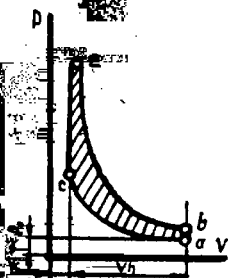


С. В. РУМЯНЦЕВ
Л. Ф. ЗУБАРЕВ



ТЕОРИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Москва—1974

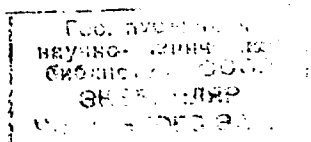
С. В. РУМЯНЦЕВ, Л. Ф. ЗУБАРЕВ

ТЕОРИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Конспект лекций

Москва — 1974

Д4
36683



44-32097

Книга представляет собой состоящий из двух частей расширенный курс лекций, прочитанных авторами в Университете дружбы народов имени Патриса Лумумбы.

В первой части излагаются термодинамические основы циклов двигателей внутреннего сгорания, рассматриваются основные положения теории процессов наполнения, сжатия, сгорания, расширения и выпуска отработавших газов; приводится анализ влияния конструктивных и эксплуатационных факторов на индикаторные и эффективные показатели работы двигателя.

Кроме того, излагаются основные представления о распределении тепла в двигателях внутреннего сгорания и приводятся характеристики теплового баланса в различных условиях их работы.

В книге также рассматриваются основы теории агрегатов наддува и даются предпосылки к их расчету.

Вторая часть посвящена теории и расчету характеристик двигателей внутреннего сгорания и характеристик совместной работы двигателя и потребителя.

Книга предназначена для студентов, специализирующихся по двигателям внутреннего сгорания, а также может быть полезна инженерам, работающим в этой области.

Двигатель внутреннего сгорания (д. в. с.) является машиной, преобразующей химическую энергию, содержащуюся в топливе, в тепловую при сгорании топлива в цилиндре и тепловую — в механическую, которая снимается с вала потребителем.

Предлагаемый вниманию курс носит название «Теория двигателей внутреннего сгорания». В нем изучаются наиболее эффективные способы преобразования химической энергии топлива в тепловую, рабочие процессы, протекающие в цилиндре двигателя, и процессы, связанные с преобразованием тепловой энергии в механическую.

Процессы преобразования энергии находятся в органической взаимосвязи с процессами подготовки топлива к сгоранию. Этот процесс называется смесеобразованием. Значительным разделом курса является изучение зависимостей мощности, развиваемой двигателем, и экономичности от различных эксплуатационных и конструктивных факторов.

КРАТКИЙ ИСТОРИЧЕСКИЙ ОБЗОР РАЗВИТИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Истоки рождения двигателя внутреннего сгорания идут из далекого прошлого. Еще в древней Александрии механик Герон использовал водяной пар для того, чтобы привести в действие свой золипил (нечто вроде колеса турбины).

Итальянцы Леонардо да Винчи и Джованни Бранка (1495—1629), французы Соломон де Ко, Дени Папен (1678—1710), англичане Томас Сэвери и Томас Ньюкомен (1690—1725) работали над проблемой превращения тепловой энергии в механическую.

Первыми тепловыми двигателями были паровые машины. Паровые машины, созданные в различных странах до 1760 г., работали как водяные насосы, поднимая или перекачивая воду.

Первая паровая машина, способная приводить в действие любой механизм, была создана в 1766 г. по проекту замечательного русского изобретателя-теплотехника И. И. Ползунова. Более 30 лет жизни затратил Ползунов для воплощения своей гениальной идеи. Не страсть к обогащению, а благородные идеи воодушевляли изобретателя. Он отдал все свои силы и разум для того, чтобы «для пользы народной огонь слугою к машинам склонить» и «облегчить труд по нас грядущим», но не суждено было машине Ползунова получить широкое распространение.

Зверская эксплуатация крепостных людей, существовавшая при феодально-крепостническом строе в царской России, душила все прогрессивное, ибо ручной труд был более дешев, чем затраты на производство и эксплуатацию машин.

Только 18 лет спустя после машины Ползунова, в 1784 г., в Англии появилась и сразу нашла широкое признание паровая машина Джеймса Уатта. Успеху машины Уатта содействовало развитие капиталистического машинного производства. Появление рабочих машин, машин-орудий, требовало более совершенного механического привода, чем водяное колесо.

Создание паровой машины Уатта в это время сыграло революционизирующую роль в развитии капиталистического общества.

Многие ученые и изобретатели, решая задачу создания двигателя с более высоким к. п. д., чем у паровой машины (4—7%), пошли по пути, указанному основоположником термодинамики Сади Карно, который доказывал, что создание более совершенного двигателя возможно лишь при замене рабочего тела с пара на газ. Его знаменитое произведение «Размышления о движущей силе огня и о машинах, пригодных к развитию этой силы» (1824) прокладывало теоретические пути прогрессу двигателей.

В 1860 г. французский механик Жан-Этьен Ленуар осуществил идею горения в цилиндре смеси светильного газа с воздухом. Однако практическое применение этого открытия стало возможным после того, как в 1861 г. французский инженер Бо де Роша предложил перед сгоранием проводить в цилиндре предварительное сжатие горючей смеси. Этим он впервые высказал идею четырехтактного цикла.

В 1877 г. идею Бо де Роша использовал немец Отто, построив газовый двигатель, работающий по четырехтактному циклу. Уже первые газовые двигатели «Отто-Дейц», выпущенные мастерскими Отто, работали с эффективным к. п. д. 17—18%, чем значительно превзошли паровые машины.

В 1879 г. в России капитан Огнеслав Степанович Костович, серб по национальности, моряк по профессии, спроектировал и построил бензиновый двигатель с электрическим зажиганием. Костовичем впервые был построен 8-цилиндровый двигатель водяного охлаждения с горизонтальным расположением цилиндров, обладающий удельным весом 3 кг/л. с.

Двигатель Костовича развивал мощность 80 л. с. и был предназначен для управляемого аэростата. По тому времени двигатель Костовича был достаточно совершенной машиной.

В 1885 г. Готтлиб Даймлер (Германия) построил четырехтактный двигатель, работающий на бензине с зажиганием от калильной трубки. Применение бензина в качестве топлива и осуществление рабочего процесса на высоких оборотах (800—1000 об/мин) позволило Даймлеру создать легкий двигатель, который был использован им на автомобиле.

После создания в эти же годы Робертом Бошем надежной системы электрического зажигания бензиновые двигатели нашли широкое применение во многих отраслях хозяйства быстро развивающихся капиталистических стран. Особенно высокие темпы развития бензиновые двигатели получили после применения их для авиации и для автомобильного транспорта.

В те же годы (конец XIX века) появляются и начинают развиваться двигатели внутреннего сгорания с самовоспламенением. Идя по пути, проложенному Карно, Рудольф Дизель предложил рабочий процесс с высоким предварительным сжатием воздуха, позволяющим достигнуть температуры самовоспламенения топлива, которое в конце сжатия должно вводиться в цилиндр.

Дизель рассчитывал сжигать в цилиндре дешевое твердое топливо (каменноугольную пыль) и, используя высокие степени расширения, получить коэффициент полезного действия, значительно превышающий коэффициент полезного действия бензиновых двигателей.

Свои идеи и конструкции Дизель запатентовал 28 февраля 1892 г. (патент № 67207), но построить двигатель он смог только в 1897 г. с помощью инженеров Аугсбургского завода. Первый двигатель Дизеля был создан с большими отступлениями от первоначальных идей. Двигатели Дизеля так и не смогли работать на твердом топливе, но и при работе на жидких топливах они до сего времени имеют определенные преимущества перед карбюраторными двигателями.

Коэффициент полезного действия двигателя хотя и не достиг 70%, как предполагал автор патента, но был значительно выше, чем у бензиновых двигателей (28—35%).

В 1901 г. русский инженер Г. В. Тринклер создал впервые бескомпрессорный вариант двигателя с воспламенением жидкого топлива от сжатия. Этот двигатель, построенный на Путиловском заводе, работал по смешанному циклу. Несколько позже француз Сабатэ получил патент на форсунку, обеспечивающую получение смешанного цикла.

К настоящему времени дизели нашли применение в самых различных отраслях хозяйства каждой страны.

Наука о рабочих процессах и характеристиках двигателей внутреннего сгорания создавалась, базируясь на многочисленных теоретических и экспериментальных исследованиях конструкций и рабочего процесса паровых машин. Среди большого числа авторов, заложивших основу в создание курсов по расчету д. в. с., можно выделить Рикардо (Англия), В. И. Гриневецкого, Е. К. Мазинга, Н. Р. Брилинга, Б. С. Стечкина, М. М. Масленникова, А. С. Орлина (СССР).

Большое значение в развитии народного хозяйства СССР принадлежит двигателям внутреннего сгорания. Развитие автомобилей, тракторов и комбайнов, тепловозов, морских и речных судов, различного рода экскаваторов, подъемных, дорожных и многих других машин зависит от совершенства и надежности двигателя внутреннего сгорания.

Вот почему Директивами XXIV съезда КПСС намечена величественная программа дальнейшего развития двигателестроения. В текущем пятилетии происходит не только громадный количественный рост производства самых различных типов двигателей внутреннего сгорания, но возрастают и их качественные показатели — надежность и экономичность.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕОРИИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

I. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Действительные циклы современных быстроходных двигателей по характеру протекания процессов наиболее близки к термодинамическому циклу с подводом тепла при постоянном объеме — к циклу Отто. На примере цикла Отто изучим теоретические зависимости основных параметров и их изменение по мере приближения к условиям действительного цикла. В связи с тем, что такие же результаты

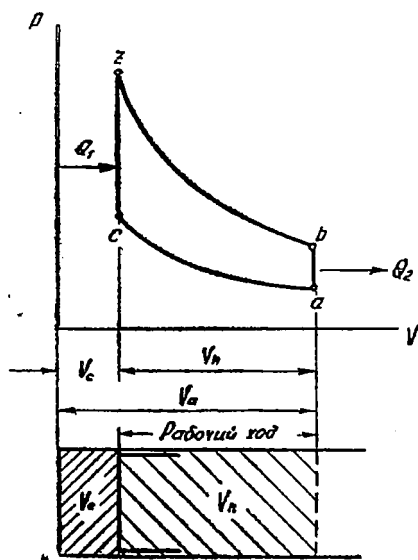


Рис. 1. Термодинамический цикл двигателя в координатах $p-V$

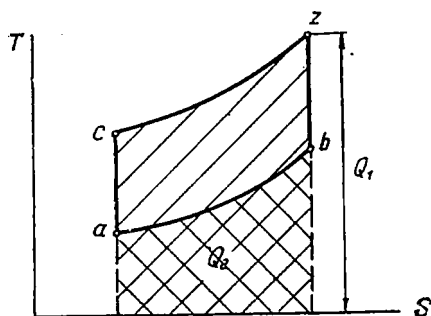


Рис. 2. Термодинамический цикл двигателя в координатах $T-S$

были бы получены при изучении и других циклов, надобность в рассмотрении их отпадает.

В цикле Отто сжатие и расширение протекают по адиабате, а процессы сгорания и выпуска заменены процессами подвода и отвода тепла при $V = \text{const}$ — по изохоре. При этом потери тепла в окружающую среду отсутствуют.

Цикл Отто, построенный в координатах $(p - V)$, показан на рис. 1, а в координатах $(T - S)$ — на рис. 2.

Полный объем цилиндра $V_a = V_h + V_c$.

$$\text{Степень сжатия } \varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}.$$

$$\text{Степень повышения давления } \lambda = \frac{P_z}{P_c}.$$

ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЦИКЛА

Степень совершенства термодинамического цикла характеризуется термическим к. п. д. — η_t .

η_t показывает, какая часть подведенного за цикл тепла затрачена на полезную работу.

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}, \text{ но } Q_1 = Gc_v (T_z - T_c),$$

$$\text{а } Q_2 = Gc_v (T_b - T_a), \text{ тогда } \eta_t = 1 - \frac{T_b - T_a}{T_z - T_c}.$$

Имея в виду, что $T_z = T_b \varepsilon^{k-1}$, а $T_c = T_a \cdot \varepsilon^{k-1}$,

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

окончательно

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

Отсюда следует:

1) термический к. п. д. зависит от степени сжатия (степени расширения) и физических свойств рабочего тела (k);

2) термический к. п. д. не зависит от количества подведенного и отведенного тепла, так как при $c_v = \text{const}$

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$$

не зависит от абсолютной величины Q_1 .

Характер изменения термического к. п. д. от степени сжатия представлен на графике (рис. 3).

При увеличении степени сжатия η_t непрерывно возрастает; при этом до $\epsilon=10-12$ его величина растет интенсивно, а при дальнейшем увеличении ϵ намечается асимптотическое приближение его к максимуму.

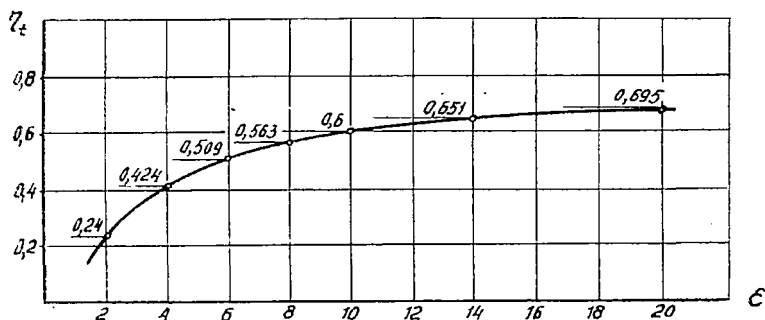


Рис. 3. Изменение термического к. п. д. в зависимости от степени сжатия

Непрерывное увеличение $\eta_t = f(\epsilon)$ объясняется повышением степени расширения рабочего тела, в результате чего количество тепла, пошедшего на полезную работу $Q_1 - Q_2$, будет непрерывно возрастать за счет уменьшения $Q_2 = \frac{Q_1}{\epsilon^k - 1}$.

По мере возрастания степени сжатия интенсивность снижения теплотерь Q_2 уменьшается, что и вызывает асимптотический характер кривой $\eta_t = f(\epsilon)$ в области $\epsilon > 12$.

Необходимо заметить, что при увеличении степени сжатия одновременно с повышением экономичности цикла очень интенсивно возрастает максимальное давление p_z . Это следует из того, что

$$p_z = p_c \cdot \frac{T_z}{T_c} = p_a \epsilon^k \frac{T_c + \frac{Q_1}{c_v}}{T_c},$$

или

$$p_z = p_a \left(\epsilon^k + \frac{Q_1}{c_v T_a} \cdot \epsilon \right). \quad (2)$$

При $\frac{Q_1}{c_v T_a} = C = \text{const}$

$$p_z = p_a (\epsilon^k + C \cdot \epsilon).$$

Характер кривой $p_z = f_1(\epsilon)$ показан на рис. 4.

Величина p_z является основной составляющей силовой нагрузки на кривошипно-шатунный механизм. Поэтому увеличение p_z вызывает рост веса конструкции и снижение надежности двигателя.

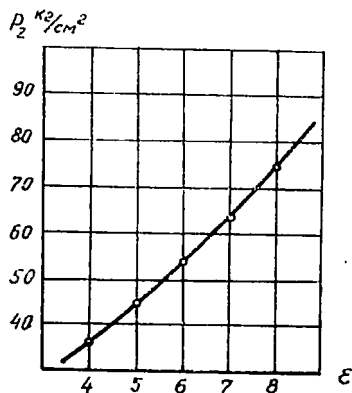


Рис. 4. Зависимость максимального давления цикла от степени сжатия

Сопоставление графиков изменения термического коэффициента полезного действия и максимального давления цикла в зависимости от степени сжатия показывает, что при увеличении степени сжатия ($\epsilon = 10-12$) выигрыш в экономичности уменьшается, а максимальное давление цикла возрастает очень интенсивно, что ограничивает увеличение ϵ независимо от других факторов.

РАБОТА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА

Работа, произведенная рабочим телом в течение одного цикла, характеризуется площадью диаграммы цикла — $aczb$ (см. рис. 1).

Так как

$$L_t = L_{z-b} - L_{c-a} = \frac{Q_1 - Q_2}{A},$$

или

$$L_t = \frac{Q_1}{A} \left(1 - \frac{Q_2}{Q_1} \right), \text{ но } \eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1},$$

поэтому

$$L_t = \frac{Q_1}{A} \cdot \eta_t. \quad (3)$$

Отсюда: работа, произведенная рабочим телом за цикл, зависит как от количества подведенного тепла Q_1 , так и от степени его использования η_t .

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ

С УЧЕТОМ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕПЛОЕМКОСТИ $c_v = f(T)$

Если примем за рабочее тело реальный газ (воздух в смеси с топливом и остаточными газами), теплоемкость которого будет зависеть от химического состава смеси и температуры рабочего тела, а процессы сжатия и расширения будут совершаться адиабатически, но при этом подвод и отвод тепла будут происходить при $V = \text{const}$, то такой цикл несколько приблизится к действительному, хотя будет подчиняться основным законам термодинамического цикла.

$$\text{Показатель адиабаты } k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_v + AR}{c_v} = 1 + \frac{AR}{c_v}.$$

$$\text{Но } c_v = a + bT + cT^2 + \dots$$

Ограничивая c_v первыми двумя членами уравнения и подставляя в формулу, получим

$$k = 1 + \frac{AR}{a + bT}. \quad (4) \quad k$$

Таким образом, при повышении температуры в процессе сжатия величина показателя k , как это показано на рис. 5, будет непрерывно уменьшаться, в результате чего процесс сжатия будет протекать с переменным показателем k и кривая давления $p_{сж} = p_a \cdot \epsilon^k$ будет отличаться по сравнению с первым циклом.

Для расчета процесса сжатия $p_{сж} = f(V)$ и $T_{сж} = f_1(V)$ с достаточной точностью показатель адиабаты k_1 можно принять постоянным, равным средней величине $k_1 = 1,33 \div 1,35$ (см. рис. 5). В этом случае $p_c' < p_c$ и $T_c' < T_c$, так как $k_1 < k$.

Если учесть изменение теплоемкости рабочего тела в процессе подвода тепла, то максимальная температура цикла T_z' уменьшится по сравнению с T_z термодинамического цикла, протекающего при $c_v = \text{const}$.

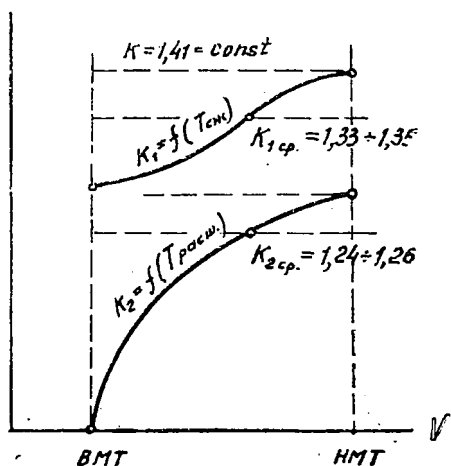


Рис. 5. Изменение показателя адиабаты сжатия (k_1) и расширения (k_2) по ходу поршня при $c_v \neq \text{const}$

Если принять количество рабочего тела, равным одному килограмму, то $T_z' = T_c + \frac{Q_1}{c_v}$, а так как $c_v = a + bT + cT^2 + \dots$, то увеличение температуры по сравнению с атмосферной (T_0) при $Q_1 = \text{const}$ приведет к повышению теплоемкости, что в свою очередь приведет к снижению T_z' .

Величину T_z' можно рассчитать, решив следующее уравнение:

$$Q_1 = \int_{T_c'}^{T_z'} c_v dT = \int_{T_c'}^{T_z'} (a + bT) dT = a(T_z' - T_c') + \frac{b}{2} (T_z'^2 - T_c'^2).$$

Перепишем его в виде квадратного уравнения

$$\frac{b}{2} T_z'^2 + aT_z' - \left(Q_1 + \frac{b}{2} T_c'^2 + aT_c' \right) = 0,$$

откуда

$$T_z' = \sqrt{\left(\frac{a}{b} \right)^2 + \frac{2}{b} \left(Q_1 + \frac{b}{2} T_c'^2 + aT_c' \right)} - \frac{a}{b}. \quad (5)$$

Из предыдущего известно, что $p_c' < p_c$, это в свою очередь приводит к уменьшению максимального давления цикла

$$p_z' = p_c' \frac{T_z'}{T_c'}.$$

Как видно из рис. 5, процесс расширения будет протекать при значительном понижении показателя адиабаты k_2 по сравнению с $k = \text{const}$ для воздуха.

Аналогично процессу сжатия для расчета кривой процесса расширения можно принять средний показатель адиабаты расширения $k_2 = 1,24 \div 1,26$. Давление конца расширения $p_b' = p_z' \frac{1}{\epsilon^{k_2}}$ и температура $T_b' = \frac{T_z'}{\epsilon^{k_2-1}}$.

Исходя из рассмотренного выше, термодинамический цикл с $c_v \neq \text{const}$ будет иметь вид, представленный на рис. 6.

При сохранении количества подведенного тепла $Q_1 = \text{const}$ и увеличении теплоемкости рабочего тела происходит уменьшение перепада давлений цикла $\Delta p = p_{\text{расш}} - p_{\text{сж}}$.

Это можно видеть из следующего:

$$\Delta p_z = p_z - p_c = p_c \left(\frac{p_z}{p_c} - 1 \right) = p_a \epsilon^{k_1} \left(\frac{T_z}{T_c} - 1 \right),$$

но

$$\frac{T_z}{T_c} - 1 = \frac{Q_1}{c_{v1} T_c} = \frac{Q_1}{c_{v1} \cdot T_a \cdot \varepsilon^{k_1-1}}.$$

Подставляя, будем иметь: $\Delta p_z = \frac{p_a}{T_a} \cdot \frac{Q_1}{c_{v1}} \cdot \varepsilon$,

аналогично

$$\Delta p_b = p_b - p_a = \frac{p_a}{T_a} \cdot \frac{Q_2}{c_{v2}}, \quad \text{но} \quad \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{c_{v2} (T_b - T_a)}{c_{v1} (T_z - T_c)},$$

или

$$\frac{Q_2}{c_{v2}} = \frac{Q_1}{c_{v1}} \cdot \frac{T_b - T_a}{T_b \varepsilon^{k_2-1} - T_a \varepsilon^{k_1-1}}.$$

Так как k_1 и k_2 приняты постоянными, можем их заменить неким одним показателем, полученным из аппроксимации, k^1 , при котором

$$T_b \cdot \varepsilon^{k_2-1} - T_a \varepsilon^{k_1-1} = \varepsilon^{k^1-1} (T_b - T_a).$$

В этом случае. $\Delta p_b = \frac{p_a}{T_a} \cdot \frac{Q_1}{c_{v1}} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k^1-1}}.$

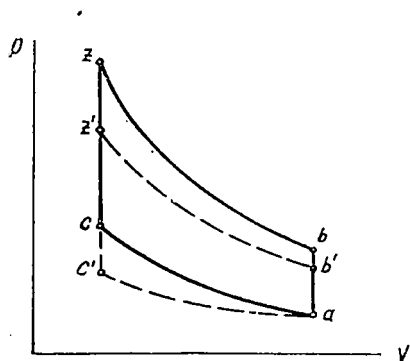


Рис. 6. Цикл двигателя в координатах $p-V$:

$a-b-z-c$ при $c_v = \text{const}$,

$a-b'-z'-c'$ при $c_v \neq \text{const}$

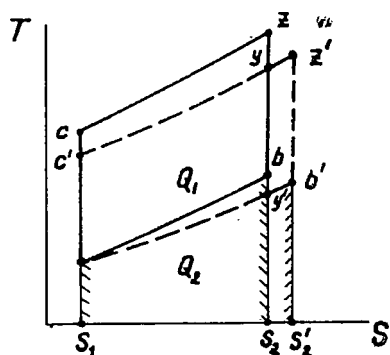


Рис. 7. Сравнение циклов при $c_v = \text{const}$ и $c_v \neq \text{const}$

Отсюда видим, что увеличение теплоемкости c_{v1} при $Q_1 = \text{const}$ приведет к уменьшению Δp_z и Δp_b , а следовательно, и Δp цикла. Это можно объяснить также и тем, что увеличение теплоемкости рабочего тела приводит к возрастанию внут-

ренной энергии, в результате чего снижается тепло, идущее на полезную работу.

$$dQ = c_v dT + A \int p dV.$$

Вследствие того, что площадь термодинамического цикла образована двумя адиабатами (расширения и сжатия) (рис. 7) и соответствует теплу $Q_1 - Q_2$, идущему на полезную работу, понижение Δp цикла приводит к уменьшению полезной работы $AL'_1 = Q_1 - Q_2$ и снижению экономичности цикла $\eta'_1 = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$ по сравнению с η_1 — термодинамического цикла с $c_v = \text{const}$.

Как уже известно, величина η'_1 может быть представлена в следующем виде:

$$\eta'_1 = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{c_{v2}}{c_{v1}} \frac{T_b - T_a}{T_b \epsilon^{k_2-1} - T_a \epsilon^{k_1-1}}$$

или, принимая известное условие, можно написать

$$\eta'_1 = 1 - \frac{c_{v2}}{c_{v1}} \cdot \frac{1}{\epsilon^{k'-1}}. \quad (6)$$

Отсюда видим, что к. п. д. цикла с $c_v \neq \text{const}$ зависит не только от степени сжатия ϵ , степени расширения рабочего тела, но также и от отношения теплоемкостей, на которое оказывает влияние температура цикла.

Кроме этого, η'_1 зависит и от величины показателя k' , зависящего также от некоторой средней теплоемкости газа за цикл. В этом случае количество подведенного тепла Q_1 будет оказывать влияние на величину η'_1 .

ВЛИЯНИЕ Q_1 — КОЛИЧЕСТВА ПОДВЕДЕННОГО ТЕПЛА — НА К. П. Д. ЦИКЛА

Как известно, при $c_v = \text{const}$ количество подведенного тепла $Q_1 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$ на к. п. д. цикла η_1 не оказывает влияния.

Если учитывать изменение теплоемкости $c_v = f(T)$, то увеличение Q_1 окажет существенное влияние на перепад температур цикла и в то же время на повышение теплоемкости рабочего тела, участвующего в процессах подвода и отвода тепла и в расширении. Увеличение c_v снизит относительное возрастание максимальной температуры цикла T_z и температуры процесса

расширения, а следовательно, и перепад давлений цикла, что приведёт к снижению экономичности.

Это можно представить, рассматривая уравнение первого закона термодинамики

$$Q_1 = c_v \Delta T + A \int_1^2 p dV \text{ и } Q_1' = Q_1 + \Delta Q = c_v' \cdot \Delta T + A \int_1^2 p dV.$$

Увеличение Q_1 на ΔQ вызовет возрастание внутренней энергии рабочего тела $c_v' \Delta T$, таким образом, только часть из приращения тепла ΔQ пойдет на полезную работу $A \int_1^2 p dV$, что и объясняет также уменьшение экономичности цикла. Физическая картина этого явления подтверждается и аналитической зависимостью (6). При возрастании Q_1 увеличивается отношение $\frac{c_{v2}}{c_{v1}}$

и уменьшается k' , в результате чего η_t' уменьшается.

Зависимость $\eta_t = f(Q_1)$ представлена на рис. 8.

В реальных условиях величина Q_1 зависит от концентрации топлива в рабочей смеси, которая оценивается коэффициентом избытка воздуха α . Между Q_1 и α существует обратная зависимость.

$$\text{Действительно, } \alpha = \frac{G_B}{G_T L_0} \text{ и } Q_1 = G_T H_u,$$

где L_0 — количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания 1 кг топлива;
 H_u — низшая теплотворность топлива (ккал/кг);
 G_B и G_T — расходы воздуха и топлива (кг/час).

$$\text{Таким образом, } Q_1 = \frac{G_B}{\alpha L_0} \cdot H_u. \quad (7)$$

Для данного цикла $H_u, L_0, G_B = \text{const}$ в этом случае будем иметь $Q_1 = \frac{\text{const}}{\alpha}$, тогда зависимость $\eta_t = f(\alpha)$ изобразится кривой, представленной на рис. 9.

