбинированного ДВС.

9. Поясните все обозначения, входящие в формулу КПД комби-ДВС.

10. Поясните, каким образом из общей формулы КПД комби-ДВС получаются все его частные случаи. Объясните физический смысл этих частных случаев.

11. Какова суть анализа зависимости термического КПД цикла комбинированного двигателя от параметров агрегатов наддува?

12. Как изменяются термодинамический цикл комби-ДВС и его КПД при соотношении параметров агрегатов наддува $\pi_m/\pi_к = 1$?

13. Поясните изменение функции $\eta_t = f(\pi_m/\pi_к)$ на участке, где соотношение параметров агрегатов наддува $\pi_m/\pi_к < 1$.

14. Какую информацию мы получаем, анализируя поведение функции $\eta_t = f(\pi_m/\pi_к)$ на участке, где соотношение параметров агрегатов наддува $\pi_m/\pi_к > 1$?

15. Как получить формулу для расчёта среднего индикаторного давления обобщённого термодинамического цикла комби-ДВС?

16. Поясните все обозначения, входящие в формулу для расчёта среднего индикаторного давления комби-ДВС.

17. Как рассчитать среднее давление механических потерь в комби-ДВС?

18. Какими условиями можно описать совместную работу компрессора, поршневого двигателя и газовой турбины в составе комби-ДВС?

19. Получите связь между параметрами агрегатов наддува π_T и π_K из условий их совместной работы с ПД.

20. Как выполняется согласование работы компрессора, турбины и ПД при проектировании комби-ДВС?

21. Относительные диаметральные размеры турбокомпрессора. Откуда и как они получаются?

22. Что такое универсальные характеристики узлов турбокомпрессора? Зачем они нужны?

23. Как получается универсальная характеристика компрессора? Физический смысл линий, изображаемых в поле этой характеристики.

24. Универсальная характеристика турбины с нерегулируемым сопловым аппаратом.

25. Что даёт регулирование соплового аппарата турбины?

26. Что такое "гидравлическая характеристика комби-ДВС"?

27. Какую информацию мы получаем при совмещении универсальной характеристики компрессора наддува и гидравлической характеристики комби-ДВС?

28. Зачем применяется и что даёт регулирование ТК комби-ДВС?

Тема №9. Проектирование ДВС и его математическая модель

9.1. Содержание и место проектных работ в процессе создания и эксплуатации двигателя.

9.2. Современный метод решения проектных задач.

9.3. Метод согласования параметров двигателя и ТС (на примере ЛА).

1. Что такое "жизненный цикл" технического изделия? Какова его структура?

2. Содержание диаграммы "время-затраты" процесса создания изделия.

3. Содержание и место проектных работ в процессе создания и эксплуатации двигателя.

4. Содержание и значимость начального этапа проектирования изделия.

5. Схема решения задачи экономии "время-затрат" при создании сложных технических объектов. Каков выигрыш при реализации этой схемы?

6. Варианты комплексных экспертных оценок при разработке ТЗ на создание нового изделия. Суть системного метода решения проектных задач.

7. Исходные данные для выполнения согласования параметров двигателя и ТС (на примере ЛА).

8. Изложите суть метода согласования основных параметров ДВС и ЛА.

9. Как выполняется согласование параметров ДВС и ЛА с учётом нескольких критериев эффективности ЛА?

10. Какие ограничения и как влияют на содержание ТЗ на проектирование ДВС?

9.4. Структура ММ изучаемого объекта

11. Иерархическая структура изучаемого объекта. Объект – система узлов, объект – узел системы.

12. Охарактеризуйте ММ нулевого уровня (на примере ЛА).

13. Опишите ММ с условным названием "чёрный ящик".

14. Зачем и как происходит усложнение ММ изучаемого объекта?

15. Как определить достаточный уровень детализации изучаемого объекта?

16. Структура системы уравнений, входящих в ММ изучаемого объекта на выбранном уровне его детализации.

17. Анализ, синтез и оптимизация характеристик изучаемого объекта.

18. Как рассчитать характеристику системы по характеристикам её фрагментов?

19. В чём суть оптимизации характеристики проектируемого объекта? Какими методами она выполняется?

Учебное издание

Ю. Л. КОВЫЛОВ

ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ
И МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ДВС

Учебное пособие

Редакторы: Н. С. К у п р и я н о в а
Т. К. К р е т и н и н а
Компьютерная верстка Т. Е. П о л о в н е в а

Подписано в печать 25.04.2013. Формат 60×84 1/16.
Бумага офсетная. Печать офсетная.
Печ. л. 26,0.
Тираж 20 экз. Заказ . Арт.- 6/2013.

Самарский государственный
аэрокосмический университет
443086 Самара, Московское шоссе, 34

Изд-во Самарского государственного
аэрокосмического университета.
443086 Самара, Московское шоссе, 34