В реальных условиях состав смеси является одним из основных параметров регулирования двигателей внутреннего сгора-

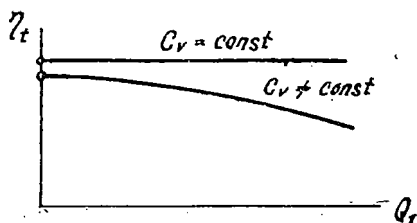


Рис. 8. Зависимость термического к. п. д. от количества подведенного тепла

ния, поэтому необходимо четко представлять, что при обеднении смеси (увеличение α) экономичность термодинамического цикла увеличивается.

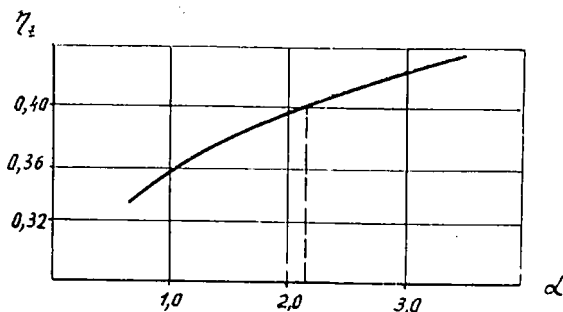


Рис. 9. Изменение термического к. п. д. в зависимости от состава смеси

Работа цикла с учетом изменения теплоемкости $c_v \neq \text{const}$ зависит также от количества подведенного тепла Q_1 и величины к. п. д. η_t' $L_t' = \frac{Q_1}{A} \cdot \eta_t'$; при $Q_1 = \text{const}$ $L_t' < L_t$ за счет уменьшения η_t' по сравнению с η_t цикла с $c_v = \text{const}$.

ИДЕАЛЬНЫЙ ЦИКЛ

С УЧЕТОМ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕПЛОЕМКОСТИ И ДИССОЦИАЦИИ

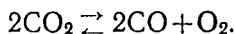
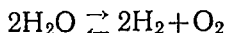
При сгорании в цилиндре двигателя углеводородных топлив образуются продукты сгорания:

водяные пары H_2O ,
углекислый газ CO_2 ,
свободный азот N_2 .

Вместе с тем при избытке кислорода в продуктах сгорания остается свободный кислород O_2 , а при недостатке кислорода — продукты неполного сгорания — окись углерода CO .

При горении топлива в цилиндре двигателя температура достигает $2500\text{--}2900^\circ$ абс., в результате чего происходит распад продуктов сгорания на составляющие элементы. Этот процесс называют диссоциацией.

Диссоциации главным образом подвержены:



Распад продуктов сгорания протекает с поглощением тепла. Диссоциация продуктов сгорания приводит к падению температуры T_z и давления p_z . Это вызывает уменьшение перепада давлений цикла, в результате чего снижается термический коэффициент полезного действия,

Необходимо заметить, что в процессе расширения происходит частичная ассоциация (соединение) продуктов диссоциации с выделением тепла, но она не компенсирует потерь диссоциации, к тому же степень расширения рабочего тела после подвода тепла будет уменьшена.

Эти процессы и потери энергии можно наглядно представить в диаграммах pV и TS цикла (рис. 10, 11) при $Q_1 = \text{const}$.

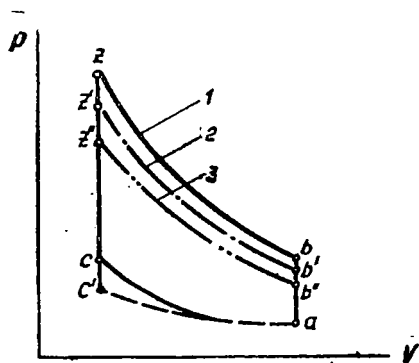


Рис. 10. Сопоставление циклов двигателя в координатах $p-V$:

1 — цикл при $C_v = \text{const}$; 2 — цикл с учетом изменения теплоемкости; 3 — цикл с учетом изменения теплоемкости и диссоциации

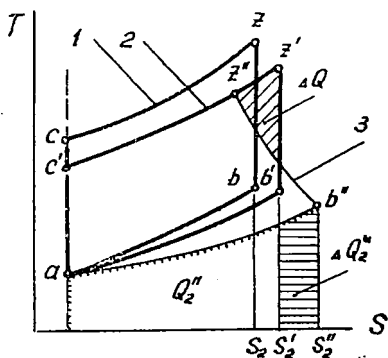


Рис. 11. Сопоставление циклов двигателя в координатах $T-S$:

1 — цикл при $C_v = \text{const}$; 2 — цикл с учетом изменения теплоемкости; 3 — цикл с учетом изменения теплоемкости и диссоциации

При учете диссоциации максимальная температура цикла T_z'' снизится так, что $T_z'' < T_z' < T_z$. Если предположить, что все тепло, затраченное на диссоциацию, в процессе расширения ($z''-b''$) в результате ассоциации возвратится циклу так, что количество подведенного тепла Q_1 останется без изменения, экономичность цикла все равно уменьшится.

Это объясняется уменьшением степени расширения рабочего тела, что наглядно просматривается в диаграмме $T-S$ (см. рис. 11).

При учете диссоциации процесс расширения начинается с точки z'' и протекает по политропе с подводом тепла до точки b'' . В результате этого часть полезного тепла ΔQ (заштрихованный треугольник) добавилась к отведенному теплу $\Delta Q_2''$,

что и привело к увеличению $Q_2'' > Q_2'$ и снижению полезной работы $AL_t = Q_1 - Q_2''$.

Используя экспериментальные данные, можно по аналогии с предыдущим определить термический к. п. д. цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon_{0,258}}. \quad (8)$$

Здесь мы пренебрегаем конкретным значением количества тепла, которое затрачено на диссоциацию в каждом отдельном случае, а также влиянием изменения количества подведенного тепла Q_1 .

II. РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

Существующие двигатели можно разделить на две группы, принципиально отличающиеся по организации рабочего процесса:

- а) двигатели с искровым воспламенением смеси,
- б) двигатели с самовоспламенением смеси.

Оба эти процесса могут быть организованы при работе двигателя по четырехтактному или двухтактному циклу.

Имея в виду, что четырехтактный цикл нашел наибольшее распространение в практике двигателестроения, рассмотрим его наиболее подробно.

ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ ЦИКЛ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

В отличие от идеального цикла действительный цикл:

1. Необратим и незамкнут, так как при сгорании состав рабочего тела изменяется, а по завершении цикла рабочее тело обновляется.

2. Совершается рабочим телом, изменяющим свои физико-химические качества в зависимости от процесса. Так, в конце сжатия, перед воспламенением, рабочим телом является смесь, состоящая из воздуха, топлива и остаточных газов (продукты сгорания от предыдущего цикла), при расширении — продукты сгорания и остаточные газы. Состав продуктов сгорания также изменяется вследствие диссоциации, интенсивно протекающей при высоких температурах рабочего тела.

3. Протекает при непрерывном теплообмене с охлаждающей средой. При сгорании, расширении и выпуске отработавших газов часть тепла от рабочего тела отводится в охлаждающую среду.

дающую среду; в процессе наполнения и в начале сжатия из охлаждающей среды тепло подводится к рабочему телу. Поэтому процессы сжатия и расширения протекают политропически с переменным показателем политропы n .

4. Сопровождается подводом и отводом тепла во времени, т. е. при изменяющемся объеме цилиндра. Вследствие конечной величины скорости сгорания и частично диссоциации продуктов сгорания выделение тепла происходит не мгновенно в верхней мертвой точке (в.м.т.), а частично в конце процесса сжатия и в начале процесса расширения. Протяженность процесса выделения тепла по углу поворота коленчатого вала, теплоотдача в стенки определяют характер процесса расширения и в значительной степени — эффективность цикла.

Несмотря на столь существенное отличие действительного цикла от идеального, основные принципы, характеризующие идеальный цикл, справедливы и для действительного:

1. Сохраняется структура основных термодинамических зависимостей идеального цикла.

2. Коэффициент полезного действия действительного цикла тоже определяется в основном степенью сжатия (расширения) и свойствами рабочего тела.

На основании изложенного при изучении действительного цикла двигателя внутреннего сгорания воспользуемся методи-

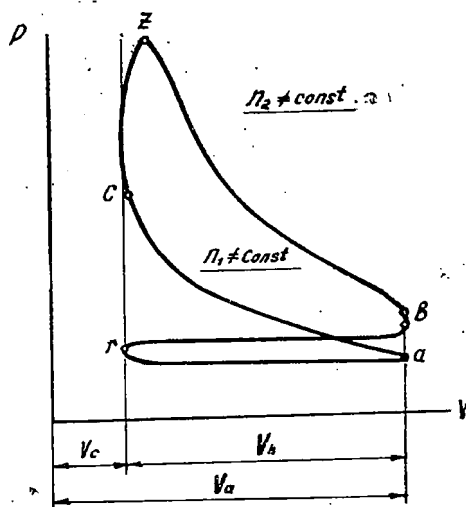


Рис. 12. Индикаторная диаграмма двигателя в координатах $p - V$

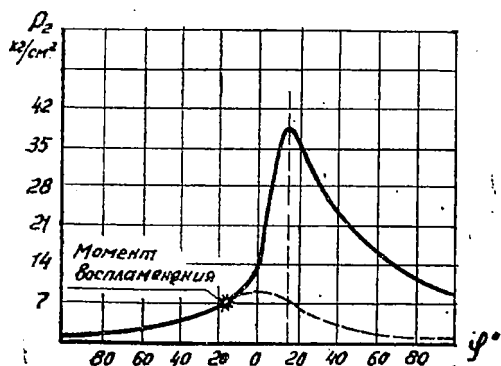


Рис. 13. Индикаторная диаграмма двигателя в координатах $p - \varphi$

кой и результатами исследования идеальных термодинамических циклов.

Изображение всех процессов, происходящих в цилиндре двигателя за полный период его работы в координатах $p—V$ или $p—\phi$, называется индикаторной диаграммой (рис. 12 и 13).

Процессы сжатия, сгорания, расширения образуют действительный цикл, в котором происходит преобразование химической энергии топлива в механическую работу движения поршня, передаваемую на вал.

Процессы впуска и выпуска являются вспомогательными процессами, от которых зависит наполненность цилиндра свежей смесью и очистка цилиндра от продуктов сгорания.

При выполнении этих процессов цилиндр и поршень работают как насос, всасывая и выталкивая смесь, поэтому их называют насосными ходами.

Рассмотрим последовательно все процессы, протекающие в цилиндре двигателя.

ПРОЦЕСС НАПОЛНЕНИЯ

Получение возможно большей мощности с единицы рабочего объема цилиндра V_h при постоянных оборотах коленчатого вала $n = \text{const}$ в большой степени зависит от наполнения этого объема свежей смесью.

Наполнение цилиндра смесью или чистым воздухом может происходить, как это показано на рис. 14, из атмосферы под воздействием атмосферного давления с перепадом $\Delta p = p_0 - p_a$, где $\Delta p > 0$ или принудительно, под давлением $p_k > p_0$, создаваемым специальным компрессором наддува (нагнетателем, рис. 15).

Максимальное количество смеси, которой может быть заполнен рабочий объем цилиндра, равно

$$G_{\text{см}} = V_h \cdot \gamma_{\text{см}}$$

где $\gamma_{\text{см}}$ — удельный вес смеси при условиях окружающей среды (с наддувом p_k и T_k , без наддува p_0 и T_0).

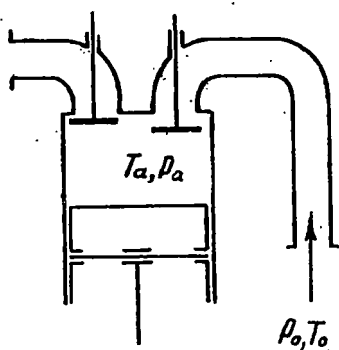


Рис. 14. Схема процесса наполнения цилиндра двигателя без наддува

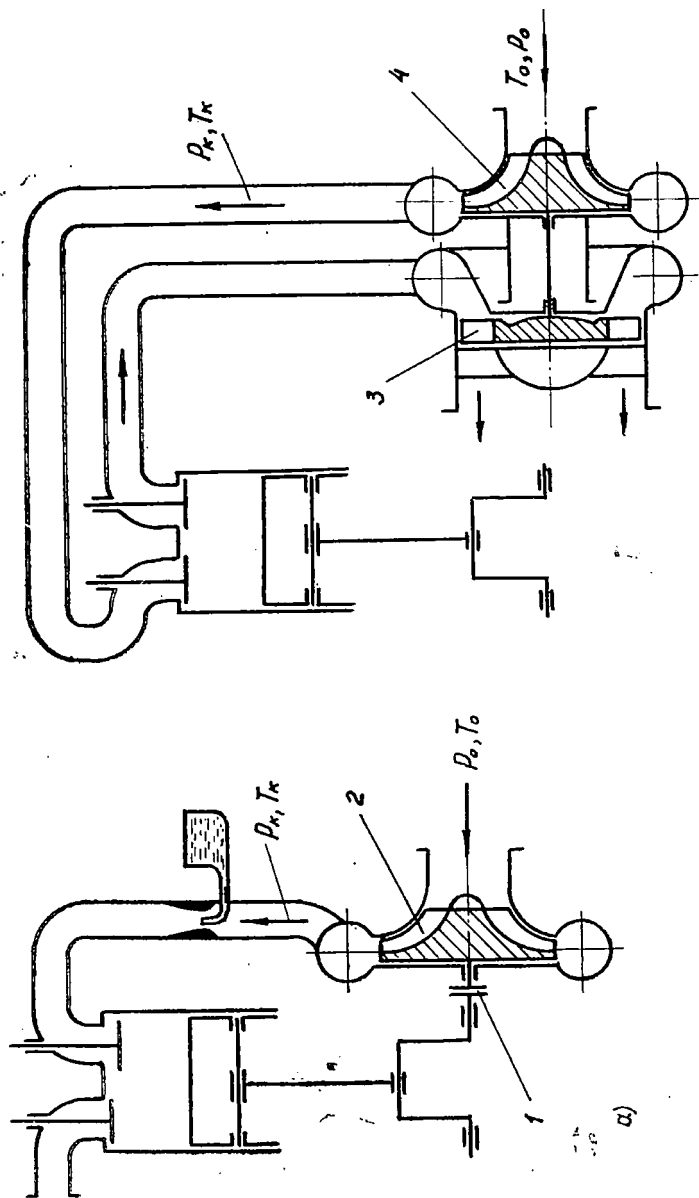


Рис. 15. Схема процесса наполнения цилиндра двигателя с приводным нагнетателем (а) и турбонадду-
вом (б):

1 — привод нагнетателя, 2 — нагнетатель, 3 — газовая турбина, 4 — компрессор

В действительности, весовой заряд свежей смеси, поступившей в цилиндр, меньше теоретически возможного, так как:

1) процесс наполнения сопровождается гидравлическими потерями движущейся смеси в системе карбюратор — трубопроводы — клапаны;

2) при наполнении смесь подогревается от соприкосновения со стенками цилиндра, днищем поршня, клапанами и от смешения с остаточными газами, поэтому $p_a < p_k, p_a < p_0, T_a > T_k, T_a > T_0$, что является причиной уменьшения плотности заряда $\gamma_a < \gamma_{см}$;

3) фазы газораспределения не изменяются с изменением режима работы двигателя.

С целью использования динамического напора движущейся смеси и получения лучшей очистки цилиндра от продуктов сгорания осуществляют перекрытие клапанов, составляющее от 20 до 80° по углу поворота кривошипа. Таким образом, наполнение начинается в процессе выпуска за 10—30° до верхней мертвой точки (в. м. т.) и кончается через 40—60° после нижней мертвой точки (н. м. т.).

Степень наполнения цилиндра характеризуется коэффициентом наполнения η_v .

Коэффициентом наполнения называется отношение количества смеси или воздуха, поступившего в цилиндр, к количеству смеси или воздуха, которое могло бы заполнить рабочий объем цилиндра при давлении и температуре окружающей среды (p_k, T_k — с наддувом, p_0, T_0 — без наддува).

Если в цилиндр поступает смесь воздуха с топливом, то η_v' по смеси запишем

$$\eta_v' = \frac{G_{см}}{V_h \cdot \gamma_{см}}. \quad (9)$$

Ввиду того, что при эксперименте, как правило, замеряют весовое количество воздуха, а не смеси, и по нему определяют коэффициент наполнения, запишем зависимость η_v по воздуху

$$\eta_v = \frac{G_B}{V_h \cdot \gamma_B}. \quad (10)$$

Установим между η_v' и η_v аналитическую связь

$$\frac{\eta_v'}{\eta_v} = \frac{G_{см}}{G_B} \cdot \frac{\gamma_B}{\gamma_{см}}.$$

Для 1 кг топлива

$$G_{\text{см}} = \alpha L_0 + 1;$$

$$G_B = \alpha L_0,$$

где L_0 — количество воздуха в кг, теоретически необходимое для сжигания 1 кг топлива.

В то же время

$$\gamma = \frac{G}{V} = \frac{M \mu}{V},$$

где M — число молей;

μ — молекулярный вес.

Для газов $\frac{V}{M} = \text{const}$ — число Авогадро, равное $22,4 \text{ м}^3/\text{моль}$ при 0°C и 760 мм рт. ст.

Допуская, что смесь воздуха с испаренным топливом имеет незначительное отличие от газа, будем иметь

$$\frac{\gamma_B}{\gamma_{\text{см}}} = \frac{\mu_B}{\mu_{\text{см}}}, \text{ но } \mu_{\text{см}} = \frac{\alpha L_0 + 1}{\frac{1}{\mu_T} + \frac{\alpha L_0}{\mu_B}},$$

тогда

$$\frac{\eta_v'}{\eta_v} = \frac{1 + \alpha L_0}{\alpha L_0} \cdot \frac{\mu_B \left(\frac{1}{\mu_T} + \frac{\alpha L_0}{\mu_B} \right)}{1 + \alpha L_0} = \frac{\mu_B}{\mu_T \alpha L_0} + 1.$$

Величина $\frac{\mu_B}{\mu_T L_0} = K$ зависит лишь от рода топлива.

Тогда

$$\frac{\eta_v'}{\eta_v} = 1 + \frac{K}{\alpha}. \quad (11)$$

Таблица 1

Величина K для различных топлив

Топливо	Бензин	Бензол	Этиловый спирт
К	0,018	0,028	0,07

Принимая во внимание данные табл. 1, можем установить различие в η_v по воздуху и по смеси.

Для бензиновых двигателей с искровым воспламенением
 при $\alpha=0,7$ $\frac{\eta_v'}{\eta_v} = 1,026$, при $\alpha=1,0$ $\frac{\eta_v'}{\eta_v} = 1,018$.

Таким образом, при оценке коэффициента наполнения по воздуху максимальная погрешность не превысит 2,6%, чем можно пренебречь.

ВЫВОД ФОРМУЛЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА НАПОЛНЕНИЯ ПО М. М. МАСЛЕННИКОВУ

Примем обозначения и условимся о некоторых допущениях.

1. Перед наполнением, когда поршень находится в в. м. т. (точка «г»), цилиндр заполнен некоторым количеством свежей смеси и продуктами сгорания от предыдущего цикла. Остаточные газы обладают внутренней энергией U_r .

2. За ход наполнения в цилиндр поступило G_1 кг воздуха, который обладает внутренней энергией U_B .

3. За процесс наполнения поступило G кг воздуха

$$\frac{G}{G_1} = \lambda — \text{коэффициент дозарядки.}$$

4. В процессе наполнения свежая смесь нагревается от стенок цилиндра, днища поршня, остаточных газов на ΔT за счет подведенного ΔQ тепла.

5. На входе в цилиндр воздух совершил работу, равную работе подачи

$$L_n = V p_k,$$

где

V — объем воздуха, поступившего за ход наполнения;

p_k — давление воздуха на входе кг/м².

В то же время

$$V = \frac{G_1}{\gamma} = \frac{G}{\lambda \gamma}, \text{ но } G = V_h \gamma_k \eta_v,$$

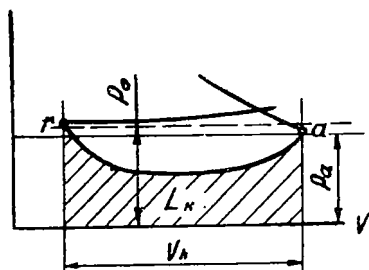


Рис. 16. Индикаторная диаграмма процесса впуска двигателя без наддува

тогда

$$L_n = \frac{V_h \gamma_k p_k \eta_v}{\lambda \gamma_k}, \quad L_n = \frac{V_h p_k \eta_v}{\lambda}. \quad (12)$$

6. За ход наполнения воздух совершает работу наполнения (рис. 16).

$$L_H = P_a V_h \mu, \quad (13)$$

где μ — коэффициент полноты диаграммы процесса наполнения.

7. При рассмотрении энергетического баланса процесса наполнения пренебрегаем изменением кинетической энергии воздуха на входе и в цилиндре, считая $\frac{m_1 c^2}{2} = \frac{m_a c_a^2}{2}$, а также пренебрегаем кинетической и внутренней энергией топлива как малыми.

8. Энергетический баланс будем рассматривать только за ход наполнения.

Представим схематически изменение всех видов энергии рабочего тела при наполнении (рис. 17).

После этого составим уравнение энергетического баланса относительно конца хода наполнения

$$U_B + U_r + \Delta Q + AL_H = U_a + AL_H. \quad (14)$$

Это исходное уравнение преобразуем, подставив значение каждой величины, выраженное через исходные параметры

$$U_B = c_v G_1 T_k = c_v \frac{G}{\lambda} T_k, \quad U_r = c_{vr} G_r T_r.$$

$$\Delta Q = c_p G_1 \Delta T = c_p \frac{G}{\lambda} \Delta T, \quad U_a = c_{va} G_a T_a.$$

Подставим в исходное уравнение

$$\frac{1}{\lambda} c_v G T_k + c_{vr} G_r T_r + \frac{1}{\lambda} c_p G \Delta T + \frac{1}{\lambda} A p_k V_h \eta_v = c_{va} G_a T_a + A p_a V_h \mu.$$

Известно, что

$$G T_k = \frac{p_k V_h \eta_v}{R}; \quad G_r T_r = \frac{p_r V_r}{R_r}; \quad G = \frac{p_k V_h \eta_v}{T_k R}; \quad G_a T_a = \frac{p_a V_a}{R_a},$$

заменяя в уравнении соответствующие величины, будем иметь

$$\begin{aligned} \frac{c_v}{R} p_k V_h \frac{\eta_v}{\lambda} + \frac{c_{vr}}{R_r} p_r V_r + \frac{c_p}{R} p_k V_h \frac{\eta_v}{\lambda} \cdot \frac{\Delta T}{T_k} + A p_k V_h \frac{\eta_v}{\lambda} = \\ = \frac{c_{va}}{R_a} p_a V_a + A p_a V_h \mu. \end{aligned}$$

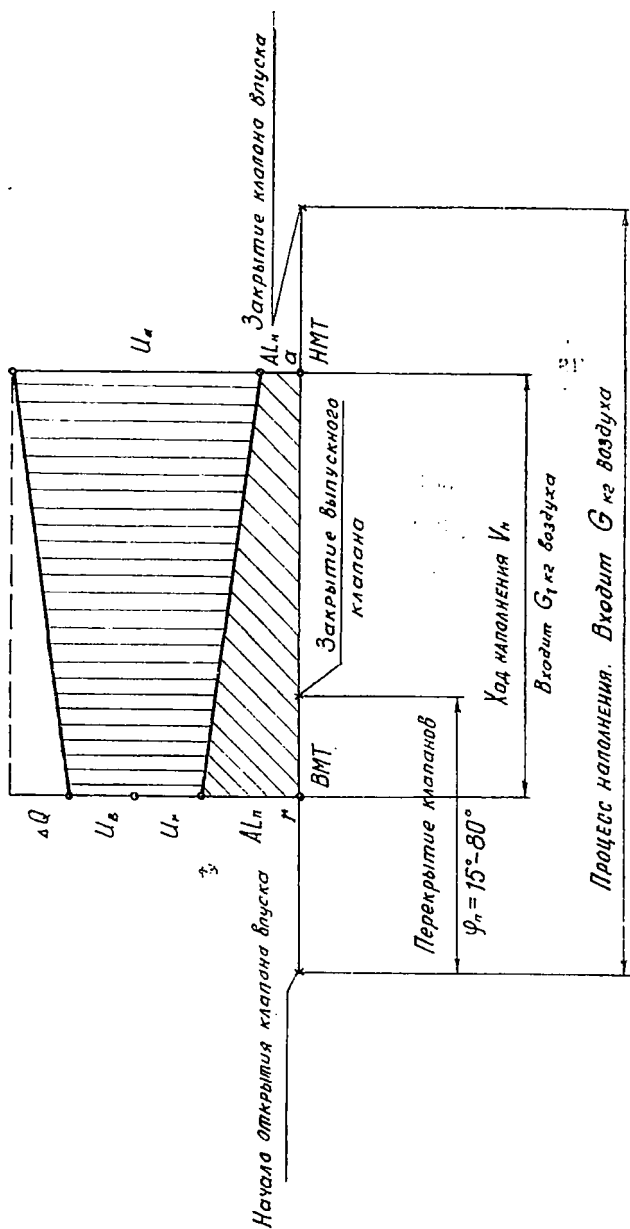


Рис. 17. Схема энергетического баланса рабочего тела в процессе наполнения

Преобразуем левую часть уравнения

$$p_k V_h \frac{\eta_v}{\lambda} \left(\frac{c_v}{R} + A \right) + \frac{c_p}{R} p_k V_h \frac{\eta_v}{\lambda} \frac{\Delta T}{T_k} + \frac{c_{vr}}{R_r} p_r V_r.$$

Имея в виду, что $\frac{c_v}{R} + A = \frac{c_p}{R}$, запишем

$$\frac{c_p}{R} p_k V_h \frac{\eta_v}{\lambda} \frac{T_k + \Delta T}{T_k} + \frac{c_{vr}}{R_r} p_r V_r.$$

Обозначим

$$\delta = \frac{T_k + \Delta T}{T_k}.$$

Сделаем искусственную подстановку к левой и правой частям уравнения $Ap_r V_r$, а к левой — дополнительно $Ap_a V_a - Ap_a V_h - Ap_a V_c$. В этом случае левая часть уравнения после преобразования примет вид

$$\frac{c_p}{R} p_k V_h \eta_v \frac{\delta}{\lambda} + \frac{c_{pr}}{R} p_r V_r,$$

правая часть

$$\begin{aligned} \frac{c_{va}}{R_a} p_a V_a + Ap_a V_h \mu + Ap_r V_r + Ap_a V_a - Ap_a V_h - Ap_a V_c = \\ = \frac{c_{pa}}{R_a} p_a V_a + Ap_a V_h (\mu - 1) + AV_c (p_r - p_a). \end{aligned}$$

С некоторым приближением можно считать

$$\frac{c_p}{R} \simeq \frac{c_{pr}}{R_r} \simeq \frac{c_{pa}}{R_a},$$

учитывая это, уравнение можно представить

$$\frac{\delta}{\lambda} p_k V_h \eta_v + p_r V_r = p_a V_a + \frac{AR}{c_p} [p_a V_h (\mu - 1) + V_c (p_r - p_a)],$$

но

$$\frac{AR}{c_p} = \frac{k-1}{k}.$$

Решая уравнение относительно η_v , получим

$$\begin{aligned} \eta_v = \frac{\lambda}{\delta} \left\{ \frac{p_a V_a}{p_k V_h} - \frac{p_r V_r}{p_k V_h} + \frac{k-1}{k} \left[\frac{p_a}{p_k} (\mu - 1) + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{V_c}{V_h} \left(\frac{p_r}{p_k} - \frac{p_a}{p_k} \right) \right] \right\}. \end{aligned}$$

Имея в виду, что $\frac{V_a}{V_h} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1}$, $\frac{V_r}{V_h} = \frac{V_c}{V_h} = \frac{1}{\varepsilon-1}$ и, вынося за скобки $\frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{1}{k(\varepsilon-1)}$, получим

$$\eta_v = \frac{\lambda}{\delta} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{1}{k(\varepsilon-1)} \left\{ k\varepsilon - k \frac{p_r}{p_a} + (k-1) \left[(\varepsilon-1)(\mu-1) + \left(\frac{p_r}{p_a} - 1 \right) \right] \right\}.$$

Преобразуем и упростим выражение в скобках

$$\begin{aligned} k\varepsilon - k \frac{p_r}{p_a} + (k-1)(\varepsilon-1)(\mu-1) + k \frac{p_r}{p_a} - \frac{p_r}{p_a} - (k-1) &= \\ = \varepsilon[\mu(k-1) + 1] - \mu(k-1) - \frac{p_r}{p_a}, \end{aligned}$$

обозначим $B = \mu(k-1)$, тогда

$$\left\{ \varepsilon(B+1) - B - \frac{p_r}{p_a} \right\}.$$

Подставляя полученное выражение в первоначальное уравнение, окончательно будем иметь

$$\eta_v = \frac{\lambda}{\delta} \cdot \frac{1}{k(\varepsilon-1)} \cdot \frac{p_a}{p_k} \left[\varepsilon(B+1) - B - \frac{p_r}{p_a} \right]. \quad (15)$$

С целью анализа влияния различных факторов на коэффициент наполнения и для выполнения расчетов первого приближения можно взять средние значения величин формулы η_v на основании многочисленных экспериментальных данных.

$$\frac{p_a}{p_k} = 0,82-0,95; \mu = 0,7-0,8; \delta = 1,05-1,12$$

$$\lambda = 1,03-1,1; \frac{p_r}{p_a} = 1,15 \frac{p_p}{p_k}.$$

Тогда (15) можно записать.

$$\eta_v = \frac{\lambda}{\delta} \cdot \frac{1}{k(\varepsilon-1)} \cdot \frac{p_a}{p_k} \left(1,32\varepsilon - 0,32 - 1,15 \frac{p_p}{p_k} \right),$$

или

$$\eta_v = \frac{0,815}{\varepsilon-1} \cdot \frac{\lambda}{\delta} \cdot \frac{p_a}{p_k} \left(1,15\varepsilon - 0,28 - \frac{p_p}{p_k} \right). \quad (16)$$

В расчетах двигателей бывает иногда удобно воспользоваться более простой формулой коэффициента наполнения, приведенной в книге «Двигатели внутреннего сгорания» ч. I, коллектива авторов под редакцией профессора А. С. Орлина (Машгиз, 1957).

$$\eta_v = \lambda \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_k} \frac{T_k}{\delta T_k + \psi \gamma T_r},$$

где ψ — отношение теплоемкостей продуктов сгорания и свежего заряда;

γ — коэффициент остаточных газов, представляющий отношение числа молей остаточных газов к числу молей свежего заряда;

T_r — температура остаточных газов в начале хода наполнения в град. К.

ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА КОЭФФИЦИЕНТ НАПОЛНЕНИЯ

Влияние степени подогрева смеси

Степень подогрева смеси в процессе наполнения оценивается коэффициентом $\delta = \frac{T_k + \Delta T}{T_k}$; при наполнении из атмосферы $T_k = T_0$.

Температура отдельных наиболее нагретых деталей в цилиндре двигателя показана в табл. 2 (в град. С).

Таблица 2

Температура деталей в цилиндре двигателя

Детали двигателя	Без наддува		С наддувом
	карбюраторные двигатели	дизели	дизели
Выпускной клапан	700—750	650—700	
Впускной клапан	200	150	200
Поршни:			
алюминиевый	200—280		
чугунный	300—450	350—450	260—340

Подогрев свежей смеси ΔT от стенок цилиндра, поршня, клапанов и остаточных газов приводит к увеличению температуры смеси в конце процесса наполнения.

Величина подогрева ΔT достигает при алюминиевых поршнях 15—25°, при чугунных — 25—40°. При наддуве величина ΔT может уменьшиться вследствие увеличенного количества воздуха с более высокой температурой, поступающего в цилиндр, и увеличения угла перекрытия клапанов и лучшей продувки. При наддуве величина $\Delta T = 5 \div 20^\circ$.

В результате подогрева $T_a = T_k + \Delta T$ при $\Delta T > 0$ всегда выше первоначальной температуры T_k , а это приводит к уменьшению плотности заряда (смеси в цилиндре в конце наполнения), так как

$$\gamma_a = \gamma_k \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a}.$$

При этом, чем выше T_a , тем ниже γ_a , тем меньше весовой заряд смеси, вошедшей в цилиндр, тем ниже коэффициент наполнения η_v . При расчете двигателя с некоторым приближением можно принимать $\delta = 1,05—1,12$. Естественно, что для увеличения энергозаряда в цилиндре, т. е. для повышения мощности двигателя, желательно снижение всеми возможными средствами степени подогрева смеси при наполнении.

Влияние коэффициента избытка воздуха

Коэффициент избытка воздуха характеризует концентрацию топлива в энергозаряде. Топливо, испаряясь в цилиндре, охлаждающе действует на стенки, поршень и клапаны. Поэтому, чем больше топлива в энергозаряде, т. е. чем богаче смесь ($\alpha < 1,0$), тем больше охлаждающий эффект, тем плотность энергозаряда будет выше и η_v повысится.

Но самое главное, состав смеси оказывает существенное влияние на температуру цикла. При изменении состава смеси от $\alpha = 0,6$ до $\alpha = 1,0$ температура цикла вследствие увеличения полноты сгорания будет возрастать, это вызовет увеличение температуры внутренней полости цилиндра, что приведет к снижению плотности энергозаряда и соответственно коэффициента наполнения.

Если скорость сгорания останется неизменной при дальнейшем увеличении $\alpha > 1,0$, температура цикла снизится и η_v возрастет.

На графике (рис. 18) изображено изменение $\eta_v = f(\alpha)$.

При обеднении смеси от 0,6 до 1,0 η_v уменьшается на 1—2%. Это область бензиновых двигателей. При обеднении смеси при $\alpha = 1,2—2,0$ η_v увеличивается на 2—3%. Это область работы дизелей.

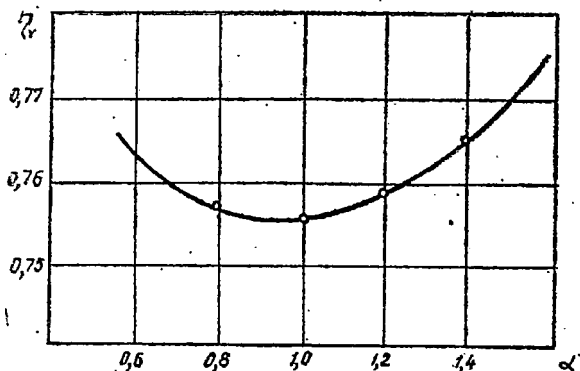


Рис. 18. Зависимость коэффициента наполнения от состава смеси

Влияние числа оборотов на η_v при полном открытии дросселя

Гидравлический расчет всей системы наполнения (карбюратор, каналы, проходное сечение в горловинах клапанов, фазы газораспределения, которыми определяется «время-сечение» клапанов) производится по одному расчетному (номинальному) режиму работы двигателя. Переход двигателя на другое число оборотов вызывает изменение скоростного режима движения заряда в системе наполнения, в результате чего изменяются величина гидравлических потерь и скорость втекания смеси или воздуха в цилиндр. Это приводит к изменению коэффициента наполнения в зависимости от оборотов.

Рассмотрим протекание процесса заполнения цилиндра свежей смесью при изменении числа оборотов двигателя:

1. Если бы при увеличении числа оборотов любые потери в системе наполнения отсутствовали, то $\eta_v = f(n)$ оставался бы постоянным, как это показано на рис. 19.

2. Если фазы газораспределения не будут оказывать влияние на режим наполнения, то при увеличении числа оборотов скорость протекания смеси или воздуха в каналах системы наполнения и в цилиндре будет возрастать, что повлечет увеличение гидравлических потерь и уменьшение давления p_a в цилиндре. Если допустить, что поток воздуха, втекающего через клапан в цилиндр, установившийся, то уравнение Бернулли можно преобразовать и представить в следующем виде:

$$p_a = p_k - (1 + \xi_k) \frac{c^2}{2g} \cdot \gamma_k,$$

где c — средняя за процесс наполнения скорость в щели клапана;

ξ_k — общий коэффициент потерь.

Этим выражением можно воспользоваться для качественной оценки процесса наполнения, что и показывается на рис. 19.

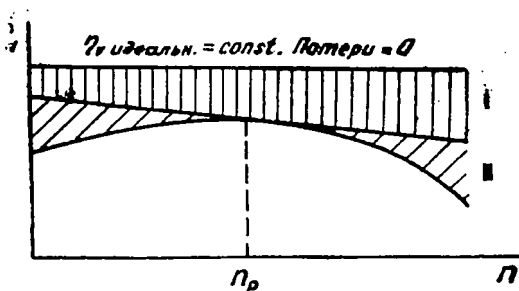


Рис. 19. Изменение коэффициента наполнения от числа оборотов с учетом потерь:

I — гидросопротивление системы $p_a = p_k - \frac{c^2}{2g} (1 + \xi_k) \gamma_k$;

II — потери из-за постоянных фаз газораспределения

3. Проходное сечение клапанного отверстия с учетом скорости открытия клапана рассчитывается на номинальном режиме. На этом режиме достигается наилучшее наполнение цилиндра. При изменении скоростного режима работы двигателя наполнение ухудшается. Этот процесс можно наглядно увидеть на индикаторной диаграмме (рис. 20).

Рассмотрим более подробно протекание процесса наполнения применительно к приведенным трем числам оборотов:

1. Как видно из рис. 21, смесь или воздух по впускному каналу движется с определенной скоростью c . При увеличении числа оборотов скорость воздуха в каналах будет возрастать, так как увеличивается перепад давления $\Delta p = p_k - p_a$. при уменьшении числа оборотов скорость воздуха соответственно снижается.

При входе воздуха в цилиндр происходит торможение потока и в какой-то момент скорость воздуха на входе в цилиндр практически снижается до нуля.

В случае $c_a = 0$ происходит полное торможение струи, в результате чего давление воздуха на входе в цилиндр увеличи-

$$\frac{k}{k-1} RT \left(\frac{T_a}{T} - 1 \right) = \frac{c^2 - c_a^2}{2g}, \text{ но } \frac{T_a}{T} = \left(\frac{p_a}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Подставляя и преобразуя, получим:

$$p_a = p \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot \frac{c^2 - c_a^2}{kgRT} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

В процессе наполнения величины p , c и c_a переменны, но при полном торможении $c_a = 0$, тогда $p_a = p_a^*$ — давление торможения.

Величина $kgRT = a_{кр}^2$ — критическая скорость и отношение

$$\frac{c^2}{a_{кр}^2} = M^2.$$

Величина $p = p_k - \Delta p$ зависит от потерь давления Δp в каналах системы вклада.

Определить значение Δp сложно, так как оно зависит не только от числа оборотов n_1 и конструкции трубопроводов, но и от переменного по времени (по углу поворота коленчатого вала) скоростного режима воздуха, существующего в системе впуска.

Для качественного анализа наполнения принимаем $\Delta p = f(\varphi) = \text{const}$. Тогда $p_a^* = p(1 + 0,2 M^2)^{3,5}$.

Наличие скоростного напора позволяет вести дозарядку цилиндра в процессе сжатия до тех пор, пока давление в цилиндре не сравняется с давлением торможения p_a^* на входе в цилиндр.

2. На расчетном режиме момент закрытия впускного клапана должен совпадать с $c = 0$, т. е. с наступившим равновесием статического давления в цилиндре, с давлением торможения p_a^* в канале клапана. Это будет соответствовать максимальному наполнению цилиндра.

3. При оборотах $n_1 > n_{\text{расчетн}}$ статическое давление в цилиндре падает, но увеличивается скоростной напор. В результате полное давление в канале клапана увеличивается, и дозарядка цилиндра могла бы продолжаться в процессе сжатия дольше, чем в расчетном случае, но клапан из-за постоянства фазы газораспределения закрывается и цилиндр остается недозаряженным. Это и является причиной падения η_v .

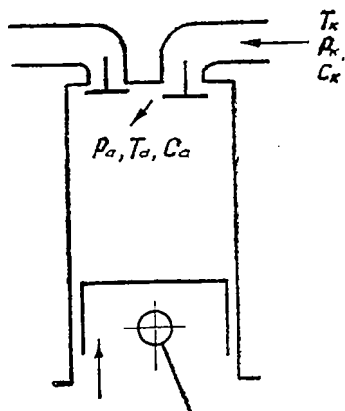


Рис. 21. Схема изменения параметров воздуха или смеси в процессе наполнения при наддуве

4. При снижении оборотов $n_2 < n_{\text{расч}}$ статическое давление в цилиндре возрастает, и для получения равновесия между давлением в цилиндре и перед цилиндром требуется закрывать клапан раньше расчетного случая. Так как этого не происходит, то смесь из цилиндра выталкивается обратно, и наполнение снижается.

Из рассмотренного становится понятной качественная основа установления угла запаздывания закрытия впускного клапана: чем больше число оборотов вала двигателя, тем больше должна быть величина угла запаздывания закрытия клапана.

5. На величину коэффициента наполнения оказывает влияние и начало открытия впускного клапана. Известно, что впускной клапан начинает открываться в процессе выпуска отработавших газов, в результате чего впускной и выпускной клапаны некоторое время открыты одновременно. Период одновременного открытия клапанов называют фазой перекрытия. В это время происходит продувка цилиндра свежей смесью. Чем больше угол перекрытия клапанов, тем лучше очистка цилиндра от остаточных газов. К тому же свежая смесь, соприкасаясь с нагретыми частями внутренней полости камеры сгорания, способствует лучшему их охлаждению. Все это является причиной того, что при увеличении угла перекрытия

Таблица 3

Фазы газораспределения некоторых современных двигателей
(в градусах поворота коленчатого вала)

Модель двигате- ля	Номи- нальное число оборо- тов колен- чатого вала, в мин	Впускной клапан		Выпускной клапан		Продолжитель- ность открытия		Перекрытие клапанов
		начало открытия до в. м. т.	полное закрытие после н. м. т.	начало открытия до н. м. т.	полное закры- тие после в. м. т.	впускной клапан	выпускной клапан	
ЗИЛ-130	3200	31	83	67	47	294	294	78
ЗИЛ-375	3200	16	71	52	35	267	267	51
ГАЗ-21	4000	24	64	58	30	268	268	54
МЗМА-408	4500	21	55	57	19	256	256	40
МЕМЗ-966	4000	10	46	46	10	236	236	20
ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238	2100	20	56	56	20	256	256	40
Д-37М	1600	16	40	40	16	236	236	32
Д-50 (с над- дувом)	740	80	35	50	54	295	284	134

клапанов η_v увеличивается. Это полностью подтверждают многие опыты. На величину угла перекрытия φ_n кроме числа оборотов, значительное влияние оказывает отношение давления в процессе наполнения к противодавлению на выпуске $\frac{p_k}{p_p}$. Чем больше $\frac{p_k}{p_p}$, тем эффект перекрытия значительнее.

В диапазоне $\varphi_n = 15-30^\circ$ коэффициент наполнения η_v изменяется мало, при дальнейшем увеличении φ_n до $60-70^\circ$ η_v увеличивается.

Однако применение больших углов перекрытия клапанов приводит к снижению экономичности, так как при этом часть смеси выбрасывается с отработавшими газами.

В табл. 3 приведены фазы газораспределения некоторых современных двигателей.

При работе двигателя с наддувом снижается экономичность, так как кроме топлива выбрасывается с выхлопными газами и воздух, на сжатие которого затрачена определенная энергия.

Влияние давления на всасывании и противодавления на выпуске на η_v

При работе двигателя с наддувом $p_k > 1,0$ и при использовании энергии выпускных газов в турбине $p_p > 1,0$ характер процесса наполнения может несколько изменяться. Так, если $p_k > p_0$, а противодавление на выпуске p_p равно атмосферному

давлению p_0 , то процесс наполнения в $p-V$ диаграмме будет иметь вид (рис. 22).

Если считать $\frac{\gamma}{\delta}$.

$$\frac{1}{k(\varepsilon-1)} \cdot \frac{p_a}{p_k} =$$

 $= \text{const}$ для двигателя с наддувом и без наддува, то

$$\frac{\eta_v}{\eta_{v0}} = \frac{1,15\varepsilon - \frac{p_p}{p_k}}{1,15\varepsilon - 1}.$$

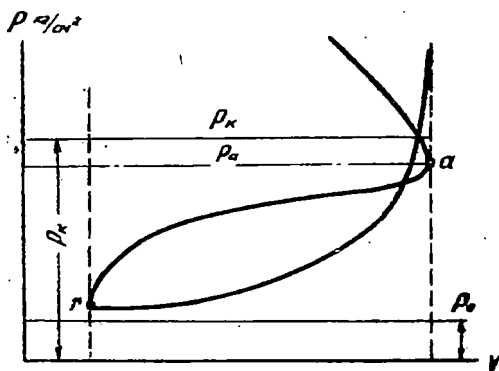


Рис. 22. Индикаторная диаграмма процесса впуска двигателя с наддувом

Из формулы видно, что чем выше p_k , тем больше η_v , и чем больше p_p , тем меньше η_v .

Характер изменения $\eta_v = f(p_k)$ и $\eta_v = f(p_p)$ по данным эксперимента на двигателе с $D=150$ мм, $S=170$ мм, $n=2700$ об/мин приведен на рис. 23 и 24.

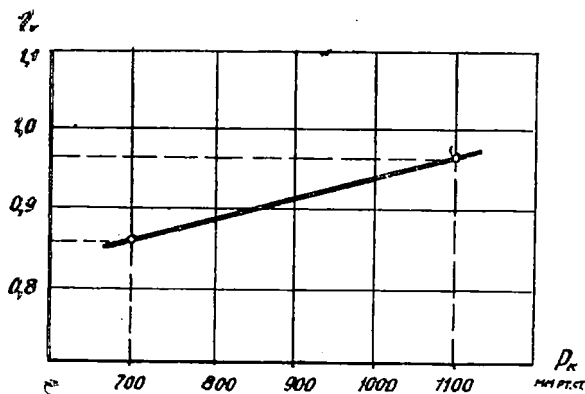


Рис. 23. Коэффициент наполнения при различных значениях давления наддува

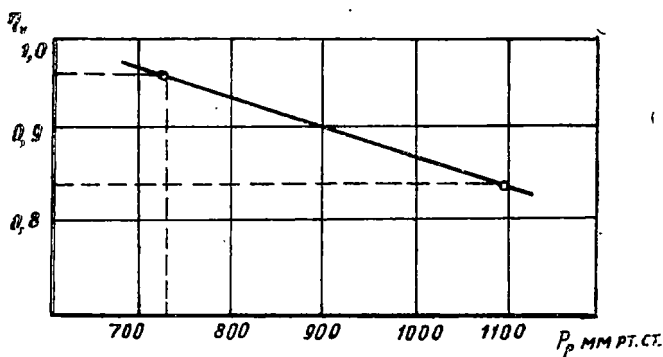


Рис. 24. Влияние противодавления на коэффициент наполнения

Влияние на η_v условий окружающей среды

Полагая, что при нормальных атмосферных условиях p_0 и T_0 коэффициент наполнения η_{v_0} , а при p и T он будет равен η_v , тогда.

$$\frac{\eta_v}{\eta_{v_0}} = \frac{G_B}{G_{B_0}} \cdot \frac{\gamma_0}{\gamma}.$$

Весовое количество воздуха, потребляемого двигателем, можно выразить $G_B = V \cdot \gamma$ и $G_{B_0} = V_0 \gamma_0$. В то же время объем V можно представить: $V = F \cdot c$, где c — скорость течения на входе, а F — сечение входа. Известно, что

$$c = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} RT \left[\left(1 - \frac{p_a}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}.$$

Можно допустить, что изменение давления наружного воздуха не вызовет изменения перепада $\frac{p_a}{p} \approx \frac{p_{a_0}}{p_0}$. В этом случае

$$\frac{G_B}{G_{B_0}} = \frac{c\gamma}{c_0\gamma_0} = \frac{\gamma}{\gamma_0} \sqrt{\frac{T}{T_0}}$$

и, подставляя в полученное выражение исходное уравнение, находим

$$\frac{\eta_v}{\eta_{v_0}} = \sqrt{\frac{T}{T_0}}. \quad (17)$$

Полученное соотношение (17) довольно хорошо подтверждается данными эксперимента в пределах температур -30° до $+100^\circ$ С. Необходимо иметь в виду, что увеличение коэффициента наполнения при повышении температуры не вызовет роста энергозаряда, так как

$$\frac{G_B}{G_{B_0}} = \sqrt{\frac{T}{T_0}} \cdot \frac{\gamma}{\gamma_0}, \text{ но } \frac{\gamma}{\gamma_0} = \frac{p}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T},$$

тогда

$$\frac{G_B}{G_{B_0}} = \frac{p}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T} \sqrt{\frac{T}{T_0}} = \frac{p}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{T}}.$$

Так как давление наружного воздуха меняется незначительно,

то при $p = p_0$ $\frac{G_B}{G_{B_0}} = \sqrt{\frac{T_0}{T}}$, т. е. при $T > T_0$ $G_B < G_{B_0}$.

Влияние степени сжатия

Изменение степени сжатия вызывает изменение объема и количества остаточных газов.

В зависимости от давления на всасывании p_k остаточные газы в процессе наполнения расширяются $p_k < p_r$ или сжимаются $p_k > p_r$.

Таким образом, от величины степени сжатия будет зависеть относительное изменение объема остаточных газов в процессе наполнения.

Рассмотрим физическую картину этого явления.

1. В случае $p_k < p_r$; $\frac{p_0}{p_k} > 1,0$ остаточные газы в процессе наполнения расширяются. Естественно, чем больше расширятся остаточные газы, тем меньший объем займет свежая смесь и η_v уменьшится.

При увеличении ϵ количество остаточных газов уменьшится, следовательно, уменьшится и их относительное расширение, что приведет к увеличению η_v (рис. 25).

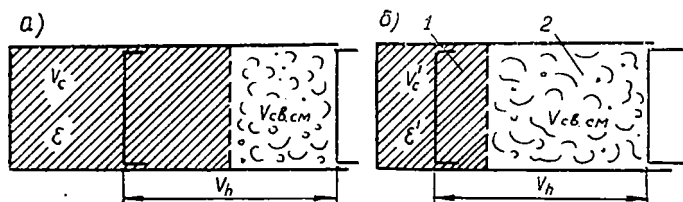


Рис. 25. Схема влияния количества остаточных газов на наполнение цилиндра:

(1 — остаточные газы, 2 — свежая смесь);

$$a) \epsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}; \quad б) \epsilon' = \frac{V_h + V_{c'}}{V_{c'}}, \quad \epsilon' > \epsilon$$

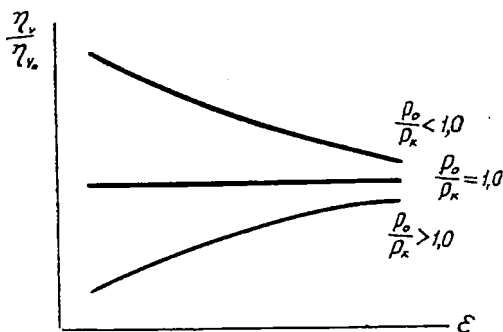


Рис. 26. Влияние степени сжатия и давления наддува на коэффициент наполнения

2. В случае $p_0 = p_k$ и $p_r = p_k$ остаточные газы при наполнении остаются в неизменном состоянии, т. е. занимают объем V_c , и η_v изменяться не будет. Но это теоретический случай.

3. Если $p_k > p_r$, т. е. $\frac{p_0}{p_k} < 1,0$, остаточные газы в процессе наполнения будут сжиматься и η_v будет увеличиваться. Эти зависимости можно изобразить графически (рис. 26).

Характер кривых соответствует расчетным данным, произведенным по формуле

$$\frac{\eta_v}{\eta_{v0}} = \frac{1,15\varepsilon - \frac{p_p}{p_k}}{1,15\varepsilon - 1}.$$

ВЫБОР ВЕЛИЧИНЫ КОЭФФИЦИЕНТА НАПОЛНЕНИЯ

Подсчитать η_v по выведенной ранее формуле можно только в том случае, если известны экспериментальные коэффициенты

$$\eta_v = \frac{\lambda}{\delta} \cdot \frac{1}{k(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_a}{p_k} \left[\varepsilon(B + 1) - B - \frac{p_r}{p_a} \right].$$

Если задаваться величинами этих коэффициентов, то, имея в виду их значительное изменение в зависимости от условий, можно допустить существенную неточность в подсчете η_v . Поэтому, задаваясь величинами $\lambda = 1,03 - 1,1$; $\delta = 1,05 - 1,15$; $\frac{p_a}{p_k} = 0,82 - 0,95$; $\frac{p_r}{p_a} = 1,15 \frac{p_p}{p_k}$; $\mu = 0,7 - 0,8$ (обычно $\mu = 0,8$, тогда $B = 0,32$), величину η_v можем подсчитать с ошибкой до 10 %.

Для расчета η_v можно использовать следующие формулы:

$$\eta_v = 0,65 \frac{1,15\varepsilon - 0,72}{\varepsilon - 1} \text{ — быстроходные карбюраторные двигатели } (n > 3000);$$

$$\eta_v = 0,8 \frac{\varepsilon - 1,11}{\varepsilon - 1} \text{ — быстроходные дизели } (n = 1800 - 2500).$$

Для получения более надежных результатов величина коэффициента наполнения должна подбираться на основании имеющихся экспериментальных данных с учетом конструкции и условий работы двигателя, для которого необходимо установить коэффициент наполнения.

На коэффициент наполнения оказывают влияние две группы факторов.

1. Температура и давление поступающего воздуха T и p , давление на выпуске и степень сжатия.

2. Конструкция впускной и выпускной систем и скорость поршня, которая зависит от хода поршня и числа оборотов.

При использовании экспериментальных данных целесообразно исключить первую группу факторов, приведя полученный η_v к постоянным нормальным атмосферным условиям $T_0=288^\circ$ абс. и $p_0=760$ мм рт. ст., в этом случае влияние второй группы будет видно более отчетливо.

В этом случае необходимо располагать экспериментальными коэффициентами наполнения конкретного двигателя при постоянных p и T на разных оборотах и перестроить их по средней скорости поршня $v_{п.ср.} = \frac{S \cdot n}{30}$. Эта условная постоянная ско-

рость поршня в какой-то степени характеризует скоростной режим воздуха или смеси, протекающей через клапаны. И если проектируемый двигатель имеет систему наполнения по конструкции, близкую к прототипу, то приведенные $\eta_{впр}$ будут одинаковы.

На рис. 27 приведены экспериментальные данные для некоторых двигателей.

Если двигатель с наддувом, то η_v пересчитывается по формуле

$$\eta_v = \eta_{впр} \sqrt{\frac{T_k}{288}} \cdot \frac{1,15\varepsilon - \frac{p_n}{p_k}}{1,15\varepsilon - 1}. \quad (18)$$

Однако следует учитывать, что при больших давлениях наддува p_k могут получиться завышенные значения η_v . В этом случае следует проверить полученную величину η_v по $\eta_{v \max}$

$$\eta_v < \eta_{v \max}, \quad \eta_{v \max} = \frac{G_{\max}}{V_h \cdot \gamma_k} = \frac{V_a \cdot \gamma_k}{V_h \cdot \gamma_k} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}.$$

Для ориентировки можно рекомендовать следующие величины коэффициентов наполнения у двигателей без наддува.

Четырехтактные д. в. с. с искровым воспламенением:

с верхними клапанами — $0,75 \div 0,85$,

с нижними клапанами — $0,60 \div 0,75$.

Четырехтактные дизели:

тихоходные — $0,8 \div 0,93$,

быстроходные — $0,75 \div 0,88$.

Двухтактные дизели:

с кривошипно-камерной продувкой — $0,5 \div 0,7$,

с продувочным насосом — $0,75 \div 0,85$.

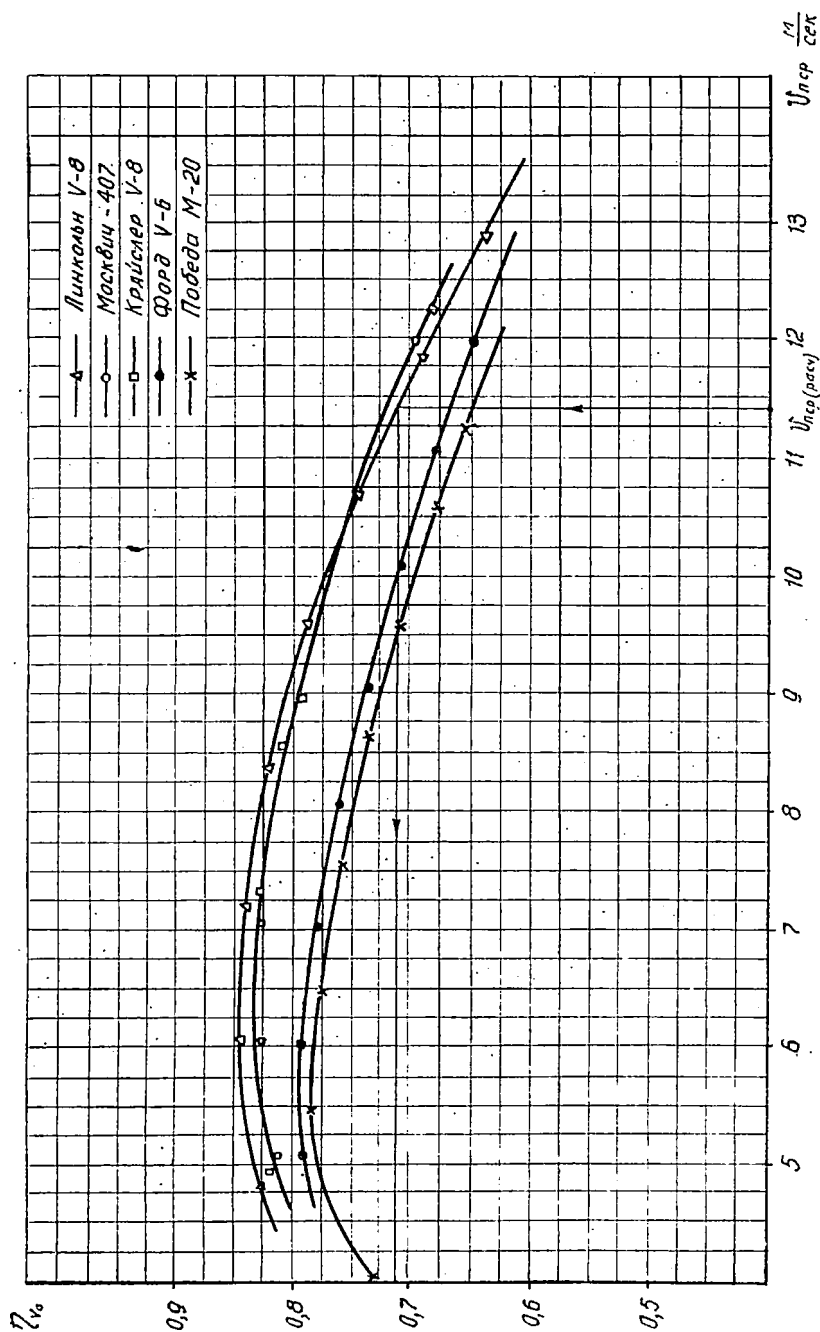


Рис. 27. Коэффициент наполнения различных двигателей без наддува в зависимости от скорости поршня

КОЭФФИЦИЕНТ ОСТАТОЧНЫХ ГАЗОВ

Коэффициент остаточных газов γ характеризует засоренность рабочей смеси продуктами сгорания, оставшимися от предыдущего цикла.

Коэффициентом остаточных газов называют отношение числа молей остаточных газов к числу молей свежего заряда, поступившего в цилиндр $\gamma = \frac{M'''}{M'}$.

Можно записать:

$$p_k V_h \eta_v = M' 848 T_k;$$

$$p_r V_r \xi = M''' 848 T_r,$$

где ξ — коэффициент очистки камеры сгорания, представляющий собой отношение фактического количества остаточных газов к тому их количеству, которое могло остаться в объеме камеры сгорания при давлении p_r и температуре T_r ; $\xi = 0,95 \div 0,98$.

Далее, согласно определению, получим

$$\gamma = \xi \frac{p_r V_r T_k}{T_r p_k V_h \eta_v},$$

или, так как

$$V_r = V_c, \text{ а } \frac{V_c}{V_h} = \frac{1}{\epsilon - 1},$$

окончательно можно написать

$$\gamma = \xi \frac{1}{(\epsilon - 1) \eta_v} \frac{p_r T_k}{p_k T_r}. \quad (19)$$

Наибольшее влияние на величину коэффициента остаточных газов оказывает степень сжатия. Чем выше ϵ , тем менее засорена рабочая смесь остаточными газами. При дросселировании γ в основном изменяется за счет η_v . При закрытии дросселя уменьшается η_v , а это приводит к возрастанию γ .

Коэффициент остаточных газов имеет следующие значения:

у искровых двигателей при $\epsilon = 6 \div 9$	— 0,05 $\div$ 0,12,
у четырехтактных дизелей	— 0,03 $\div$ 0,06,
у двухтактных дизелей с продувочным насосом	— 0,03 $\div$ 0,2,
с кривошипно-камерной продувкой	— 0,15 $\div$ 0,3.

В случае применения наддува γ снижается, и чем выше p_k , тем меньше γ .

Так у искрового двигателя с $\varepsilon=6$ при $p_k=900-1100$ мм рт. ст. эта величина достигает значений $\gamma=0,03 \div 0,05$.

КОЭФФИЦИЕНТ МОЛЕКУЛЯРНОГО ИЗМЕНЕНИЯ РАБОЧЕЙ СМЕСИ

Отношение числа молей продуктов сгорания к числу молей рабочей смеси называют коэффициентом молекулярного изменения рабочей смеси

$$\beta = \frac{M'' + M'''}{M' + M'''} = \frac{\beta_0 + \gamma}{1 + \gamma},$$

где $\beta_0 = \frac{M''}{M'}$ — коэффициент молекулярного изменения свежей смеси. Величина $\beta \simeq 1,02 \div 1,05$.

ТЕМПЕРАТУРА И ДАВЛЕНИЕ НАЧАЛА СЖАТИЯ

Давление p_a зависит от гидравлических сопротивлений впускной системы. Поэтому все индивидуальные конструктивные особенности системы наполнения оказывают влияние на p_a . Если известна величина η_v , которая учитывает и конструктивные факторы, то p_a определяется по формуле

$$\frac{p_a}{p_k} = 1,22 \eta_v \frac{\varepsilon - 1}{1,15\varepsilon - \frac{p_p}{p_k} - 0,28} \cdot \frac{\delta}{\lambda}. \quad (20)$$

В том случае, если величина η_v неизвестна, величиной p_a задаются:

$$p_a = (0,80-0,92) p_0 \quad \text{— для двигателей без наддува,}$$

$$p_a = (0,9 - 0,96) p_k \quad \text{— для двигателей с наддувом.}$$

Температура конца наполнения T_a может быть определена по энтальпии смеси в точке a

$$I_a = I_B + I_r + \Delta I, \quad (21)$$

где I_a — энтальпия смеси в точке a ,
 I_B — энтальпия свежего заряда,
 I_r — энтальпия остаточных газов,
 ΔI — изменение энтальпии свежего заряда за счет подогрева от горячих деталей в цилиндре.

Подставляя значения энтальпии, получим

$$c_{pa} T_a (M' + M''') = c_{pB} T_k M' + c_{pr} T_r M''' + c_{pB} M' \Delta T.$$

Принимая $c_{pa} \simeq c_{pB}$, $\frac{c_{pr}}{c_{pB}} = \psi$ и разделив на M' , будем иметь

$$T_a (1 + \gamma) = T_k \psi \gamma T_r + \Delta T,$$

но

$$\frac{T_k + \Delta T}{T_k} = \delta.$$

Решая уравнение относительно T_a , получаем

$$T_a = \frac{\delta T_k + \psi \gamma T_r}{1 + \gamma}. \quad (22)$$

На величину температуры конца всасывания решающее влияние оказывают остаточные газы. Приведенные данные для карбюраторного двигателя иллюстрируют это:

γ	 0,06	0,08	0,1
$T_a^{\circ}K$	 350	364,5	378

В меньшей степени T_a зависит от состава смеси:

α	 0,8	1,0	1,2	1,4
ψ	 1,13	1,17	1,14	1,11
$T_a^{\circ}K$	 375	378	376	372

В расчетах можно принимать $\Delta t = 5-15^{\circ}$, обычно $T_a = 340-370^{\circ}$ абс. У искровых двигателей $T_a = 340^{\circ}$ абс., у четырехтактных дизелей $T_a = 340-380^{\circ}$ абс.; у двухтактных дизелей и в двигателях с наддувом T_a увеличивается.

ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

Процесс сжатия является подготовительным для сгорания. При сжатии повышаются температура и давление энергозаряда и внутри его происходит интенсивное завихрение. Все это способствует лучшему испарению и перемешиванию топлива с воздухом. Чем лучше будет испарено топливо и перемешано с воздухом (равномерная смесь), тем эффективнее пойдет сгорание. Сжатие начинается в н. м. т. после хода наполнения.

Вначале процесс сжатия происходит при открытом впускном клапане, так что смесь сжимается от уменьшения объема и скоростного напора.

В начале сжатия температура смеси ниже температуры стенок цилиндра, поршня и клапанов, поэтому тепло от внутренней полости цилиндра подводится к заряду. Далее при сжатии наступает температурное равновесие, после чего тепло от энергозаряда отводится в стенки цилиндра.

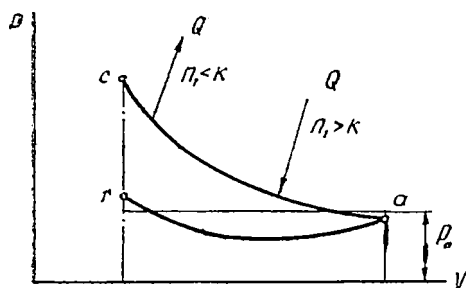


Рис. 28. Процесс сжатия

Таким образом, процесс сжатия, как показано на рис. 28, совершается по политропе с переменным показателем n_1 .

Величина n_1 колеблется в диапазоне 1,46—1,25. В расчетах можно принимать следующие средние значения показателя политропы сжатия, отве-

чающие условиям многих современных двигателей внутреннего сгорания:

для карбюраторных двигателей $n_1 = 1,33 \div 1,35$,

для дизелей $n_1 = 1,34 \div 1,37$.

Давление и температура конца сжатия подсчитываются по термодинамическим законам, принимая процесс сжатия политропическим с показателем $n_1 = \text{const}$.

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1}, \quad (23)$$

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1}. \quad (24)$$

Давление конца сжатия в карбюраторных двигателях без наддува составляет $8 \div 15 \text{ кг/см}^2$; в дизелях — $35 \div 50 \text{ кг/см}^2$; температура соответственно $550 \div 750^\circ \text{К}$ и $700 \div 900^\circ \text{К}$. В дизелях с наддувом давление в конце процесса сжатия достигает $45 \div 80 \text{ кг/см}^2$, а температура — $950 \div 1200^\circ \text{К}$.

ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

Процессом сгорания называют процесс преобразования химической энергии топлива в тепловую, происходящий в результате реакции окисления топлива.

Для наиболее полного превращения выделившейся теплоты в работу процесс сгорания должен начинаться в конце хода сжатия и заканчиваться в начале хода расширения.

Длительность процесса сгорания составляет $1/6$ — $1/10$ оборота, что в быстроходном двигателе соответствует $1/200$ —

$1/500$ сек ($n=2000—3000$ об/мин). Такое быстрое сгорание оканчивается возможным благодаря достаточно совершенному смесеобразованию и турбулентному перемешиванию заряда в цилиндре двигателя.

Турбулентные пульсации в цилиндре возникают в процессе наполнения и усиливаются в процессе сжатия. Их интенсивность растет при увеличении числа оборотов.

ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ, ПРОИСХОДЯЩИЙ В ЦИЛИНДРЕ ДВИГАТЕЛЯ С ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТ ИСКРЫ

Искра, пробивающая промежуток между электродами свечи в процессе сжатия за $30—40^\circ$ поворота коленчатого вала (п. к. в.) до в. м. т. создает тепловой взрыв, от которого образуется начальный очаг горения, представляющий полусферический фронт пламени с небольшим радиусом (5—6 мм). Скорость расширения начального очага горения зависит от соотношения между скоростью тепловыделения от реакции, представляющей ламинарное горение, и скоростью теплоотвода в окружающий заряд. Вследствие значительной поверхности начального очага горения по сравнению с его объемом теплоотвод в начальный момент будет большой. В то же время реакция горения идет медленно (ламинарное горение); этим и можно объяснить медленное расширение начального очага горения.

Многие авторы называют этот процесс холоднотлеменным горением. По мере расширения начальный очаг все больше и больше выделяет тепла и в какой-то момент достигает критических размеров; при этом возникает фронт пламени. Это является первой стадией процесса горения, которая называется периодом формирования фронта пламени.

Как видно из рис. 29, угол, соответствующий расширению очага горения до образования фронта пламени (φ_1), составляет $10—15^\circ$ угла поворота коленчатого вала.

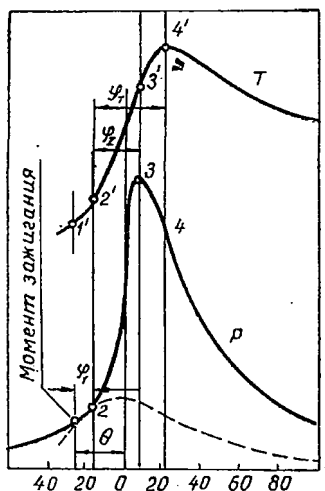


Рис. 29. Изменение давления и температуры по углу поворота коленчатого вала при горении топлива в двигателе с зажиганием от электрической искры

На протяжении первой стадии сгорает небольшое количество заряда (около 10%) с малыми скоростями $u_{\text{протр.}} \approx 120 \text{ см/сек.}$ Поэтому заметного отрыва линии давления от линии сжатия без сгорания индикаторы не ощущают.

По данным проф. А. С. Соколика (рис. 30), основная часть заряда (до 90%) сгорает значительно быстрее в результате того, что источником воспламенения является мощный фронт

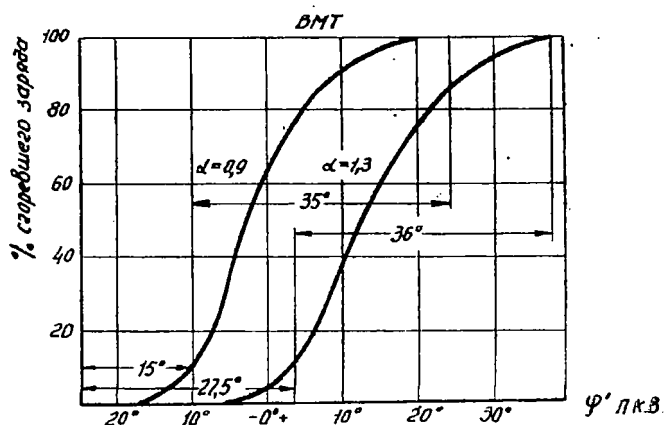


Рис. 30. Кривые сгорания богатой ($\alpha=0,9$) и бедной ($\alpha=1,3$) смесей

пламени, распространяющийся, как показано на рис. 32, в виде полусферической волны. Происходит турбулентное сгорание. Эта стадия получила название основной, или второй, стадии сгорания.

Средняя скорость распространения фронта пламени во второй стадии составляет $u_{\text{ср}} = 20\text{—}25 \text{ м/сек.}$

Эффективность процесса горения главным образом зависит от первой стадии — периода формирования фронта пламени. Если фронт пламени сформирован своевременно, то оставшаяся часть заряда сгорает примерно в одно и то же время при различных условиях в цилиндре.

На процесс формирования фронта влияют главным образом состав смеси, мощность искры, степень завихренности заряда перед сгоранием, очистка цилиндра от продуктов сгорания предыдущего цикла, температура и давление заряда в конце сжатия.

Характер влияния состава смеси α на скорость сгорания представлен графиком (рис. 31).

На богатых смесях падение скорости сгорания объясняется недостатком окислителя (кислорода), в результате чего реа-

гирует только часть топлива, а часть топлива, не окислившись полностью, выбрасывается из цилиндра с продуктами сгорания.

При обеднении смеси падение скорости объясняется затяжкой процесса формирования фронта пламени (см. рис. 30).

При увеличении степени завихренности возрастает теплоотвод от очага горения в окружающий заряд, поэтому при значительной турбулентности замечается затяжка в формировании фронта, но это может быть скомпенсировано сокращением второй стадии сгорания. Правда, турбулентность перед сгоранием может быть настолько интенсивна, что начальный очаг может не развиваться во фронт пламени и погаснуть.

На степень интенсивности завихрений влияет главным образом число оборотов коленчатого вала двигателя. При увеличении оборотов завихренность возрастает, уменьшение времени сгорания и некоторая затяжка в формировании фронта пламени вызывают необходимость увеличения угла опережения зажигания при возрастании оборотов.

Улучшение очистки цилиндра от остаточных газов ускоряет процесс сгорания.

При дросселировании двигателя процесс сгорания ухудшается вследствие относительного увеличения количества остаточных газов.

Детонационное сгорание

Еще на заре развития бензиновых двигателей с искровым воспламенением при некоторых условиях эксплуатации замечался резкий металлический стук в цилиндре, который сопровождался дымом на выхлопе. Так как это явление вначале замечалось редко, то ему особого значения не придавали. Объяснение природы стука было самое разнообразное, а зачастую и противоречивое. По мере увеличения степени сжатия и применения наддува стук стал не только заметен, но и начал оказывать серьезное влияние на снижение надежности двигателей. Было установлено, что интенсивный и продолжи-

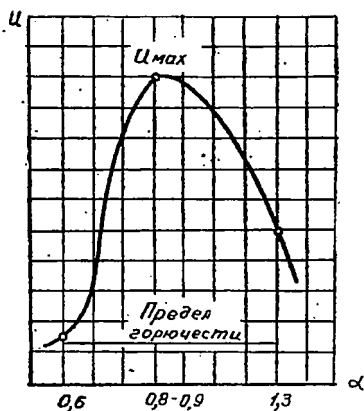


Рис. 31. Изменение скорости сгорания горючей смеси различных составов в цилиндре двигателя

тельный стук приводил к прогоранию поршней и свечей и к поломке кривошипно-шатунного механизма. Как выяснилось позже, стук является следствием резкого перехода от нормального сгорания со скоростью 25—30 м/сек к взрывному со скоростью до 2000 м/сек. Это явление получило название детонации.

Природа детонации

Распространение фронта пламени, как видно из рис. 32, протекает от одного слоя к другому. В заряде, находящемся в предпламенной зоне, происходит повышение температуры и давления от надвигающегося фронта пламени. Это вызывает интенсификацию процесса окисления свежей смеси до ее воспламенения. Естественно, процесс окисления в предпламенной зоне будет тем интенсивнее, чем выше температура смеси.

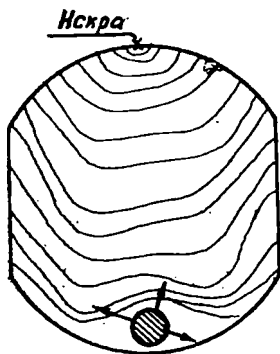


Рис. 32. Схема распространения фронта пламени и образования очага детонации

В числе продуктов окисления бензино-воздушной смеси в результате цепной реакции образуются органические перекиси (взрывные соединения), которые при самовозгорании или при воспламенении способны сгорать со скоростями, достигающими до 2000 м/сек. Было установлено, что небольшое количество диэтилперекиси ($C_2H_5OOC_2H_5$) или этилгидроперекиси (C_2H_5OOH) вызывает очень сильную детонацию. То же самое

наблюдается при добавлении в смесь перед сгоранием гидроперекиси ацетила (CH_3COOOH)¹. Естественно, наибольшая концентрация органических перекисей получается в последней части заряда, подверженного наиболее длительное время процессу окисления при непрерывно повышающейся температуре.

При воспламенении последней части заряда, где образовалась смесь достаточной концентрации взрывных соединений, происходит переход от нормального сгорания к взрывному. В результате этого происходит резкое местное повышение температуры и давления, что является причиной зарождения ударной (детонационной) волны. С этого и начинается рас-

¹ Люис Б. и Эльбе Г. Горение, пламя, взрывы в газах. М., 1948.

пространение детонационного взрыва по остальной части заряда.

Ударная волна, распространяясь в сгоревшем газе, сохраняется не только в процессе расширения, но и при выхлопе. Она создает высокую турбулентность продуктов сгорания, вызывая этим усиленную теплоотдачу от газа в охлаждающую среду, что значительно повышает тепловую напряженность двигателя.

Детонационная волна, ударяясь о стенки цилиндра с определенной частотой, вызывает характерный металлический стук. Образовавшийся при этом мощный вихревой поток продуктов сгорания сдирает со стенок цилиндра масло, которое, сгорая, участвует в образовании дымного выхлопа. Резкое местное повышение температуры способствует возникновению интенсивной диссоциации продуктов сгорания, что приводит к снижению температуры заряда и выделению углерода, который выбрасывается с продуктами сгорания, также создавая дым на выхлопе.

Появление детонации зависит не только от физико-химических свойств топлива, но и от термодинамического состояния смеси перед сгоранием, длительности сгорания и степени завихрения.

При прочих равных условиях от длительности процесса сгорания и степени завихрения смеси зависят количество и концентрация «взрывных соединений» в последней части заряда, что и определяет возникновение детонации. Следовательно, при работе на определенном топливе мощным средством подавления детонации может служить уменьшение периода сгорания и повышение интенсивности завихрения заряда в процессе сгорания. Завихрение заряда способствует более равномерному распределению продуктов окисления по всему заряду, препятствуя тем самым образованию местных объемов большой концентрации перекисей.

Возникновение детонации является серьезным препятствием дальнейшему форсированию двигателей по степени сжатия и наддуву.

Основными факторами, влияющими на возникновение и интенсивность детонации, являются:

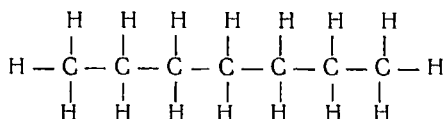
1. Род применяемого топлива.
2. Степень сжатия.
3. Наддув и температура входящей смеси.
4. Состав смеси.
5. Число оборотов.
6. Угол опережения зажигания.
7. Конструктивные факторы.

Рассмотрим более детально физическую основу влияния каждого фактора.

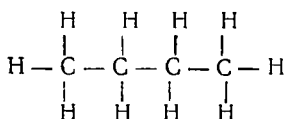
Род применяемого топлива

Возникновение детонации в значительной степени зависит от применяемого топлива. Известно, что наиболее неустойчивыми топливами являются такие, которые содержат углеводороды, имеющие цепное строение молекулы.

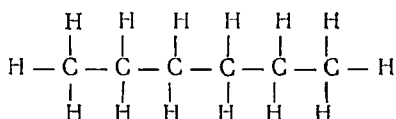
Гептан $C_7 H_{16}$



Бутан $C_4 H_{10}$



Гексан $C_6 H_{14}$

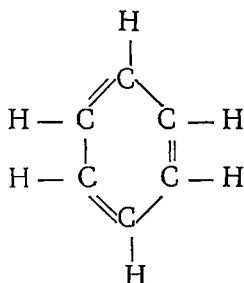


Эти топлива легко детонируют и в чистом виде для двигателей не применяются.

Топлива, имеющие структуру молекулы в виде разветвленной цепи (изомерные соединения), а особенно в виде кольца (цикланы и ароматики), очень устойчивы.

Так, например,

Бензол $C_6 H_6$



Топлива, содержащие непредельные углеводороды, нестабильны при длительном хранении. Непредельные углеводороды, окисляясь, выделяют смолы, которые способствуют снижению детонационной стойкости топлива.

Бензины прямой гонки не содержат непредельных углеводородов, поэтому они более устойчивы и обладают более высокой детонационной стойкостью, чем крекинг-бензины.

Примерный состав бензинов (%)

Бензин	Алканы	Цикланы	Ароматич.	Олефины	О Ч
Прямой тонки . .	39	58	3	0	70
Крекинг	45	16	6	33	60

Оценка антидетонационных свойств топлив

Объективная оценка антидетонационных свойств топлив очень затруднительна, ибо на детонационную стойкость топлива очень сильно влияют индивидуальные особенности конструкции и режима работы двигателя. Вполне возможен случай, когда топливо на двух двигателях, имеющих совершенно одинаковую размерность и основные показатели, работает на одном двигателе без детонации, а на другом — детонирует.

С целью стандартизации топлив по их детонационной стойкости 15 сентября 1930 г. был принят международный сравнительный метод оценки.

1. Оценка детонационной стойкости производится на едином стандартном двигателе, впервые выпущенном фирмой Вакеша (США). В настоящее время многие страны сами производят двигатели типа «Вакеша», которые идентичны с эталонным и протарированы по нему (в СССР — ИТ-9-2) (рис. 33).

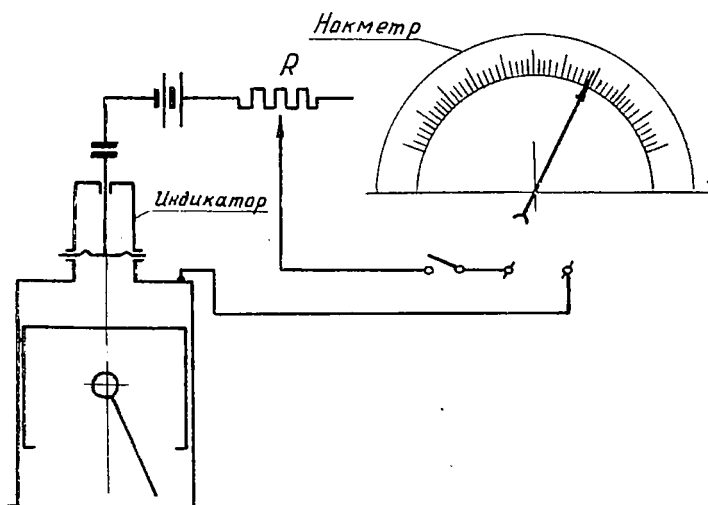


Рис. 33. Схема установки для определения октановых чисел бензина

Детонационная стойкость топлив определяется двумя методами: моторным (в большинстве случаев) и исследовательским. Они отличаются только режимом работы двигателя.

Таблица 5

Режимы работы двигателя при определении детонационной стойкости

Характеристика	Моторный метод ГОСТ 511-42	Исследоват. метод ГОСТ 8226-56
Число оборотов двигателя <i>об/мин</i>	900±10	600±6
Угол опережения зажигания в градусах до в. м. т.	автоматически изменяется с изменением ϵ при $\epsilon=5$; $\beta=26^\circ$	постоянный $\beta=13^\circ$ до в. м. т.
Температура воздуха перед карбюратором в $^\circ\text{C}$	40—50	52±1
Температура горючей смеси	149±1	смесь за карбюратором не подогревается
— „ — охлаждающей воды	100±2	100±2
— „ — масла в картере	50—75	50—75
Влажность воздуха перед карбюратором в г на 1 кг воздуха	3,5—4	3,5—4
Состав смеси		соответствует максимальной детонации

Степень сжатия изменяется от 4 до 10, диаметр цилиндра и ход поршня: $D \times S = 82,6 \times 114$ мм.

Интенсивность детонации устанавливается с помощью индикатора Миджелея, который фиксирует удары детонационной волны и передает их в виде ЭДС на электрический указатель детонации (УД-50). За стандартную интенсивность детонации принята детонация, показывающая на приборе 50—60 делений.

2. Порядок установления детонационной стойкости топлива (ДСТ) принят следующий: эталонный двигатель работает на испытуемом топливе на вышеуказанном постоянном режиме. Изменением на ходу степени сжатия доводят двигатель до стандартной интенсивности детонации (50—60 делений на указателе детонации), после этого переключают двигатель на эталонное топливо, состоящее из смеси гептана и изооктана. Гептан легко детонирующее топливо, а изооктан очень стойкое против детонации топливо. Эталонное топливо на установленном режиме и степени сжатия должно иметь ту же интенсивность детонации, что и испытуемое.

Единицей, определяющей антидетонационные качества топлива, является процентное содержание изооктана в эталонной смеси, состоящей из изооктана и гептана. Эта величина называется октановым числом. Чистый гептан имеет октановое число 0, а изооктан — 100.

Октановым числом топлива называется процентное содержание изооктана в эталонной изооктано-гептановой смеси, которая при работе на двигателе «Вакеша» при одинаковых условиях имеет ту же интенсивность детонации, что и испытуемое (сравниваемое) топливо. Например, бензины прямой гонки имеют октановое число $ОЧ=65—85$ единиц. Крекинг-бензины имеют $ОЧ=55—70$.

Антидетонаторы

С целью повышения детонационной стойкости топлива применяют антидетонаторы.

1. Жидкие горючие антидетонаторы:

бензолы — C_6H_6 ,

толуол — C_7H_8 ,

кумол — C_9H_{12} .

Примесь этих углеводородных горючих в количестве 30—40% дает значительное повышение октанового числа топлива.

2. Твердые антидетонаторы.

Наибольшее распространение получил тетроэтилсвинец



Он применяется в растворе:

с бромистым этилом	C_2H_5Br ,
дибромэтаном	$C_2H_4Br_2$,
моноклорнафталином	$C_{10}H_{17}Cl$.

Этот раствор получил название этиловой жидкости Р-9. Продукт Р-9 ядовит и опасен для здоровья человека, но он очень эффективен как антидетонатор.

Примесь одного кубического сантиметра этиловой жидкости на литр бензина с октановым числом 60 повышает детонационную стойкость на 8—12 единиц. Практически примешивать более 4 см³ на литр нецелесообразно, так как дальнейшее увеличение концентрации Р-9 почти не дает эффекта.

Применение этиловой жидкости Р-9 имеет отрицательные особенности:

а) продукт Р-9 ядовит и работа с ним требует особых мер предосторожности. В связи с тем, что в бензине концентрация

его ничтожна, он менее опасен. Однако длительная работа с этилированным бензином без соблюдения правил безопасности может привести к отравлению организма человека;

б) при сгорании этилированного бензина в цилиндре двигателя выделяется свинец, который осаждается на свечи и клапаны и при длительной эксплуатации снижает надежность работы двигателя. Для уменьшения отложения свинца применяют так называемые выносители: бромистый этил и монохлорнафталин.

Примеры повышения детонационной стойкости топлива при добавлении этиловой жидкости Р-9.

Автомобильный бензин А-66

Содержание Р-9, $\text{см}^3/\text{л}$	0	0,5	1	2
Октановое число	66	70	73	76

Бензины прямой гонки:

с ОЧ 70+4 см^3	Р-9 достигает ОЧ 88.
с ОЧ 78+4 см^3	Р-9 » ОЧ 94.

Как видно из примера, в верхней части октановой шкалы эффект от применения продукта Р-9 снижается. Для получения высокооктановых топлив вместе с Р-9 применяют и жидкие антидетонаторы. В этом случае можно получить:

70 % Б70+30 % бензола+2 см^3 Р-9	получим топливо с ОЧ 89,
70 % Б 70+30 % бензола+3 см^3 Р-9 »	» » » ОЧ 91,
70 % Б 78+30 % бензола+3 см^3 Р-9 »	» » » ОЧ 95.

ГОСТ 2084-67 предусматривает следующие марки автобензинов:

Марка	А-66	А-72	А-74	А-76
Октановое число	66	72	74	76
Содержание ТЭС в бензине, г/кг	0,82	нет	нет	0,41

Влияние степени сжатия

Повышение степени сжатия приводит к возрастанию мощности и экономичности двигателя. Поэтому при развитии двигателей в первую очередь обращается внимание на возможность повышения степени сжатия.

Как видно из графиков на рис. 34, увеличение степени сжатия приводит к повышению экономичности и мощности двигателя. В эксплуатации, особенно автомобильных двигателей, экономический эффект при повышении степени сжатия более

существен, чем это показано на приведенном графике (график снят на режиме полного дросселя). Это можно объяснить тем, что двигатель, особенно в условиях городской езды, эксплуатируется большую часть времени на частично прикрытом дросселе, что требует обогащенной смеси для осуществления нормального горения. При увеличении ϵ степень засоренности заряда остаточными газами уменьшается, горение идет более

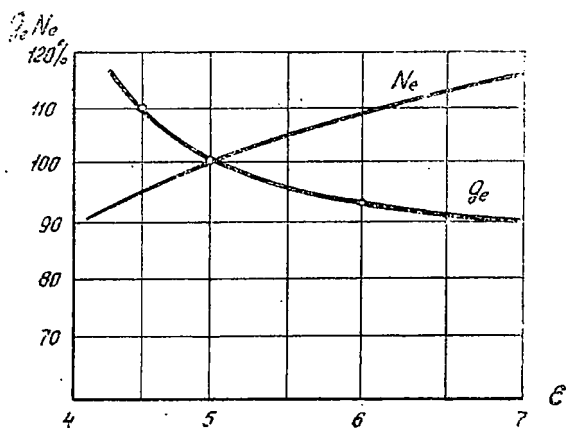


Рис. 34. Изменение мощности двигателя и удельного расхода топлива в зависимости от степени сжатия

эффективно и не требует при этом значительных обогащений смеси. Все это и создает значительный суммарный экономический эффект. Однако увеличение степени сжатия вызывает интенсивный рост давления и температуры перед сгоранием $p_c = p_a \epsilon^{n_1}$; $T_c = T_a \epsilon^{n_1 - 1}$, что в свою очередь приводит к возникновению детонации или требует для бездетонационной работы топлив с повышенным ОЧ.

Эти требования примерно можно оценить следующими показателями:

Степень сжатия	5—5,4	5,4—6	6—6,5	6,5—7,3	7,3—8
Потребное октановое число	56—70	70—80	80—85	85—90	90—95

В настоящее время в массовом применении находятся двигатели с $\epsilon = 6,5—7,5$ и небольшими сериями выпускаются с $\epsilon = 9—11$.

Влияние наддува и температуры входящей смеси

Применение наддува с целью повышения мощности двигателя, аналогично повышению степени сжатия, приводит к возрастанию температуры и давления перед сгоранием.

Применение наддува приводит к возрастанию плотности энергосреды, поэтому процесс сгорания сопровождается более интенсивным выделением тепла. Таким образом, предпламенная зона находится под воздействием более высоких p и T , это и является основными причинами появления детонации.

Правда, наддув приводит к более интенсивному завихрению смеси в цилиндре, что несколько снижает воздействие повышенных p и T , но полностью не компенсирует возрастающую склонность к детонации.

В случае применения наддува требования к детонационной стойкости топлива можно оценить примерно следующими показателями.

Таблица 6

Влияние давления наддува на требуемое октановое число

p_k мм рт. ст.	Повышение Ne в %	Потребное октановое число топлива
760	100	70
800	108	80
875	118	87
950	130	90

Возрастание склонности к детонации при наддуве можно несколько снизить уменьшением угла опережения зажигания. Действительно, как показано на рис. 35, с увеличением давления наддува, при более интенсивном протекании процесса сго-

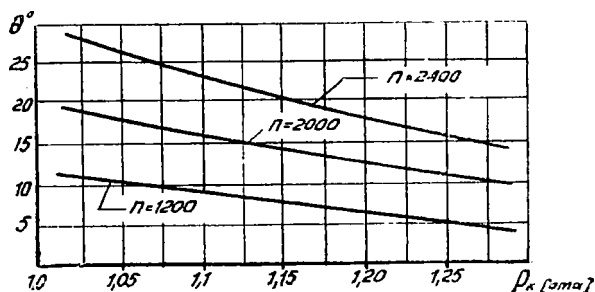


Рис. 35. Изменение угла опережения зажигания начала детонации (θ) в зависимости от давления наддува

рания, хотя бы для частичного подавления детонации уменьшают угол опережения зажигания.

Повышение температуры входящего воздуха приводит к возрастанию температуры энергозаряда перед сгоранием и температуры в предпламенной зоне. Это требует, естественно, топлива с повышенной ДС. К повышению температуры процесс сгорания очень чувствителен, поэтому с этим фактором приходится считаться особенно тем странам, где круглогодично держится высокая температура воздуха.

Влияние состава смеси

При анализе влияния состава смеси на протекание процесса горения целесообразно диапазон α разделить на две части:

1. Богатые смеси ($\alpha=0,6-0,9$).

Увеличенное количество топлива при работе двигателя на богатых смесях оказывает благоприятное охлаждающее действие в энергозаряде и на всю внутреннюю полость цилиндра, особенно на наиболее нагретые части (свеча, выпускной клапан).

В результате этого температура смеси перед сгоранием и в предпламенной зоне будет снижена, от этого уменьшится концентрация взрывных соединений.

Таким образом, богатые смеси в какой-то степени препятствуют возникновению детонации и снижают требования к детонационной стойкости топлива. По мере обеднения смеси и приближения к $\alpha=1,0$ этот эффект уменьшается.

2. Бедные смеси ($\alpha>1,0$).

При работе на бедных смесях увеличивается продолжительность периода формирования фронта пламени, следовательно, увеличивается время сгорания и в основной, второй, фазе.

При обеднении смеси ввиду большого избытка воздуха снижается температура цикла, а следовательно, предпламенные процессы протекают при пониженной температуре, что снижает требования к детонационной стойкости топлива.

По данным многих исследователей, наиболее склонны к детонации горючие смеси с $\alpha=0,8-0,9$. При этом составе смеси температура и давление в цилиндре наибольшие, что создает благоприятные условия для сокращения времени протекания предпламенных реакций в нагретой сжатой смеси.

При работе двигателя с наддувом на топливах с $ОЧ=94$, как видно из рис. 36, при постоянном числе оборотов ($n=2700$ об/мин) обеднение смеси возможно только при снижении давления наддува. Например, при $\alpha=0,8$ двигатель рабо-

тает на пределе детонации с $p_k = 1050$ мм рт. ст. При $\alpha = 1,0$ допустимое давление наддува снижается до 870 мм рт. ст.

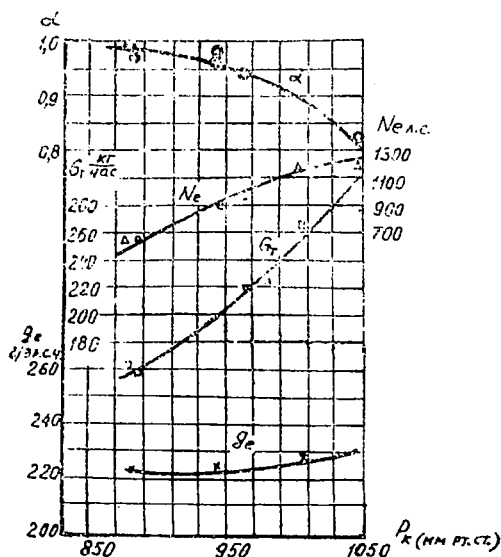


Рис. 36. Детонационная характеристика предела обеднения смеси при 2700 об/мин

Влияние числа оборотов

Если двигатель на различных оборотах за счет изменения $M_{кр}$ будет развивать одну и ту же мощность

$$N_e = \frac{M_{кр} n}{716.2} = \text{const},$$

то при увеличении оборотов возникшая детонация прекращается. Это объясняется тем, что на меньших оборотах время процесса сгорания увеличено, поэтому продолжительность воздействия высоких температур на рабочий заряд в предпламенной зоне увеличена. Это приводит к увеличению концентрации взрывных соединений в последней части заряда и возникновению детонации на уменьшенных оборотах. Кроме того, увеличивающаяся с ростом числа оборотов турбулизация газа в цилиндре способствует уменьшению местной концентрации органических перекисей и возрастанию теплообмена. Это так-

же способствует снижению склонности к детонации. В том же направлении действует и возрастающее с увеличением числа оборотов относительное количество остаточных газов. В результате, например, для бензина с $ОЧ = 70$ увеличение числа оборотов на каждые 500 об/мин позволяет увеличить допустимую степень сжатия от 0,9 ед. в области небольших оборотов до 0,1 — при числе оборотов порядка 3000÷3500. В практике автотранспорта это наблюдается очень часто. В этом случае переключение на пониженную скорость движения (на низшую передачу) приводит к увеличению оборотов двигателя и тем самым к ликвидации возникшей детонации.

Угол опережения зажигания

Увеличение угла опережения зажигания θ° приводит к тому, что процесс сгорания начинается в более ранний период процесса сжатия. Поэтому оставшаяся часть процесса сжатия происходит в условиях более интенсивного нарастания давления и температуры за счет совместного действия движения поршня и начавшегося процесса сгорания. Это приводит к увеличению потребного октанового числа топлива.

Влияние конструктивных факторов

Важными факторами, влияющими на процесс горения и возникновение детонации, являются: размер цилиндра, количество свечей, размещение свечей относительно выпускного клапана и их охлаждение свежей смесью, нагретость выпускного клапана и днища поршня.

Чем меньше диаметр цилиндра, тем короче путь, который проходит фронт пламени от возникновения до полного сгорания смеси. В результате этого последняя часть заряда подвергается меньшему подогреву, и концентрация органических перекисей будет меньше, чем в цилиндрах большего диаметра. Поэтому у двигателей с меньшим диаметром цилиндра вероятность возникновения детонации уменьшается. Как видно из рис. 37, а, данные эксперимента хорошо подтверждают приведенное положение. Аналогично можно объяснить уменьшение вероятности возникновения детонации в цилиндре с двумя свечами (рис. 37, б, в).

Однако применение двух свечей связано с серьезными осложнениями конструкции двигателя и снижением надежности

его работы, поэтому транспортные двигатели с $D < 150$ мм снабжаются одной свечой.

Большое значение для возникновения детонации имеет охлаждаемость свечей, клапанов и других нагретых частей внутренней полости цилиндра. Плохое охлаждение этих деталей приводит к воспламенению смеси около них, подобно калильной головке, и может явиться причиной детонации.

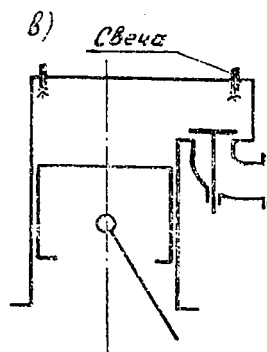
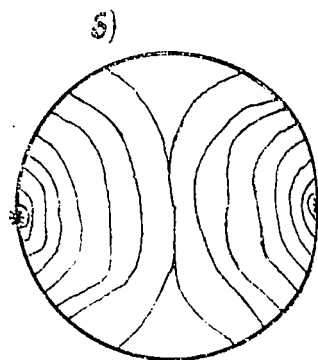
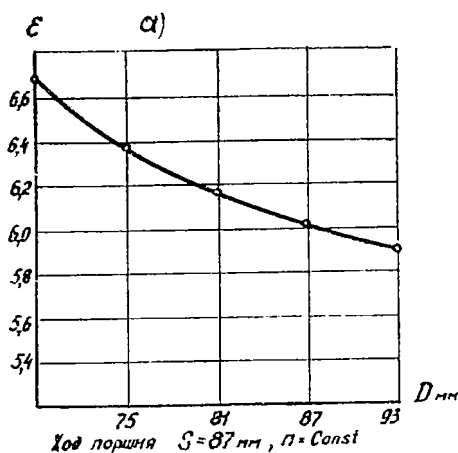


Рис. 37. Зависимость допустимой степени сжатия от диаметра цилиндра (а), схема распространения фронта пламени (б) и форма камеры сгорания, обладающая повышенной склонностью к детонации (в)

Самовоспламенение отрицательно влияет на работу двигателя, так как оно приводит к повышению температуры предпламенной зоны и переходит в детонацию. Отрицательно сказывается на организации нормального процесса горения размещение свечи в пазухах, которые плохо очищаются от остаточных газов. Это приводит к тому, что процесс сгорания начинается в среде, сильно засоренной продуктами сгорания, формирование фронта пламени задерживается и в результате возрастает склонность к возникновению детонации (рис. 37, в).

Характерной особенностью двигателей с самовоспламенением является соединение смесеобразования и сгорания в единый процесс. Схематически этот процесс можно описать следующим образом.

Топливо под давлением $150\text{--}3000 \text{ кг/см}^2$ через форсунку в конце хода сжатия начинает подаваться в цилиндр. В зависимости от конструкции сопловой части форсунки в цилиндре образуется струя или ряд струй, состоящих из мелкораспыленного топлива.

Капли топлива, находящиеся на периферии струи, первыми вступают в соприкосновение с воздухом, который обладает давлением $p=30\text{--}60 \text{ кг/см}^2$, температурой $T=600\text{--}700^\circ \text{C}$ и находится в состоянии турбулентного движения.

При соприкосновении капля топлива с нагретым и движущимся воздухом они испаряются и одновременно подвергаются интенсивному окислению активным кислородом, образуя при этом начальные очаги горения.

Очаги горения образуют фронты пламени, которые распространяются по объему заряда. Образовавшиеся фронты пламени на своем пути воспламеняют часть подготовленного топлива и значительно увеличивают турбулентность заряда, способствуя подготовке оставшегося топлива к сгоранию. Однако, как только возникли фронты пламени, сгорание последующих частей топлива происходит в присутствии значительной части продуктов сгорания, которые ухудшают горение несмотря на интенсивную турбулентность заряда и высокие температуры.

Описанная динамика процесса сгорания может быть охарактеризована графиками (рис. 38).

Как видно из рис. 38, продолжительность подачи топлива в рассмотренном случае составляет 45° угла поворота коленчатого вала, а продолжительность горения — 105° , при этом около 92% топлива выгорает за $60\text{--}70^\circ$ угла поворота коленчатого вала.

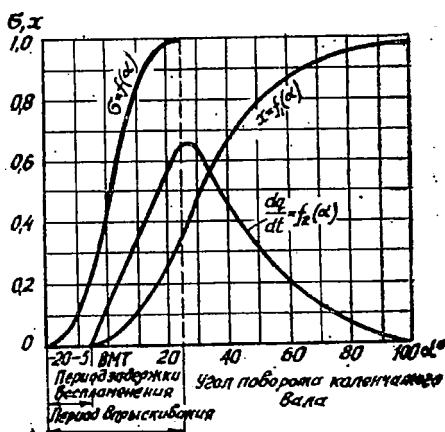


Рис. 38. Динамика процесса сгорания:

$\beta = f(\alpha)$ — закон подачи топлива,
 $x = f_1(\alpha)$ — закон выгорания топлива,
 $\frac{dq}{dt} = f_2(\alpha)$ — скорость выделения тепла

Для удобства анализа весь процесс воспламенения и сгорания можно разделить (по Рикардо) на три основных периода (фазы).

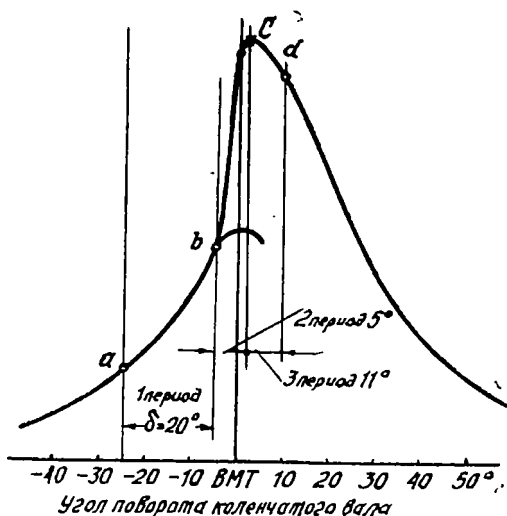


Рис. 39. Индикаторная диаграмма процесса сгорания в дизеле

Первая фаза начинается с момента фактического поступления топлива в цилиндр и до момента начала повышения давления газов в цилиндре в результате возникновения фронта пламени. Этот период называют **задержкой воспламенения**.

Как видно из индикаторной диаграммы на рис. 39, от точки *a* до точки *b* процесс сжатия в цилиндре совершается при наличии впрыснутого топлива и несмотря на достаточную для самовоспламенения температуру воздуха сгорание не начинается. Происходит физико-химический процесс подготовки частиц топлива к сгоранию. Выделение тепла от окисления отдельных капель настолько мало, что индикаторы не фиксируют отклонения давления в заряде по сравнению с давлением при сжатии чистого воздуха. Как мы условились, этот процесс называется задержкой воспламенения.

Величина периода задержки воспламенения оказывает очень большое влияние на протекание всего процесса сгорания и особенно на скорость сгорания, а следовательно, и на скорость повышения давления $\frac{dp}{dt}$ во втором периоде.

На продолжительность задержки воспламенения влияет ряд факторов:

1. Физические и химические свойства топлива.

2. Температура и давление сжатого воздуха.
3. Интенсивность завихрения заряда в камере сгорания.
4. Содержание в рабочем теле продуктов сгорания.

Вторая фаза сгорания начинается с момента возникновения фронта пламени и продолжается при распространении его по всему объему заряда.

Распространение фронта пламени сопровождается интенсивным тепловыделением, а следовательно, и резким повышением температуры и давления заряда. Этот процесс на диаграмме рис. 39 представлен кривой *bc*.

От протекания процесса сгорания во второй фазе зависит жесткость работы двигателя, которая оценивается величиной $\frac{dp}{dt}$ или $\frac{dp}{d\varphi}$.

От своевременности выделения тепла вблизи в.м.т. зависит степень расширения рабочего тела, а чем больше степень расширения, тем выше к. п. д. цикла.

В связи с этим возникает противоречие: для получения наибольшего к. п. д. надо увеличивать степень расширения, а для этого необходимо, чтобы большая часть топлива сгорела вблизи в. м. т. Однако такое интенсивное сгорание, во-первых, вызовет большую скорость нарастания давления $\frac{dp}{d\varphi}$, т. е. уве-

личится жесткость работы двигателя, а, во-вторых, возрастет максимальное давление цикла. Оба эти фактора сильно влияют на надежность и долговечность двигателя, т. е. их возрастание по сравнению с допустимыми величинами потребует упрочения конструкции двигателя, что приведет к увеличению его удельного веса $\frac{G_{дв}}{N_e}$. Поэтому при организации процесса горения принимают компромиссное решение. Сдвигают процесс сгорания так, что за время второй фазы сгорает только часть топлива, и этим снижают $\frac{dp}{d\varphi}$ и p_z .

Для мягкой работы двигателя необходимо выдержать $\frac{dp}{d\varphi} \approx 4-6 \text{ кг/см}^2$ на 1° угла поворота коленчатого вала; максимальное значение $\frac{dp}{d\varphi}$ может достигнуть 10 кг/см^2 град. Максимальное давление p смещается в процессе расширения на $5-10^\circ$ после в. м. т. Все это приводит к некоторому снижению к. п. д. цикла. При нормально организованном процессе сгорания за время второй фазы выделяется 30—35% всей располагаемой теплоты, введенной в цилиндр с топливом.

Основное влияние на протекание второй фазы сгорания оказывают следующие факторы:

1. Продолжительность задержки воспламенения.
2. Количество впрыснутого топлива за период задержки воспламенения.
3. Скорость впрыска топлива и количество введенного топлива за период второй фазы.
4. Равномерность распределения топлива по камере сгорания.

Третья фаза сгорания начинается с момента достижения максимального давления p_z и заканчивается при выгорании около 95% всего топлива. В начале протекания третьей фазы сгорания происходит повышение температуры газа в цилиндре, которая достигает максимума после в. м. т. через 20—35°. К началу третьей фазы обычно подача топлива в цилиндр заканчивается.

Как видно из рис. 38, протекание процесса сгорания в этой фазе происходит с пониженной скоростью тепловыделения. Это объясняется снижением скорости сгорания вследствие уменьшения концентрации кислорода и значительного разбавления заряда продуктами сгорания.

Несмотря на повышение температуры в течение третьей фазы, давление может уменьшаться или оставаться постоянным, так как при этом происходит процесс расширения. Для получения более высокой экономичности было бы желательно организовать третью фазу при $p = \text{const}$, однако практически этого осуществить в двигателях не удастся.

Продолжительность третьей фазы зависит:

- 1) от величины среднего коэффициента избытка воздуха;
- 2) от интенсивности завихрений в камере сгорания (масса турбулентности);
- 3) от динамики подачи топлива (закона подачи).

При оптимально подобранном законе подачи топлива и оптимальном процессе сгорания наибольшая температура цикла достигается в процессе расширения через 20—35° после в. м. т.

ВЛИЯНИЕ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ В ДВИГАТЕЛЕ С САМОВОСПЛАМЕНЕНИЕМ

ВЛИЯНИЕ СВОЙСТВ ТОПЛИВА

Химический состав топлива оказывает существенное влияние на период задержки воспламенения, а следовательно, и на весь процесс сгорания. Чем больше в топливе содержится парафиновых углеводородов, тем короче период задержки вос-

пламенения, и чем больше содержится ароматических углеводородов, тем период задержки воспламенения больше. По современным взглядам, топливо для двигателей с самовоспламенением должно обладать при повышенных температурах и давлении склонностью к распаду молекул и к образованию неустойчивых продуктов предпламенной реакции.

Как видно из рис. 40, парафиновые углеводороды обладают пониженной термической устойчивостью по сравнению с ароматиками, чем и объясняется их способность воспламеняться с меньшими периодами задержки.

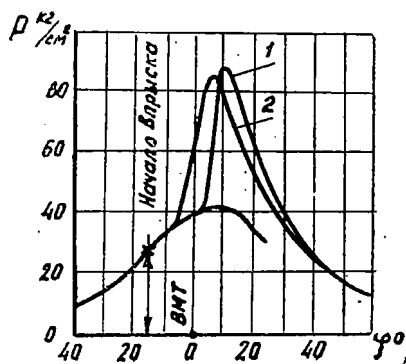


Рис. 40. Изменение давления в цилиндре двигателя в зависимости от сорта топлива:

1 — топливо с большим содержанием ароматических углеводородов; 2 — парафиновое топливо

Существенное влияние на период задержки воспламенения оказывают такие физические свойства топлива, как вязкость, поверхностное натяжение и испаряемость. Эти свойства оказывают влияние на мелкость распыла топлива, впрыснутого в цилиндр, и на скорость его испарения. Все это определяет качество смесеобразования.

Характерным показателем свойств дизельного топлива является температура самовоспламенения. Правда, определять температуру самовоспламенения объективно, применительно к условиям двигателя, чрезвычайно трудно. Различные методы дают самые разные показатели, поэтому мы имеем возможность оценивать температуру самовоспламенения лишь относительно. Так, температура самовоспламенения, полученная аппаратом Мура в струе кислорода при $p_0 = 1$ ат, для различных топлив имеет следующие значения:

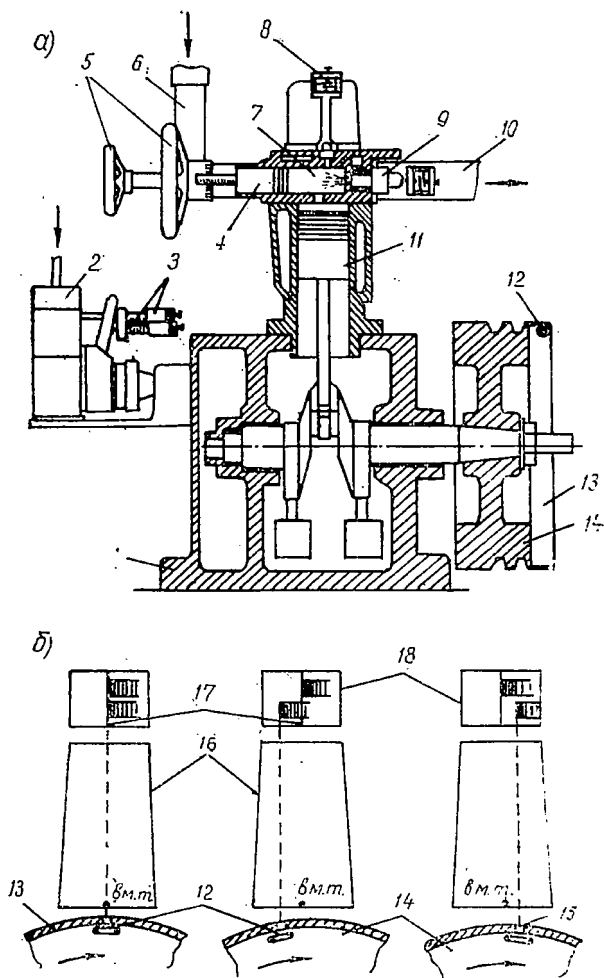


Рис. 41. Схема установки ИТ-9-3 (а) и положение световых полос при различных моментах самовоспламенения топлива (б):

1 — картер; 2 — топливный насос; 3 — микрометры регулировки подачи топлива; 4 — поршеньек предкамеры; 5 — маховички передвижения поршенька; 6 — впускная труба; 7 — предкамера; 8 — индикатор воспламенения; 9 — форсунка с индикатором впрыска; 10 — выпускная труба; 11 — поршень; 12 — неоновая лампочка; 13 — обод маховика; 14 — маховик; 15 — прорезь в ободу; 16 — смотровая труба; 17 — визирная черта; 18 — вид световых вспышек в смотровой трубе

Топливо	Температура самовоспламенения в °C
Метан CH_4	550—700
Этан C_2H_6	520—630
Этилен C_2H_4	500—519
Гексан C_6H_{14}	487
Бензол C_6H_6	730
Бензин	470—530
Керосин	240—380
Газойль	250—270
Парафиновое масло	240

Из приведенных данных видно, что температура самовоспламенения ароматиков выше, чем алканов при одинаковом числе атомов углерода. Температура самовоспламенения тяжелых фракций нефти (керосин, газойль) ниже, чем легких.

Методы оценки качества топлива

Свойство дизельных топлив, влияющее на мягкость или жесткость работы двигателей, принято оценивать самовоспламеняемостью. Самовоспламеняемость дизельных топлив определяется сравнением работы стандартного двигателя на испытуемом топливе и смеси эталонных топлив.

За эталонные топлива приняты:

цетан, являющийся насыщенным углеводородом (алканом) $\text{C}_{16}\text{H}_{34}$, обладающим наименьшей задержкой воспламенения; α -метилнафталин $\text{C}_{10}\text{H}_7\text{CH}_3$ — ароматический углеводород, дающий в двигателе очень жесткую работу из-за большой задержки воспламенения.

Качество топлива оценивается цетановым числом. Цетановым числом дизельного топлива называется процентное содержание цетана в эталонной цетан- α -метилнафталиновой смеси, которая по жесткости работы на эталонном двигателе равноценна испытуемому топливу.

Для определения цетановых чисел дизельных топлив применяют стандартный одноцилиндровый двигатель (в СССР — ИТ-9-3) со специальной головкой, позволяющей перемещением поршенька на ходу изменять степень сжатия от 7 до 23. Схема показана на рис. 41. В головке цилиндра размещаются форсунка, игла которой соединена с индикатором впрыска, и индикатор воспламенения. Индикатор впрыска фиксирует момент начала подачи топлива. Мембранный индикатор воспламенения фиксирует момент начала резкого повышения давления в цилиндре, что соответствует началу образования фронта пламени. Конструкция индикатора такая же, как и на двигателе Вакеша для определения начала возникновения детонации.

При определении цетановых чисел дизельных топлив обязательным условием является строгое выдерживание режима работы эталонного двигателя. По ГОСТу 3122-52 предусматриваются следующие условия:

число оборотов в минуту	— 900 ± 9 ;
температура жидкости, охлаждающей цилиндр	— $100 \pm 2^\circ \text{C}$;
охлаждающая жидкость	— дистиллированная вода при $p=724 \text{ мм рт. ст.}$ или раствор этиленгликоля при $p=424 \text{ мм рт. ст.}$;
температура воздуха, поступающего в двигатель	— $65 \pm 1^\circ \text{C}$;
давление впрыска	— $106 \pm 4 \text{ кг/см}^2$;
опережение впрыска	— 13° до в. м. т.;
количество впрыскиваемого топлива	— $13,0 \pm 0,5 \text{ см}^3/\text{мин}$;
температура воды, охлаждающей форсунку	— $38,0 \pm 3^\circ \text{C}$;
давление масла	— $1,7\text{—}2,1 \text{ кг/см}^2$;
температура масла в картере	— $55 \pm 3^\circ \text{C}$;
напряжение постоянного тока, создаваемое генератором — тормозом	— $115 \pm 1 \text{ в.}$

Наибольшее распространение получил следующий метод сравнения испытуемого и эталонного топлив.

По условиям ГОСТа начало подачи топлива строго отрегулировано на опережение, составляющее 13° до в. м. т., что при работе фиксируется вспышкой безынерционной лампы (см. рис. 41).

При работе двигателя на испытуемом топливе изменением степени сжатия добиваются такого состояния, при котором возникновение фронта пламени происходит в в. м. т., т. е. задержка воспламенения достигает 13° угла поворота коленчатого вала. Этот момент фиксируется индикатором давления и отмечается вспышкой безынерционной лампы индикатора. С помощью стробоскопа вспышки обеих ламп можно совместить или, имея настроенный стробоскоп, можно изменение степени сжатия производить до совпадения вспышек лампы начала подачи топлива и лампы индикатора давления. Совпадение вспышек обеих ламп будет показывать, что для испытуемого топлива подобрана такая степень сжатия, которая при прочих неизменных условиях работы двигателя дает установленный условный период задержки воспламенения 13° п. к. в.

Далее подбирают смесь эталонных топлив, состоящую из цетана и α -метил-нафталина, которая на том же режиме работы двигателя имела бы также совпадение вспышек обеих ламп. По процентному содержанию цетана в смеси устанавливается цетановое число.

Наиболее распространенные дизельные топлива имеют цетановые числа $45 \div 55$:

керосины ЦЧ = 45—50,

газойль ЦЧ = 50—57.

Если известно октановое число топлива, то по Воинову, $\text{ЦЧ} = 60 - \frac{\text{ОЧ}}{2}$.

Таким образом, чем выше качество топлива для двигателя с искровым воспламенением, тем ниже его качество для двигателя с самовоспламенением.

ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ

При увеличении ϵ давление и температура воздуха в цилиндре к моменту впрыска топлива повышаются. Это приводит к улучшению теплообмена между каплями впрыснутого топлива и воздухом, в результате чего ускоряются физические и химические процессы подготовки топлива к воспламенению. Увеличение ϵ сокращает период задержки воспламенения (рис. 42), и двигатель работает более мягко.

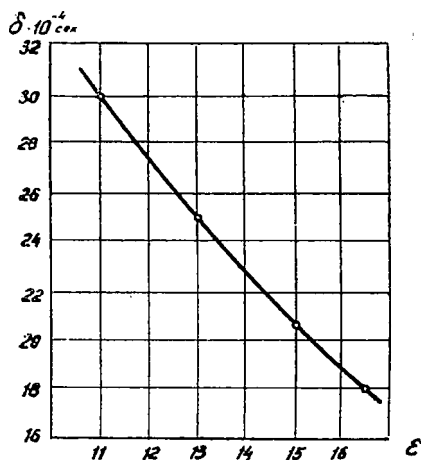


Рис. 42. Изменение периода задержки воспламенения в зависимости от степени сжатия

Для того чтобы осуществить эффективное протекание горения топлива при самовоспламенении, необходимо прежде всего организовать достаточно хорошее перемешивание топлива, впрыснутого в цилиндр с находящимся там воздухом. С этой целью применяют камеры сгорания, хорошо согласующиеся по форме с «факелом» впрыскиваемого топлива, а также обеспечивающие интенсивное вихреобразование в воздушном заряде.

Для этого используется и энергия впрыскиваемого топлива, которое подается через форсунку под большим давлением (от 100 до 3000 кг/см²).

На процесс смесеобразования не отводится специального времени. Смесеобразование и сгорание должны завершиться за 90—100° угла поворота коленчатого вала. Если не учитывать пока значение формы и состояния струи впрыснутого топлива, то интенсивность перемешивания топлива с воздухом в большой мере зависит от конструкции камеры сгорания.

Прежде всего впрыск топлива должен осуществляться в среде сильно турбулированного воздуха. Завихренное движение воздуха должно быть так организовано в камере, чтобы максимальная турбулентность приходилась на зону максимальной концентрации топлива. Если частицы топлива попадают на какие-либо части камеры сгорания, то от соприкосновения с ними топливо должно быстро испаряться и тут же перемешиваться с воздухом. Для этого поверхность камеры, на которую направлена струя топлива, должна быть достаточно высоко нагрета и открыта для доступа воздуха.

Для организации этих сложных физических процессов созданы десятки различных по конструкции камер сгорания.

Все камеры можно подразделить на две принципиально отличные группы:

- 1) неразделенные, однополостные, камеры (рис. 43);
- 2) разделенные, двуполостные, камеры (рис. 44, 45, 46).

Как видно из рисунков, первая группа камер наиболее проста по конструкции; она обладает меньшей внутренней поверхностью, а следовательно, и меньшим теплоотводом в охлаждающую среду. Но она уступает второй группе камер интенсивностью завихрений воздуха и отсутствием сильно разогретых частей, расположенных в зоне распространения струи топлива.

Дизели с разделенными камерами могут быть классифицированы по характеру смесеобразования:

- а) двигатели с предкамерным смесеобразованием (см. рис. 44);
- б) двигатели с вихрекамерным смесеобразованием (см. рис. 45);

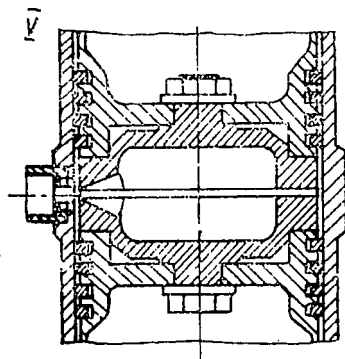
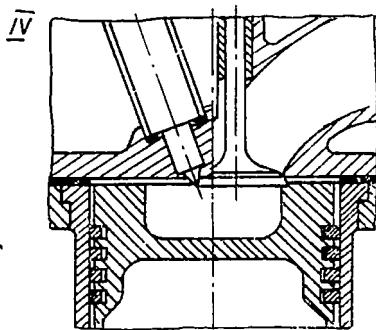
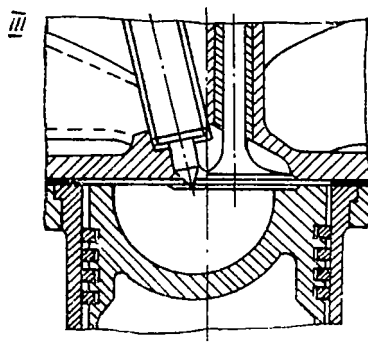
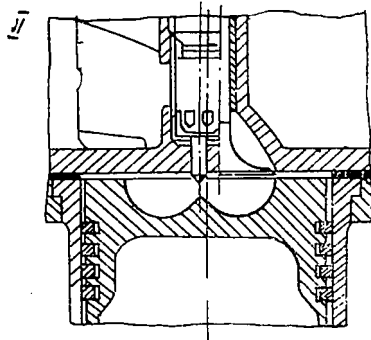
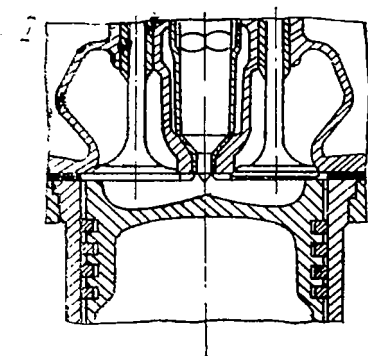


Рис. 43. Неразделенные камеры сгорания

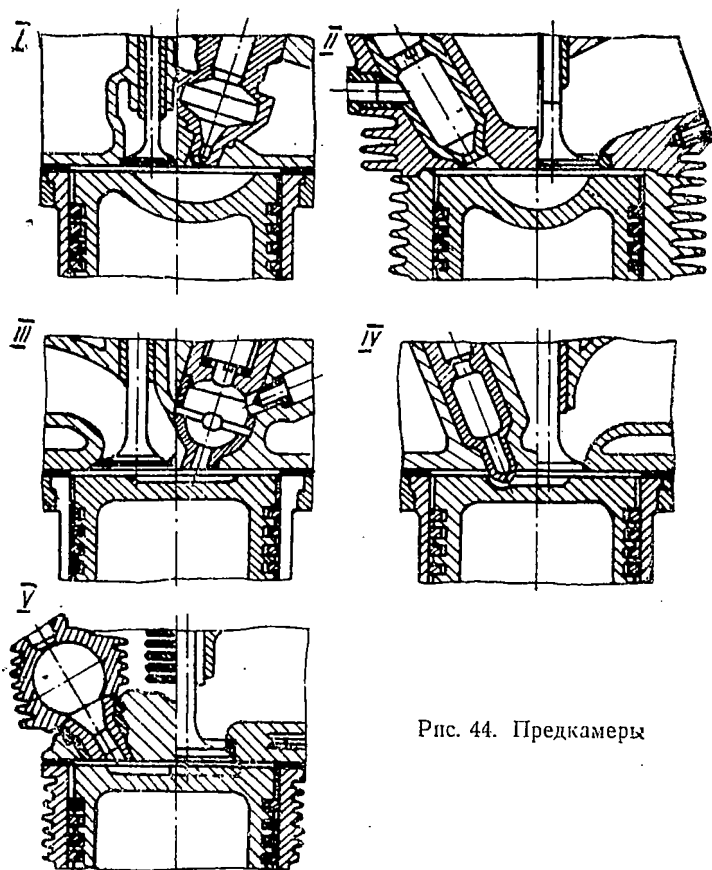


Рис. 44. Предкамеры

в) двигатели с воздушно-аккумуляторным методом смесеобразования (см. рис. 46).

В предкамерных дизелях смесеобразование происходит за счет энергии перетекания продуктов сгорания из специальной камеры (предкамеры) в основное пространство камеры сгорания. Топливо впрыскивается в предкамеру, объем которой составляет 25—35% полного объема камеры сгорания. В ходе сжатия воздух перетекает в предкамеру, где возникает интенсивное вихревое движение заряда. Интенсивность этого движения, а также высокая температура стенок предкамеры способствуют активной подготовке топлива к воспламенению. В результате этого уменьшается задержка воспламенения, и

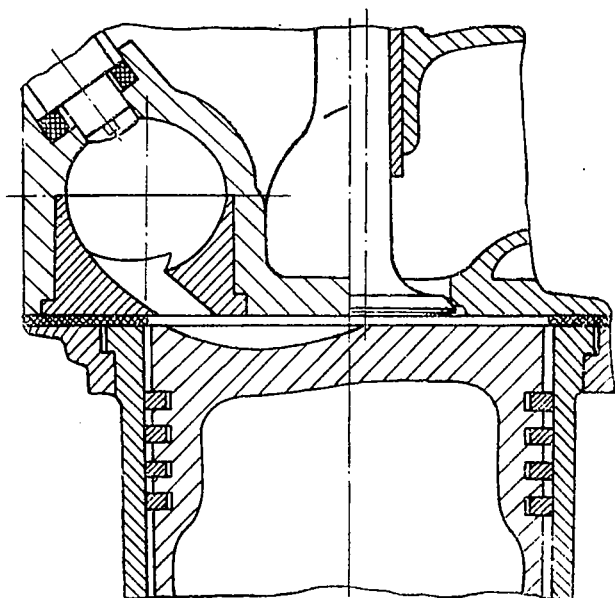


Рис. 45. Вихревая камера сгорания

часть топлива сгорает в предкамере. В результате сгорания топлива температура и давление газов, заключенных в предкамере, возрастают. Под действием создавшегося перепада давления горячие газы с большой скоростью перетекают в надпоршневое пространство, создавая там интенсивное турбулентное движение, что способствует хорошему перемешиванию частиц топлива с воздухом и полному сгоранию топлива.

Преимуществом предкамерного смесеобразования является малая жесткость работы $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \varphi} = 2,5 \div 5 \text{ кг/см}^2 \text{ на } 1^\circ \text{ поворота коленчатого вала} \right)$ и уменьшенное максимальное давление в цилиндре ($p_z = 50 \div 60 \text{ кг/см}^2$).

Недостатком предкамерных дизелей является увеличенная поверхность стенок камеры сгорания, что приводит к увеличению тепловых потерь и, следовательно, к снижению топливной экономичности.

В вихрекамерных дизелях смесеобразование происходит за счет интенсивного организованного вихревого движения воздуха в специальной вихревой камере. Интенсивное вихревое

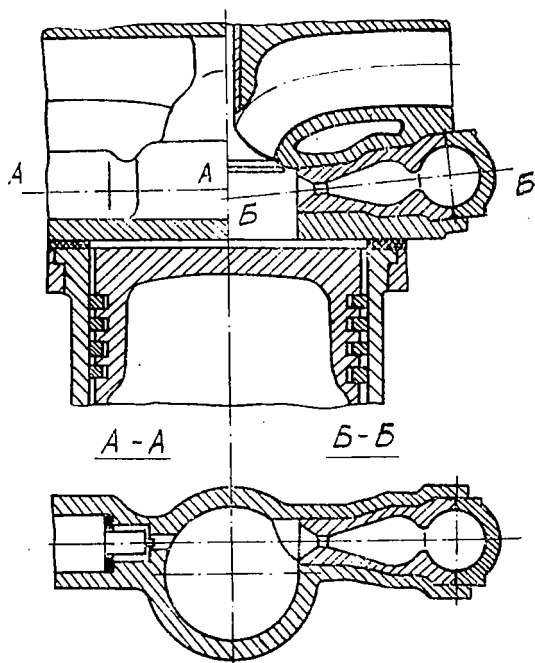


Рис. 46. Воздушно-аккумуляторная камера сгорания Ланова

движение воздушного заряда создает благоприятные условия для полного сгорания топлива при хорошем использовании воздуха. Топливо впрыскивается в вихревую камеру, объем которой составляет обычно 80—85% полного объема камеры сгорания. Жесткость работы вихрекамерных дизелей также относительно невелика, а экономичность ухудшена за счет разветвленной поверхности камеры сгорания и больших тепловых потерь.

Воздушно-аккумуляторные камеры сгорания не получили широкого распространения. Камера Ланова, наиболее распространенная в настоящее время (рис. 46) камера сгорания этого типа, состоит из надпоршневой полости, образованной одной или двумя цилиндрическими выемками, расположенными в днище поршня или в головке, и теплоизолированной вставки, находящейся сбоку цилиндрической выемки. Топливо впрыскивается с противоположной, относительно вставки, стороны. Воспламенение топлива начинается в горловине нагретой вставки. Давление в полости вставки при этом повышается и

чить ощутимые результаты, необходимо применять очень высокие давления (1000 и более *атм*).

Естественно, что подача топлива в цилиндр происходит за определенный промежуток времени. Поэтому закон подачи топлива по времени играет большую роль в организации процесса сгорания. Законом подачи топлива $\sigma = f(\varphi)$ в какой-то степени можно регулировать процесс сгорания. Если сохранить начало подачи топлива и изменять его количество по времени, то период задержки воспламенения останется без изменения, а скорость нарастания давления может меняться очень существенно. Это объясняется тем, что изменяется количество выделившегося тепла вследствие сгорания различного количества впрыснутого топлива. Это явление можно наглядно представить на индикаторных диаграммах (рис. 47).

В 1 случае до начала воспламенения подано в цилиндр σ' топлива, что значительно меньше, чем во 2 случае σ'' , вследствие чего нарастание давления $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ и p_z во 2 случае больше, чем в 1 случае. Совершенно очевидно, что закон подачи 2 приведет к более экономичной, но в то же время и более жесткой работе двигателя, чем закон подачи 1.

ВЛИЯНИЕ ОПЕРЕЖЕНИЯ ВПРЫСКА ТОПЛИВА

Процесс сгорания можно смещать относительно в. м. т в ту и другую сторону, изменяя угол опережения впрыска топлива. При этом меняется и качественная картина процесса сгорания. Влияние угла опережения впрыска наглядно представ-

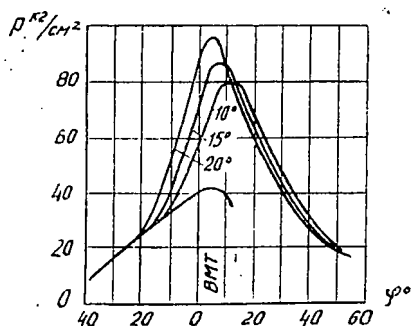


Рис. 48. Влияние опережения впрыска топлива на характер изменения давления в процессе сгорания

лено на индикаторных диаграммах, снятых с одного и того же двигателя (рис. 48).

При наибольшем угле опережения $\theta = 20^\circ$ процесс сгорания происходит с наибольшим нарастанием давления (наиболее жестко), и по сравнению с другими циклами давление p_z в этом случае наибольшее. Уменьшение θ приводит к снижению скорости нарастания давления $\frac{dp}{dt}$ и процесс сгорания смещается в процесс расширения. В данном случае по жесткости работы и экономичности наимыгоднейшим θ является угол 15° ; наимыгоднейшее значение $\theta_{\text{опт}}$ зависит от ϵ , сорта топлива, p_k и T_k , закона подачи топлива.

ВЛИЯНИЕ СОСТАВА СМЕСИ

Неравномерность распределения топлива в заряде является характерной для двигателей с самовоспламенением. Поэтому процесс сгорания протекает при неоднородной смеси, образующейся одновременно при подготовке к воспламенению и при воспламенении. Таким образом, состав смеси изменяется не только по объему камеры, но и по времени.

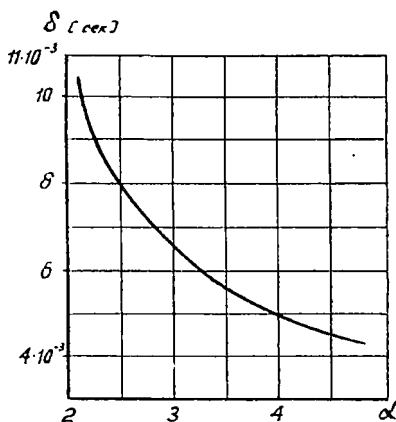


Рис. 49. Продолжительность сгорания в зависимости от состава смеси

Тем не менее время полного сгорания топлива (95%) зависит от среднего значения α . Продолжительность сгорания уменьшается при увеличении α . Это показано на рис. 49.

ВЛИЯНИЕ ЧИСЛА ОБОРОТОВ

Увеличение числа оборотов коленчатого вала двигателя уменьшает время, отведенное на процесс смесеобразования и сгорания. Поэтому процесс сгорания будет затягиваться по углу поворота коленчатого вала и переноситься на линию расширения. Правда, при увеличении оборотов повышается степень завихренности воздуха перед сгоранием, улучшается качество распыливания топлива и сокращается по времени продолжительность впрыскивания топлива, что лишь в некоторой степени компенсирует уменьшение времени на сгорание в результате повышения оборотов. Обычно при повышении оборотов увеличивают угол опережения впрыска и принимают меры к улучшению смесеобразования различными конструктивными методами.

ВЛИЯНИЕ ДАВЛЕНИЯ И ТЕМПЕРАТУРЫ НА ВПУСКЕ И ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ НА ВЫПУСКЕ

Применение наддува двигателя создает на впуске воздуха в цилиндр условия (p_k и T_k), отличные от атмосферных, при этом они могут изменяться в широких пределах. Наддув увеличивает весовую плотность заряда, увеличивает завихренность воздуха и его температуру, а все это способствует улучшению смесеобразования, уменьшению периода задержки воспламенения и улучшению сгорания.

Увеличение противодавления на выпуске приводит к возрастанию количества остаточных газов в цилиндре, что засоряет свежий заряд продуктами сгорания, ухудшает процесс подготовки топлива к воспламенению и несколько обогащает смесь при сохранении количества впрыснутого топлива.

При значениях $\frac{p_p}{p_k} = 0,8—0,9$ период задержки воспламенения уменьшается вследствие повышения температуры заряда от остаточных газов, а максимальное давление цикла несколько снижается в результате загрязненности смеси.

Температура конца сгорания

Температура конца сгорания (T_z) определяется в предположении, что подвод тепла при сгорании осуществляется по изохоре в цикле двигателя с искровым воспламенением (рис. 50, а) или частично по изохоре и частично по изобаре в цикле двигателя с самовоспламенением (рис. 50, б).

За начало подвода тепла принимают точку с, за окончание видимого горения принимают точку z.

В период видимого сгорания общее количество подведенного тепла не равно теплотворности всего количества топлива $G_T \cdot H_u$, так как часть теплоты отводится в стенки, часть теплоты не выделяется из-за неполного сгорания, диссоциации и догорания по линии расширения. Наличие потерь приводит к тому, что на повышение температуры от T_c до T_z при сгорании 1 кг топлива идет лишь часть теплоты ξH_u ккал, где ξ — коэффициент выделения теплоты по линии сгорания.

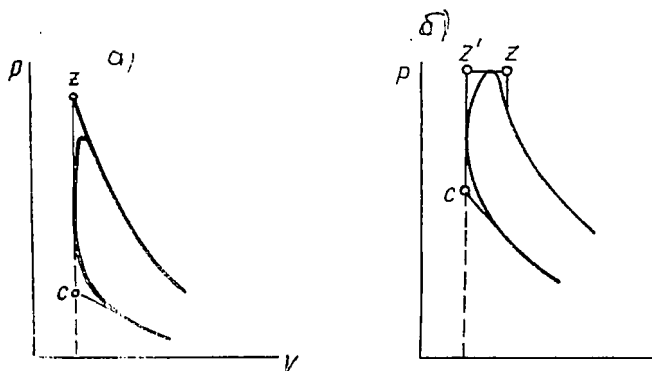


Рис. 50. Расчетная схема для определения температуры конца сгорания в циклах двигателя с искровым воспламенением (а) и с самовоспламенением (б)

При выводе уравнения сгорания общим случаем будет смешанный цикл, применительно к которому мы и сделаем вывод. В этом случае выделившееся тепло при сгорании 1 кг топлива ξH_u пойдет на повышение внутренней энергии заряда $U_z - U_c$ и на совершение работы AL_{c-z} .

Следовательно,

$$\begin{aligned}\xi H_u &= U_z - U_c + AL_{c-z}, \\ U_z &= (M'' + M''') (mc_v)_{пс} t_z,\end{aligned}$$

где M'' — число молей продуктов сгорания в точке z ;
 M''' — число молей остаточных газов от предыдущего цикла;
 $(mc_v)_{пс}$ — молярная теплоемкость продуктов сгорания;

$$U_c = (\alpha L_0' + M''') (mc_v)_{см} t_c;$$

$\alpha L_0'$ — число молей свежей смеси (топливом M_T как малой величиной пренебрегаем);

$(mc_v)_{\text{см}} \simeq (mc_v)_{\text{в}}$ — молярная теплоемкость воздуха;

$$AL_{c-z} = Ap_z V_z - Ap_{z'} V_{c'}.$$

Известно, что $P_{z'} = \lambda p_c$, заменяя $p_z V_z = G_z R_z T_z$ и т. д., будем иметь

$$AL_{c-z} = AG_z R_z T_z - \lambda AG_c R_c T_c.$$

Так как

$$AR = \frac{1,985}{m} \text{ и } \frac{G}{m} = M$$

или

$$\frac{G_z}{m_z} = M_z = M'' + M'''; \quad \frac{G_c}{m_c} = M_c = \alpha L_0' + M''',$$

то, подставляя эти выражения в уравнение, получим

$$AL_{c-z} = (M'' + M''') \cdot 1,985 T_z - \lambda(\alpha L_0' + M''') \cdot 1,985 T_c.$$

Подставляя полученное AL_{c-z} в исходное уравнение, будем иметь

$$\xi H_u = (M'' + M''') (mc_v)_{\text{пс}} t_z - (\alpha L_0' + M''') (mc_v)_{\text{в}} t_c + \\ + (M'' + M''') 1,985 T_z - \lambda(\alpha L_0' + M''') 1,985 T_c.$$

Преобразуем это уравнение

$$(M'' + M''') [(mc_v)_{\text{пс}} t_z + 1,985(t_z + 273)] = (\alpha L_0' + M''') (mc_v)_{\text{в}} t_c + \\ + \lambda(\alpha L_0' + M''') 1,985(t_c + 273) + \xi H_u.$$

Разделим все члены уравнения на $\alpha L_0'$ и, принимая во внимание, что

$$(mc_v)_{\text{пс}} + 1,985 = (mc_p)_{\text{пс}}$$

и

$$\frac{M'' + M'''}{\alpha L_0'} = \beta_0 + \gamma, \quad \frac{\alpha L_0' + M'''}{\alpha L_0'} = 1 + \gamma,$$

получим

$$(\beta_0 + \gamma) [(mc_p)_{\text{пс}} t_z + 543] = (1 + \gamma) (mc_v)_{\text{в}} t_c + \\ + \lambda(1 + \gamma) 1,985(t_c + 273) + \frac{\xi H_u}{\alpha L_0'} \quad (25)$$

или точнее, учитывая разные теплоемкости воздуха и продуктов сгорания

$$(\beta_0 + \gamma) [(mc_p)_{nc} t_z + 543] = (mc_v)_{в} t_c + \gamma (mc_v)_{nc} t_c + \\ + \lambda (1 + \gamma) 1,985 (t_c + 273) + \frac{\xi H_u}{\alpha L_0'} \quad (26)$$

По этому уравнению определяется температура конца видимого сгорания t_z для двигателей с самовоспламенением, работающих по смешанному циклу.

Для двигателей с искровым воспламенением, работающих по циклу с $V = \text{const}$, работа $AL_{c-z} = 0$, тогда

$$\xi H_u = U_z - U_c.$$

Подставляя значения величин U_z и U_c и произведя преобразования, будем иметь

$$\frac{\xi H_u}{\alpha L_0'} = (\beta_0 + \gamma) (mc_v)_{nc} t_z - (1 + \gamma) (mc_v)_{в} t_c,$$

или

$$(\beta_0 + \gamma) (mc_v)_{nc} t_z = (1 + \gamma) (mc_v)_{в} t_c + \frac{\xi H_u}{\alpha L_0'} \quad (27)$$

Учитывая разные теплоемкости воздуха и продуктов сгорания, окончательно запишем

$$(\beta_0 + \gamma) (mc_v)_{nc} t_z = (mc_v)_{в} t_c + \gamma (mc_v)_{nc} t_c + \frac{\xi H_u}{\alpha L_0'} \quad (28)$$

Из этого уравнения определяют температуру t_z конца видимого сгорания для двигателей с искровым воспламенением, работающих по циклу $V = \text{const}$.

Оба полученные уравнения сгорания содержат коэффициент выделения тепла ξ , которым при расчете приходится задаваться. Величина этого коэффициента зависит от очень многих факторов, оказывающих влияние на процесс сгорания. К таким факторам относятся: число оборотов, состав смеси, конструкция камеры сгорания, тип двигателя.

В зависимости от этих величин коэффициент выделения тепла может изменяться в широких пределах порядка $\xi = 0,75 - 0,95$, но для каждого типа двигателей диапазон изменения ξ можно значительно сузить и принимать для расчета:

двигатели с самовоспламенением	$\xi = 0,8 - 0,85$;
двигатели с искровым воспламенением	$\xi = 0,85 - 0,95$;
калоризаторные нефтяные двигатели	$\xi = 0,75 - 0,85$.

При расчете двигателей с искровым воспламенением очень часто задается $\alpha < 1,0$. В этом случае наблюдается неполное сгорание топлива и как следствие уменьшение количества выделившегося тепла в процессе сгорания.

При определении t_z из уравнения сгорания это можно учесть величиной ξ , если имеются экспериментальные данные, или учесть потерю теплоты $H_u - \Delta H_u$. Опуская существующие выводы значения ΔH_u , приведем готовую формулу для рас пространенных бензинов среднего состава $C=0,858$ и $H=0,142$.

$$\Delta H_u = 13800 (1 - \alpha) \text{ кал/кг топлива.}$$

В современных двигателях максимальная температура цикла достигает $2800\text{--}3000^\circ\text{C}$ у карбюраторных двигателей и $2200\text{--}2500^\circ\text{C}$ — у дизелей без наддува.

Для приближенного расчета можно использовать эмпирическую формулу

$$T_z = \frac{\xi H_u}{(\alpha L_0 + 1) c_v} + T_k \varepsilon^{n_1 - 1},$$

где $\xi = 0,9\text{--}0,92$; $c_v = 0,29$; $n_1 = 1,32$; $H_u = 0,97 H_u$ для дизелей и $H_u = (1,39\alpha - 0,39) H_u$ для искровых д. в. с. до $\alpha = 1,0$; при $\alpha > 1,0$ подобно дизелю $H_u = 0,97 H_u$.

Давление рабочего тела в конце видимого сгорания

Характеристические уравнения дают возможность выразить связь между параметрами рабочего тела в начале и конце сгорания с учетом изменения молекулярного веса

$$\frac{p_z V_z}{p_c V_c} = \frac{M'' + M'''}{\alpha L_0' + M'''} \cdot \frac{T_z}{T_c}.$$

Известно, что

$$\frac{M'' + M'''}{\alpha L_0' + M'''} = \frac{\beta_0 + \gamma}{1 + \gamma} = \beta.$$

В общем виде $\frac{V_z}{V_c} = \rho$ — степень предварительного расширения.

Для двигателей с самовоспламенением

$$\frac{p_z}{p_c} = \frac{\beta}{\rho} \cdot \frac{T_z}{T_c}. \quad (29)$$

Для двигателей с искровым воспламенением $V_z = V_c$, тогда

$$\frac{p_{z'}}{p_c} = \beta \frac{T_z}{T_c}, \quad (30)$$

а

$$p_z = (0,85-0,9) p_{z'}.$$

Иногда для дизелей бывает задана степень увеличения давления $\lambda = \frac{p_z}{p_c}$ и требуется установить степень предваритель-

ного расширения. В этом случае $\rho = \frac{\beta}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$.

Степень увеличения давления λ характеризует жесткость работы дизеля.

Для современных двигателей:

с непосредственным впрыском топлива	$\lambda = 1,7-2,2$;
с вихревыми и воздушными камерами	$\lambda = 1,5-1,8$;
с предкамерами	$\lambda = 1,4-1,6$.

В двигателях с хорошо организованным смесеобразованием степень увеличения давления не превосходит $\lambda = 1,5$. Двигатель работает мягко.

В существующих двигателях без наддува максимальное давление p_z имеет следующие значения:

двигатели с искровым воспламенением	$p_z = 30-60 \text{ кг/см}^2$;
стационарные двигатели	
с самовоспламенением	$p_z = 45-65 \text{ кг/см}^2$;
быстроходные двигатели	
с самовоспламенением	$p_z = 50-100 \text{ кг/см}^2$.

ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ

Процесс расширения в действительном цикле является основным, ибо при расширении тепловая энергия преобразуется в механическую. И чем больше степень расширения рабочего тела, тем больше тепла пойдет на полезную работу, тем меньше потери энергии в окружающую среду. В начале процесса расширения происходит догорание смеси, т. е. процесс протекает с выделением тепла. При этом подвод тепла больше, чем отвод в охлаждающую среду. По мере расширения выделение тепла за счет догорания уменьшается, а с некоторого момента

и совсем прекращается, а отвод в охлаждающую среду продолжается.

Таким образом, процесс протекает с изменяющимся теплообменом, который характеризуется переменным показателем политропы расширения $n_2 \neq \text{const}$ (рис. 51).

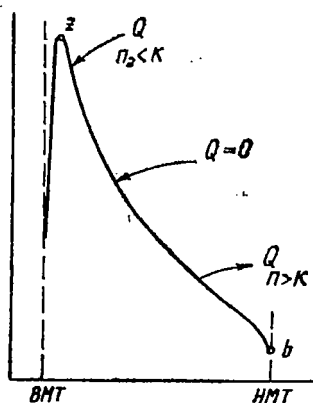


Рис. 51. Процесс расширения

Если бы процесс сгорания протекал мгновенно и заканчивался бы в в. м. т., а процесс расширения протекал бы до снижения температуры от T_z до T_0 (температура наружной среды), то в этом случае максимальное количество тепла превратилось бы в полезную механическую работу. Так как в цилиндре процесс расширения ограничен ходом поршня, то $T_b > T_0$, а $p_b > p_0$, поэтому газы, выбрасываемые из цилиндра после завершения расширения, содержат еще большой запас энергии. Учитывая сложность протекания процесса расширения, рассчитать его можно лишь приблизительно, предположив, что он протекает по политропе с постоянным показателем ($n_2 = \text{const}$). За n_2 можно принимать осредненную величину, которая приближала бы принятый процесс к действительно происходящему.

Для карбюраторных двигателей $n_2 = 1,20—1,25$. Чем меньше догорание, тем большее значение имеет показатель n_2 . Для дизелей показатель n_2 можно брать несколько большим: $n_2 = 1,24—1,27$. В выборе n_2 можно ориентироваться на литературные данные¹.

¹ Двигатели внутреннего сгорания. Под ред. проф. А. С. Орлина, т. II. М., 1971; Иноземцев Н. В. Курс тепловых двигателей. М., 1952.

Выбрав показатель n_2 , можно рассчитать протекание поли-
тропы расширения и конечные показатели

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} \text{ для дизелей,} \quad (31)$$

где

$$\delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{\varepsilon}{\rho}, \quad T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}. \quad (32)$$

Для карбюраторных двигателей $\delta = \varepsilon$

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}, \quad (33)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}, \quad (34)$$

Давление и температура конца расширения в циклах совре-
менных двигателей внутреннего сгорания составляют:

у карбюраторных двигателей

$$p_b = 4 \div 6 \text{ кг/см}^2, \\ T_b = 1200 \div 1500^\circ \text{ К};$$

у дизелей

$$p_b = 2 \div 4 \text{ кг/см}^2, \\ T_b = 1000 \div 1300^\circ \text{ К}.$$

ПРОЦЕСС ВЫПУСКА ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

Выпуск отработавших газов представляет собой процесс истечения газов из цилиндра двигателя при резко изменяющихся параметрах. Истечение газов при выпуске протекает с переменной массой. Поэтому процессы, происходящие при истечении газов через клапанное отверстие, строго говоря, не являются термодинамическими.

В процессе выпуска располагаемая энергия газа, скорость, расход газа, вытекающего из цилиндра, изменяются по времени, а, следовательно, и по углу поворота кривошипа. В опытах разных авторов наблюдалась закономерность изменения

вышеперечисленных величин; некоторые результаты приведены на рис. 52.

Мы приводим результаты опыта, проведенного на одноцилиндровом форсированном двигателе, который развивал мощность $N_e = 219$ л. с. при $n = 2800$ об/мин; в начале выпуска $\frac{p_{\text{цпл.}}}{p_0} = 10$.

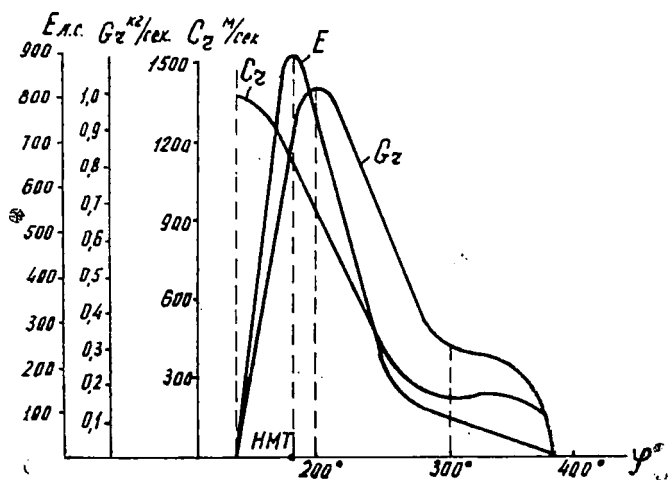


Рис. 52. Изменение скорости (C_r), расхода (G_r) и располагаемой энергии (E) отработавших газов

В момент открытия клапана за $40 \div 70^\circ$ до н. м. т. перепад давления между цилиндром и внешней средой у двигателей без наддува достигает $\frac{p_{\text{цпл.}}}{p_0} = 4-5$ и может увеличиваться до $7-9$ у двигателей с наддувом.

В результате таких высоких перепадов давлений начальная скорость газа достигает величины, превышающей 1000 м/сек. Истечение с такими большими скоростями вызывает удар о внешнюю среду, в результате слышен резкий шум на выхлопе. Как известно, шум выхлопа настолько велик, что затрудняет работу человека у двигателя. Поэтому большая часть транспортных и стационарных двигателей работает с глушителями шума.

Минимальная скорость истечения газа наступает после $150-180^\circ$ угла поворота вала с начала открытия клапана и достигает $100-150$ м/сек. Как правило, даже при открытии вса-

сывающего клапана скорость истечения не доходит до нуля. Истечение через выхлопной клапан протекает до полного закрытия клапана. Несмотря на большую начальную скорость истечения, проходное сечение в клапане настолько мало, что весовой расход газа в начале открытия очень мал.

По истечении примерно $1/4$ периода открытия клапана весовой расход достигает G_{max} кг/сек (рис. 52).

Процесс истечения длится примерно $250\text{--}260^\circ$, однако большая часть кинетической энергии газа заключена в массе, вытекающей за $150\text{--}160^\circ$ поворота коленчатого вала, что соответствует по времени $\sim 0,01$ сек (при $n=3000$ об/мин). Среднее значение кинетической энергии соответствует мощности 102 л. с., максимальное—860 л. с. Если пренебречь потерями в выпускной системе, то располагаемая кинетическая энергия отработавших газов у клапана составляет 47% от энергии, подведенной в цилиндр. Обычно с отработавшими газами уносится 35—47% подведенной энергии. Таким образом, использование этой энергии является насущной задачей развития д в с.

Очень часто энергию отработавших газов используют в газовой турбине, которая служит для привода компрессора. Образованный таким образом турбокомпрессор используется для наддува двигателя.

Для дальнейших расчетов очень важным параметром является температура выпускных газов. Обычно принимают некую осредненную температуру, которую определяют по эмпирическим формулам или путем расчета.

Для расчета температуры выхлопных газов в двигателе, работающем по циклу Отто, определим температуру в точке b индикаторной диаграммы.

Как уже известно,

$$T_z = T_c + \frac{\xi H_a}{c_v (\alpha L_0 + 1)},$$

но величины T_z и T_b связаны отношением

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}, \quad T_z = T_b \varepsilon^{n_2-1},$$

а

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

Подставив величины, определяющие T_c и T_b , в уравнение для расчета T_z , после преобразования получим

$$T_b = T_a \varepsilon^{n_1 - n_2} + \frac{\xi H_a}{c_v \varepsilon^{n_2 - 1} (\alpha L_0 + 1)}. \quad (35)$$

Для карбюраторных двигателей:

$$\begin{aligned} n_1 &= 1,33 \div 1,35; \\ n_2 &= 1,20 \div 1,25; \\ n_1 - n_2 &= 0,1 \div 0,12. \end{aligned}$$

Формулу (35) можно также использовать для расчета температуры T_b у дизелей. В этом случае для дизелей:

$$\begin{aligned} n_1 &= 1,34 - 1,37; \\ n_2 &= 1,24 - 1,27; \\ n_1 - n_2 &= 0,1 \div 0,13. \end{aligned}$$

Температура в точке a связана с температурой во всасывающем коллекторе

$$T_a = T_k + \Delta T = (1,1 \div 1,15) T_k$$

или в среднем

$$T_a = 1,12 T_k,$$

а

$$n_1 - n_2 = 0,1; n_2 = 1,25.$$

Поэтому для расчета температуры T_b можно предложить формулу.

$$T_b = 1,12 T_k \varepsilon^{0,1} + \frac{\xi H_a}{c_v \varepsilon^{0,25} (\alpha L_0 + 1)}.$$

Считая, что $c_v = 0,29$ ккал/град и что $T_b \simeq T_p$, получим при $\alpha = 1,0$

$$T_p = 1,1 T_k \varepsilon^{0,1} + 3,4 \frac{\xi H_u}{\varepsilon^{0,25} (L_0 + 1)},$$

или при $H_u = 10400$ ккал/кг, $\xi = 0,9$, $L_0 + 1 = 15,9$ получим

$$T_p = 1,1 T_k \varepsilon^{0,1} + \frac{2000}{\varepsilon^{0,25}}.$$

Для расчета температуры T_p можно также использовать следующие формулы:

для двигателей с искровым зажиганием

$$T_p = 0,9 T_k + 2,76 \frac{\xi H_a}{\varepsilon^{0,25} (1 + \alpha L_0)}, \quad (36)$$

где $\xi = 0,9 - 0,92$; $H_a = H_u (1,39 \alpha - 1,39)$;

для дизелей

$$T_p = 1,13 T_k + \frac{18\,500}{\varepsilon^{0,25} (1 + \alpha L_0)}.$$

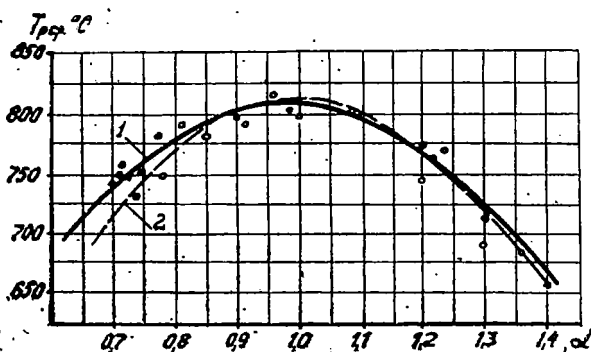


Рис. 53. Изменение температуры отработавших газов в зависимости от состава смеси:

1 — по расчету; 2 — по экспериментальным данным

На рис. 53 приведена экспериментальная зависимость $T_{p,ср} = f(\alpha)$, полученная на авиационном двигателе ВК-105 ПФ с факельным зажиганием.

В современных двигателях фазы процесса выпуска составляют:

опережение открытия клапана $40 \div 70^\circ$ до н. м. т.,
запаздывание закрытия $10 \div 20^\circ$ после в. м. т.,
продолжительность открытия $230 \div 270^\circ$ п. к. в.

В связи с резким увеличением количества двигателей внутреннего сгорания, находящихся в эксплуатации, в последнее время особенно остро встал вопрос о борьбе с вредными компонентами выхлопных газов. Содержание вредных веществ

в выпускных газах характеризуется следующими данными (в мг/л):

Продукт сгорания	Двигатели	
	карбюраторные	дизели
Оксиды азота NO и NO ₂	до 0,8	до 0,5
СО	от 0,2 до 3,0	до 0,5
Альдегиды	0,2	0,009

Кроме того, в продуктах сгорания содержатся часто сажа и канцерогенное вещество 3—4-бен-а-пирен.

III. ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

ИНДИКАТОРНАЯ РАБОТА И СРЕДНЕЕ ИНДИКАТОРНОЕ ДАВЛЕНИЕ

Производительность действительного цикла определяется и характеризуется индикаторной работой L_i . Эта работа совершается газами внутри цилиндра двигателя за действительный цикл.

Как известно, работа цикла представляет собой разность положительной работы при расширении и отрицательной при сжатии.

$$\text{Таким образом, } L_i = \int_{V_c}^{V_a} (p_{\text{расш}} - p_{\text{сж}}) dV.$$

Этот интеграл представляет собою площадь действительного цикла (рис. 54).

Очень удобно характеризовать производительность действительного цикла условной величиной, называемой средним индикаторным давлением p_i .

Средним индикаторным давлением p_i называют такое избыточное условное давление, которое, действуя на поршень за ход расширения, создает работу, равную работе действительного цикла.

$$L_i = p_i V_h \text{ (кг м)}. \quad (37)$$

Следовательно, если имеем индикаторную диаграмму, снятую с двигателя, то, определив планиметрированием площадь $F \text{ см}^2$ действительного цикла (рис. 54, б), подсчитаем среднее индикаторное давление

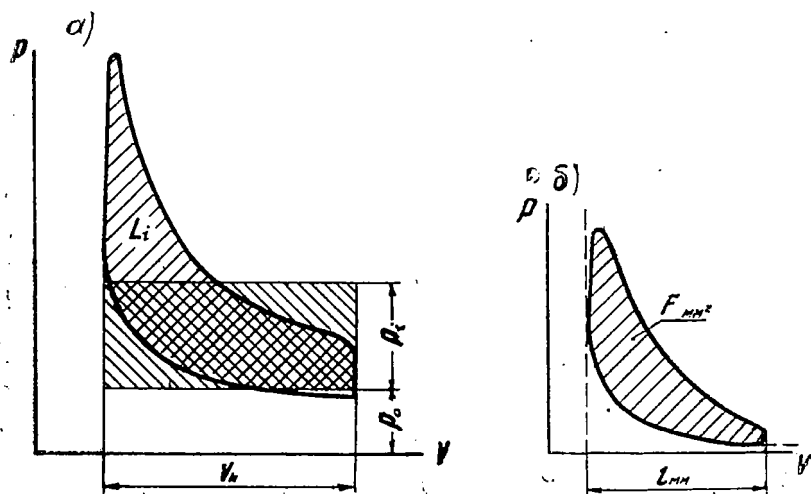


Рис. 54. Определение среднего индикаторного давления (а) и площади индикаторной диаграммы (б)

$$p_i = \frac{F \cdot m}{l},$$

где m — масштаб оси ординат, $\frac{\text{кг}}{\text{см}^2} / \text{мм}$;

l — длина диаграммы в мм.

ВЫРАЖЕНИЕ СРЕДНЕГО ИНДИКАТОРНОГО ДАВЛЕНИЯ ЧЕРЕЗ ПАРАМЕТРЫ ЦИКЛА

Если процесс сжатия и расширения совершается при постоянных показателях политроп n_1 и n_2 , а сгорание происходит при $V = \text{const}$ — двигателя с искровым воспламенением или при V и $p = \text{const}$ — дизели, то такие циклы называются теоретическими.

На рис. 55 изображены расчетные диаграммы теоретического цикла двигателя с искровым воспламенением ($a - c - z - b - a$) и цикла дизеля ($a - c - z' - z - b - a$).

Как видно на рис. 55, диаграмма действительного цикла отличается от теоретической тем, что вследствие опережения зажигания, конечной величины скорости сгорания и опережения открытия выпускного клапана часть полезной площади

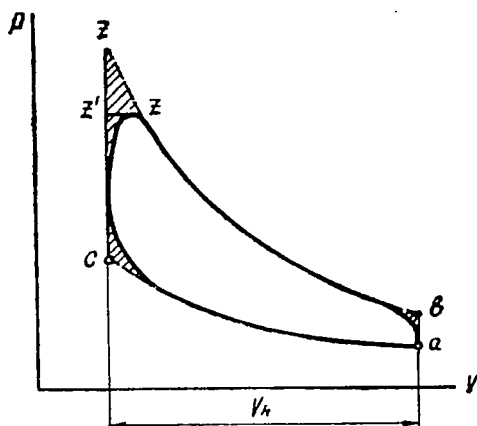


Рис. 55. Расчетная диаграмма теоретического цикла двигателя

теоретической индикаторной диаграммы теряется. Эта потеря учитывается коэффициентом полноты диаграммы

$$\eta_w = \frac{L_i}{L'_i},$$

для дизелей

$$\eta_w = 0,9—0,95,$$

для бензиновых д. в. с. $\eta_w = 0,94—0,97$.

Индикаторная работа теоретического цикла

$$L'_i = L_{z-b} - L_{c-a}.$$

Среднее индикаторное давление теоретического цикла

$$p'_i = \frac{L'_i}{V_h}.$$

Для политропического процесса работа расширения

$$L'_{z-b} = \int_{V_c}^{V_a} p dV, \text{ но } pV^{n_2} = p_z V_c^{n_2},$$

или

$$p = p_z \left(\frac{V_c}{V} \right)^{n_2}.$$

Подставляя под интеграл и вынося постоянные величины, получим

$$L'_{z-b} = p_z V_c^{n_2} \int_{V_c}^a V^{-n_2} dV = p_z V_c \frac{1 - \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{1-n_2}}{n_2-1}.$$

После некоторых преобразований будем иметь

$$L'_{z-b} = p_z V_c \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}}}{n_2-1},$$

аналогично

$$L'_{c-a} = p_c V_c \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}}{n_1-1}.$$

Среднее индикаторное давление

$$p_i' = \frac{V_c}{V_h} \left(p_z \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}}}{n_2-1} - p_c \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}}{n_1-1} \right),$$

или

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon-1} \left(\frac{p_z}{p_c} \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}}}{n_2-1} - \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}}{n_1-1} \right). \quad (38)$$

Среднее индикаторное давление действительного цикла

$$p_i = p_i' \cdot \eta_w. \quad (39)$$

ДВИГАТЕЛЬ С САМОВОСПЛАМЕНЕНИЕМ
(СМЕШАННЫЙ ЦИКЛ)

$$L_i' = L_{z'-z} + L_{z-b} - L_{c-a}.$$

Распишем работы через параметры цикла

$$L_{z'-z} = p_z (V_z - V_{z'}) = p_z V_{z'} \left(\frac{V_z}{V_{z'}} - 1 \right).$$

Имея в виду, что $V_{z'} = V_c$, а $\frac{V_z}{V_{z'}} = \rho$ — степень предварительного расширения и $\frac{p_z}{p_c} = \lambda$ — степень повышения давления, получим

$$L_{z'-z} = p_c V_c \lambda (\rho - 1).$$

По аналогии с предыдущим можно написать

$$L_{z-b} = \frac{p_z V_z}{n_2 - 1} \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{V_a}{V_z} \right)^{n_2 - 1}} \right],$$

где $\frac{V_a}{V_z} = \delta$ — степень расширения, а $p_z V_z = p_c V_c \lambda \rho$.

Подставляя в формулу L_{z-b} , будем иметь

$$L_{z-b} = p_c V_c \lambda \rho \frac{1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}}{n_2 - 1}.$$

В то же время

$$L_{c-a} = p_c V_c \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}}{n_1 - 1}.$$

Тогда

$$p_i' = \frac{p_c V_c}{V_h} \left[\lambda (\rho - 1) + \lambda \rho \frac{1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}}{n_2 - 1} - \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}}{n_1 - 1} \right],$$

или

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \lambda \rho \frac{1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}}{n_2 - 1} - \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}}{n_1 - 1} \right]. \quad (40)$$

По данным эксперимента, приведенным в различных учебниках:

$\lambda = 1,6 - 2,5$ — для дизелей с неразделенными камерами;

$\lambda = 1,4 - 1,9$ — с разделенными камерами;

$\rho = 1,1 - 1,5$.

Среднее индикаторное давление действительного цикла

$$p_i = p_i' \eta_w.$$

Примерная величина среднего индикаторного давления у существующих двигателей:

бензиновые двигатели	$p_i = 6-12 \text{ кг/см}^2$;
быстроходные дизели	$p_i = 6-9$;
стационарные дизели	$p_i = 5,5-6,5$;
газовые двигатели	$p_i = 4-7,0$;
бензиновые двигатели и дизели с наддувом	p_i до 20.

ЭКОНОМИЧНОСТЬ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО ЦИКЛА

Экономичность действительного цикла д. в. с. характеризуется индикаторным к. п. д.

Индикаторный к. п. д. (η_i) показывает, какая часть из подведенного тепла в виде химической энергии топлива за действительный цикл превратилась в полезную индикаторную работу.

$$\eta_i = \frac{AL_i}{Q_1},$$

где L_i — индикаторная работа цикла, равная площади индикаторной диаграммы;
 Q_1 — количество тепла, которое выделяется при полном сгорании вводимого топлива.

Выразим $L_i = p_i V_h$.

Из характеристического уравнения $p_k V_h \eta_v = G_B RT_k$ определим значение V_h .

$$V_h = \frac{G_B R p_k}{p_k \eta_v}.$$

Подставляя значение V_h .

$$L_i = \frac{G_B R T_k p_i}{p_k \eta_v}.$$

Положим, что на совершение цикла израсходован 1 кг топлива, тогда $Q_1 = H_u$, а $G_B = \alpha L_0$, отсюда

$$\eta_i = AR \frac{p_i T_k \alpha L_0}{H_u p_k \eta_v}, \text{ но } AR = 0,0686,$$

$$\eta_i = 0,0686 \frac{p_i T_k \alpha L_0}{\eta_v p_k H_u}, \quad (41)$$

где

$$p_i \text{ (кг/см}^2\text{)}, T_k \text{ (}^\circ\text{K)}, L_0 \left(\frac{\text{кг}}{\text{кг топ.л.}} \right), H_u \left(\frac{\text{ккал}}{\text{кг топ.л.}} \right), p_k \left(\frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \right).$$

Индикаторный к. п. д. можно представить иначе. Если обозначить η_i' — индикаторный коэффициент полезного действия теоретического цикла, то можно написать

$$\eta_i' = \frac{AL_i'}{Q_1}.$$

Коэффициент полезного действия действительного цикла выразим аналогично

$$\eta_i = \frac{AL_i}{Q_1}.$$

Взяв отношение этих к. п. д., получим

$$\frac{\eta_i}{\eta_i'} = \frac{L_i}{L_i'} = \eta_w.$$

Для эталонных величин α и конструктивных параметров к. п. д. η_i' по аналогии с идеальным циклом можно представить в виде

$$\eta_i' = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n-1}},$$

где величина n — условный осредненный показатель политропических процессов сжатия и расширения цикла. Его можно принимать для двигателей с искровым воспламенением $n = 1,25$, для дизелей $n = 1,2$.

За эталонный диаметр цилиндра можно принять $D = 150$ мм, тогда

$$\eta_D = \frac{\eta_i}{\eta_{i(D=150)}} \text{ и } \eta_i = \eta_{i(D=150)} \cdot \eta_D.$$

В этом случае индикаторный к. п. д. запишем

$$\eta_i = \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n-1}} \right) \eta_w \eta_D.$$

Поправку на форму камеры сгорания оценим коэффициентом камеры

$$\eta_k = \frac{\eta_i}{\eta_i \text{ (этал. камера) }},$$

тогда

$$\eta_i = \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n-1}}\right) \eta_W \eta_D \eta_k.$$

Поправку на коэффициент избытка воздуха оценим величиной

$$\eta_\alpha = \frac{\eta_i}{\eta_i \text{ (}\alpha\text{—этал.)}}.$$

За эталон α для искровых д. в. с. примем $\alpha = 1,0$, для дизелей— $\alpha = 1,5$. В этом случае будем иметь

$$\eta_i = \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n-1}}\right) \eta_W \eta_D \eta_k \eta_\alpha. \quad (42)$$

Все четыре коэффициента могут быть установлены опытом и в этом случае индикаторный к. п. д. рассчитывается без труда. Экспериментальные зависимости указанных коэффициентов рассмотрим в следующем разделе.

У современных двигателей величины индикаторных к. п. д. имеют следующие значения:

$$\begin{aligned} \text{у дизелей} \quad \eta_i &= 0,4 \div 0,48, \\ \text{у искровых д. в. с.} \quad \eta_i &= 0,3 \div 0,38. \end{aligned}$$

ИНДИКАТОРНАЯ МОЩНОСТЬ

Работа в единицу времени, совершаемая рабочим телом в цилиндре двигателя, называется индикаторной мощностью.

Если двигатель четырехтактный, работа за цикл L_i совершается за 2 оборота коленчатого вала, если двухтактный, то за один оборот. Обозначим коэффициент тактности τ , тогда секундная работа

$$\frac{L_i \cdot n}{60 \cdot \tau} \left(\frac{\text{кгм}}{\text{сек}} \right),$$

$$N_i = \frac{L_i \cdot n}{60 \cdot 75 \tau},$$

или для четырехтактного двигателя

$$N_i = \frac{p_i V_h n}{60 \cdot 75 \tau},$$

$$N_i = \frac{p_i V_h n}{9\,000} \quad (\text{л. с.}), \quad (43)$$

где $V_h = v_h \cdot i$, i — число цилиндров, $p_i \left(\frac{\kappa\text{г}}{\text{м}^2} \right)$, $V_h \text{ (м}^3\text{)}$.

Если $v_h \text{ (л)}$, а $p_i \left(\frac{\kappa\text{г}}{\text{см}^2} \right)$, то

$$N_i = \frac{p_i v_h i n}{900} \quad (\text{л. с.}). \quad (44)$$

В этой же размерности для двухтактных двигателей

$$N_i = \frac{p_i v_h i n}{450} \quad (\text{л. с.}). \quad (45)$$

Индикаторная мощность может быть выражена и через параметры рабочего процесса.

1. Часовой расход воздуха

$$G_B = V_h \gamma_k \eta_v \frac{n}{\tau} 60 \left(\frac{\kappa\text{г}}{\text{час}} \right).$$

2. Часовой расход топлива

$$G_T = \frac{G_B}{\alpha L_0} = \frac{60}{\tau \alpha L_0} \gamma_k \eta_v V_h n \left(\frac{\kappa\text{г}}{\text{час.}} \right).$$

3. Количество тепла, пошедшее на полезную индикаторную работу

$$AL_i = Q_i \eta_i = G_T H_u \eta_i = \frac{60}{\tau} \frac{H_u}{L_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \gamma_k \eta_v V_h n \left(\frac{\text{кал}}{\text{час}} \right).$$

4. Индикаторная мощность

$$N_i = \frac{AL_i}{632} = \frac{60}{632 \tau} \cdot \frac{H_u}{L_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_v \gamma_k V_h n \quad (\text{л. с.}). \quad (46)$$

Для четырехтактного д. в. с.

$$N_i = \frac{30}{632} \cdot \frac{H_u}{L_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_v \gamma_k V_h n \text{ (л. с.)}.$$

Для двухтактного д. в. с.

$$N_i = \frac{60}{632} \cdot \frac{H_u}{L_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_v \gamma_k V_h n \text{ (л. с.)}.$$

При расчете мощности необходимо иметь в виду, что у двухтактного двигателя под V_h подразумевается полезный рабочий объем $V_h = (1 - \chi) V_{h \text{ полн.}}$, где $\chi = 1 - \frac{V_h}{V_{h \text{ полн.}}} = \frac{V_{h \text{ полн.}} - V_h}{V_{h \text{ полн.}}}$.

Следует также учитывать, какой V_h принят при определении коэффициента наполнения, так как $\eta_v = \frac{G_B}{V_h \gamma_k}$ и, если принят $V_h = V_{h \text{ полн.}}$, то и в формулу N_i следует подставлять полный рабочий объем цилиндра.

Выразим через эти же параметры величину среднего индикаторного давления p_i .

Полагая, что

$$p_i \left(\frac{\kappa z}{\text{см}^2} \right), \text{ а } V_h \text{ (м}^3\text{)},$$

будем иметь

$$N_i = \frac{p_i V_h n}{0,45 \tau}.$$

Приравняем правую часть к выражению (46), тогда

$$\frac{p_i V_h n}{0,45 \tau} = \frac{60}{632 \tau} \cdot \frac{H_u}{L_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_v \gamma_k V_h n,$$

откуда

$$p_i = \frac{27}{632} \cdot \frac{H_u}{L_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_v \gamma_k \left(\frac{\kappa z}{\text{см}^2} \right). \quad (47)$$

Величина $\frac{27}{632} \cdot \frac{H_u}{L_0} = 29,9 \div 30,3$ для всех углеводородных топлив.

Примем для расчета 30,0, тогда перепишем уравнение (47)

$$p_i = 30 \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_v \gamma_k.$$

ИНДИКАТОРНЫЙ УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА

Весовое количество топлива, расходуемое на получение одной индикаторной л. с. в течение часа, называется индикаторным удельным расходом топлива.

$$g_i = \frac{G_T}{N_i}, \text{ но } N_i = \frac{AL_i}{632}, \text{ а } AL_i = Q_1 \cdot \eta_i.$$

Таким образом, будем иметь

$$g_i = \frac{G_T \cdot 632}{Q_1 \cdot \eta_i},$$

При

$$G_T = 1 \frac{\text{кг}}{\text{час}},$$

$$Q_1 = H_u$$

$$g_i = \frac{632}{H_u \cdot \eta_i}.$$

ВЛИЯНИЕ ОСНОВНЫХ ФАКТОРОВ НА ИНДИКАТОРНУЮ МОЩНОСТЬ И ЭКОНОМИЧНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

1. ВЛИЯНИЕ ПРИМЕНЯЕМОГО РОДА ТОПЛИВА

Если полагать, что любое углеводородное топливо можно хорошо подготовить для сгорания, после чего нормально сжечь его в цилиндре, то род топлива будет оказывать влияние на p и N_i величиной $\frac{H_u}{L_0}$, т. е. теплотворностью смеси.

Для различных топлив величина $\frac{H_u}{L_0}$ имеет следующие значения:

Топлива	H_u ккал/кг	$\frac{H_u}{L_0}$ ккал/кг
Бензины	10500—10600	705—710
Лигроины	10500	705
Керосины	10490	705
Дизельное топливо	10460	700
Моторный бензол	9520—9580	705
Этиловый спирт	6000	705

Как видим, для всех применяемых топлив величина $\frac{H_u}{L_0} \approx \text{const}$, поэтому род топлива не оказывает влияния на индикаторную мощность.

К такому же выводу можно прийти и относительно экономичности η_i , если принять первоначальные условия. Однако практически трудно достигнуть идентичности сгорания бензина и керосина или дизельных топлив, поэтому есть смысл рассматривать отдельно двигатели с искровым воспламенением, которые работают на бензинах, и двигатели с самовоспламенением, работающие на тяжелых топливах. При таком подразделении топлива будут оказывать ничтожное влияние на η_i (1—2%). Для практических расчетов этим влиянием можно пренебречь.

2. ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ

У двигателя с искровым воспламенением степень сжатия оказывает основное влияние на $\eta_i = \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,25}}\right) \eta_w \eta_D \eta_k \eta_a$.

Увеличение степени сжатия в двигателях легкого топлива до начала детонации приводит к повышению экономичности.

Как видно из рис. 56, при возникновении детонации η_i падает.

Как было ранее показано, степень сжатия несколько влияет и на η_v . Таким образом η_i и η_v оказывают влияние на p_i и N_i .

При повышении степени сжатия бензиновых двигателей мощность их увеличивается, но менее интенсивно, чем экономичность. У современных двигателей с искровым воспламенением величина $\varepsilon = 6—8$. Для некоторых индивидуальных двигателей, рассчитанных на высокооктановое топливо ($ОЧ > 90$), степень сжатия достигает $\varepsilon = 10—11$.

В дизелях степень сжатия ε выбирается минимально возможной по условиям самовоспламенения топлива от сжатия.

Увеличение ε на 10—12 не дает значительного повышения экономичности, но резко увеличивает максимальное давление цикла p_z . Это требует более прочных конструкций всех деталей двигателя и приводит к сильному увеличению веса.

Изменение индикаторного к. п. д. от степени сжатия ряда дизелей, работающих на $\alpha = 1,5$, показано на рис. 57.

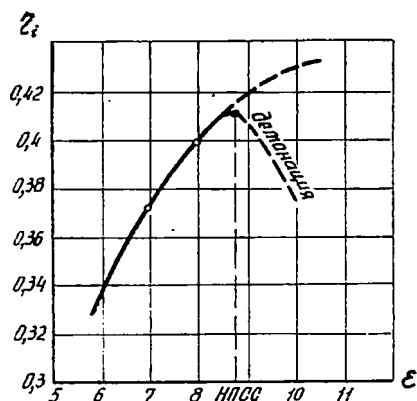
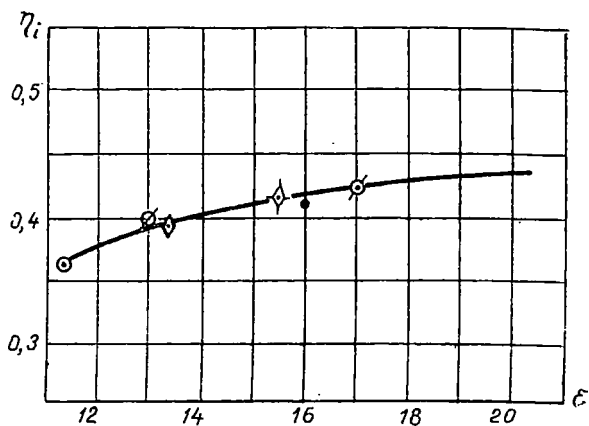


Рис. 56. Влияние степени сжатия на индикаторный к. п. д. двигателя
НПСС—наивысшая полезная степень сжатия



⊙ — по данным А.С. Орлина,

● — по данным Н.В. Иноземцева,

⊙, ⊠ — по данным А.А. Портнова,

⋈ — двигатель М-17,

⊙ — двигатель КД-35

Рис. 57. Изменение индикаторного к. п. д. некоторых дизелей

Если принять для всех двигателей коэффициент полноты диаграммы $\eta_w = 0,9$, то результаты эксперимента хорошо совпадают с величинами, вычисленными по формуле

$$\eta_i = 0,9 \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,22}} \right) \eta_k \eta_D \eta^\alpha.$$

3. ВЛИЯНИЕ ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ В ДВИГАТЕЛЬ И ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ НА ВЫПУСКЕ

С возрастанием давления воздуха p_k увеличивается плотность энергозаряда перед сгоранием, а также несколько повышается интенсивность завихрений внутри заряда. Все это благоприятно влияет на процесс сгорания; сгорание протекает с большими скоростями, полнее используется энергозаряд. Естественно, что улучшение сгорания повышает экономичность, но увеличение η_i от p_k настолько мало, что им в практике пренебрегают и считают $\eta_i = f(p_k) = \text{const}$.

Такая же картина наблюдается при увеличении противодействия на выпуске. Только возрастание p_p увеличивает количество остаточных газов, от чего засоряется свежая смесь и ухудшается сгорание, но в пределах устойчивой работы двигателя это ничтожно отражается на η_i , поэтому влиянием p_p также пренебрегают.

Рассмотрим $N_i = f(p_k, p_p)$.

Для двигателя без наддува $p_k = p_0$ и при выпуске в атмосферу $p_p = p_0$.

Запишем

$$N_{i_0} = \frac{30}{632} \frac{H_u}{L_0} \frac{\eta_{i_0}}{\alpha} \eta_{v_0} \gamma_0 V_h n.$$

Для двигателя с наддувом $p_k > p_0$ и при увеличенном противодействии на выпуске $p_p > p_0$.

Запишем

$$N_{i_k} = \frac{30}{632} \frac{H_u}{L_0} \frac{\eta_{i_k}}{\alpha} \eta_{v_k} \gamma_k V_h n.$$

Имея в виду, что сопоставляются двигатели одинаковой размерности и оборотов, т. е. $V_h n = \text{const}$ и по условию $\eta_{i_k} = \eta_{i_0}$, отношение индикаторных мощностей можно записать.

$$\frac{N_{i_k}}{N_{i_0}} = \frac{\eta_{v_k} \gamma_k}{\eta_{v_0} \gamma_0}, \text{ но } \frac{\gamma_k}{\gamma_0} = \frac{p_k}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_k},$$

а

$$\frac{\eta_{vk}}{\eta_{v0}} = \sqrt{\frac{T_k}{T_0}} \cdot \frac{1,15\varepsilon - \frac{p_p}{p_k}}{1,15\varepsilon - 1},$$

тогда будем иметь

$$\begin{aligned} \frac{N_{ik}}{N_{i0}} &= \frac{p_k}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_k}} \frac{1,15\varepsilon - \frac{p_p}{p_k}}{1,15\varepsilon - 1}, \\ N_{ik} &= N_{i0} \frac{p_k}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_k}} \frac{1,15\varepsilon - \frac{p_p}{p_k}}{1,15\varepsilon - 1}. \end{aligned} \quad (48)$$

Как видно из формулы, повышение p_k всегда увеличивает N_{ik} , а возрастание p_p всегда уменьшает N_{ik} .

4. ВЛИЯНИЕ ЧИСЛА ОБОРОТОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

$$\eta_i = f(n) \text{ и } N_i = f_1(n).$$

Если изменять число оборотов при полностью открытом дросселе и постоянном составе смеси ($\alpha = \text{const}$), то будут изменяться степень завихренности смеси в цилиндре и время сгорания. Это вызовет изменение η_i , но в пределах рабочего диапазона изменения оборотов $\eta_i = f(n) = \text{const}$. Таким образом, для искровых д. в. с., как следует из формулы

$$N_i = \frac{30}{632} \cdot \frac{H_u}{L_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_v \gamma_k V_h n,$$

индикаторная мощность будет зависеть только от η_v и n :

$$N_i = \text{const} \cdot \eta_v \cdot n.$$

Изменение $N_i = f_1(n)$ представлено на рис. 58.

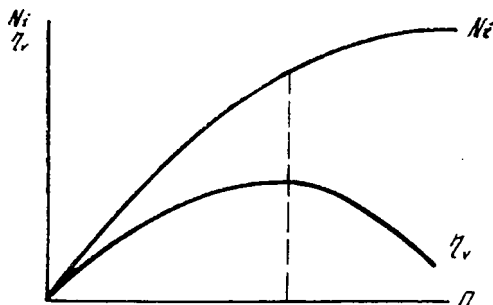


Рис. 58. Изменение коэффициента наполнения и индикаторной мощности от числа оборотов

В быстроходных дизелях число оборотов в большей степени, чем в карбюраторных двигателях, влияет на процесс смесеобразования. В результате даже при $\alpha = \text{const}$ индикаторный коэффициент полезного действия может заметно изменяться с изменением числа оборотов. Чем больше число оборотов, тем меньше время, отведенное на испарение и перемешивание топлива с воздухом; возрастающая при этом турбулизация заряда чаще всего не может скомпенсировать ухудшающееся смесеобразование, и эффективность сгорания топлива ухудшается. Это и является причиной некоторого снижения индикаторного к. п. д. при возрастании числа оборотов. Влияние оборотов на η_i можно учесть коэффициентом полноты диаграммы η_w . Но некоторые авторы считают более целесообразным учитывать это введением нового коэффициента η_n (коэффициент оборотов). Этот коэффициент может быть выражен отношением

$$\eta_n = \frac{\eta_i}{\eta_i(n_{\text{ном}})},$$

где $\eta_i(n_{\text{ном}})$ — величина индикаторного к. п. д. при номинальном числе оборотов коленчатого вала.

В этом случае формулу для вычисления индикаторного к. п. д. запишем

$$\eta_i = \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,22}}\right) \eta_w \eta_D \eta_k \eta_\alpha \eta_n.$$

Исходя из этого, индикаторная мощность дизеля с изменением оборотов, но при $\alpha = \text{const}$, будет зависеть также и от $\eta_i = f(n)$. Представляя $\eta_i = f(n)$, как $\eta_i = C \eta_n$, где $C = \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,22}}\right) \eta_w \eta_D \eta_k \eta_\alpha$ и, подставляя выражение η_i в формулу N_i , получим

$$N_i = \text{const} \cdot \eta_v \eta_n n.$$

Следует заметить, что величина η_n существенно не изменяет характер протекания $N_i = f(n)$.

5. ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА

$$\eta_i = f(\alpha) \text{ и } N_i = f_1(\alpha).$$

Состав рабочей смеси, определяемый концентрацией топлива в рабочем заряде цилиндра, является одним из важнейших факторов, влияющих на экономичность и мощность двигателя.

Изменением состава смеси пользуются в эксплуатации для регулирования мощности двигателя. Ранее было показано, что

$$\eta_i = \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n-1}}\right) \eta_w \eta_D \eta_k \eta_a.$$

Нам уже известно, что изменение α оказывает существенное влияние на процесс сгорания. В свою очередь скорость и полнота сгорания оказывают значительное влияние на своевременность выделения тепла и, следовательно, на степень расширения рабочего тела и на теплоотвод в охлаждающую среду. Это и является физической основой влияния α на индикаторный к. п. д.

Строго говоря, изменение α окажет влияние на величину показателя политропы n_2 , η_w и η_a , но для практических расчетов изменением n_2 и $\eta_w = f(\alpha)$ можно пренебречь, как ма-

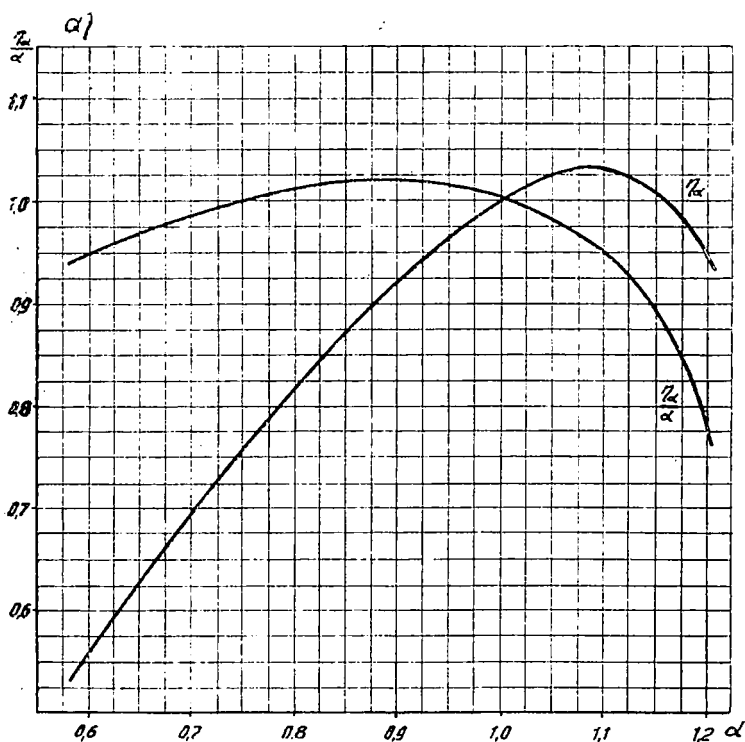


Рис. 59. Влияние состава смеси карбюраторного

лым. В то же время погрешности от этого будут учтены экспериментальным коэффициентом η_α . Если обозначить через

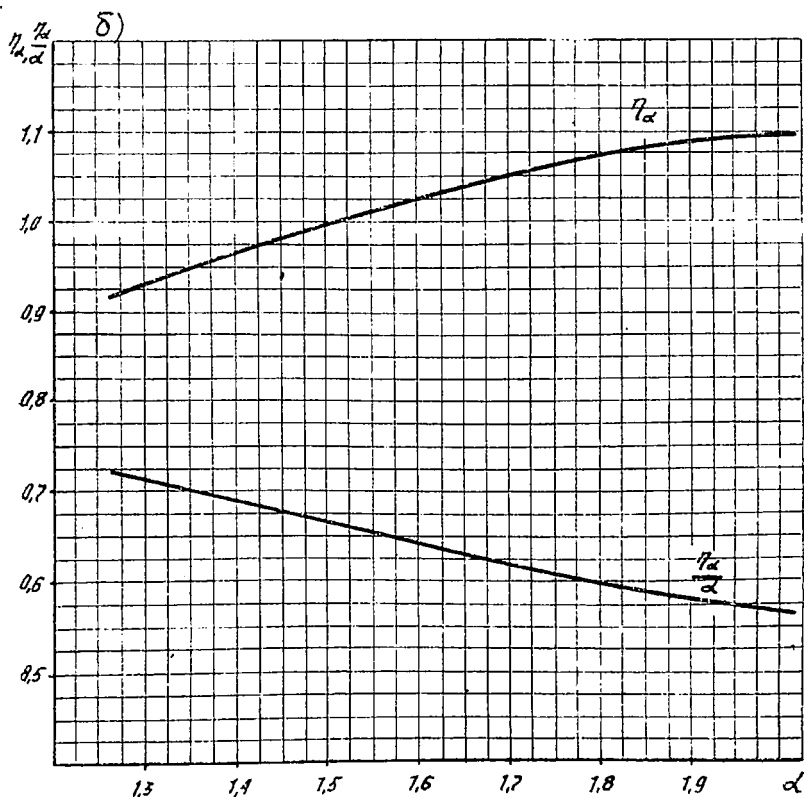
$$\eta_i^* = \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n-1}}\right) \eta_\psi \eta_D \eta_k,$$

$$\eta_i = \eta_i^* \eta_\alpha.$$

Для двигателей с искровым зажиганием $\eta_\alpha = \frac{\eta_i}{\eta_i (\alpha=1,0)}$ и $\frac{\eta_\alpha}{\alpha}$ представлены экспериментальными кривыми на рис. 59, а.

Для дизелей данные эксперимента приведены на рис. 59, б, где $\eta_\alpha = \frac{\eta_i}{\eta_i (\alpha=1,5)}$.

Если рассмотреть идеальный случай, когда скорость сгорания, соответствующая $\alpha=0,9$ (двигатель легкого топлива),



двигателя (а) и дизеля (б) на величины η_α и $\frac{\eta_\alpha}{\alpha}$

независимо от α сохраняется постоянной, то величина $\eta_\alpha = \frac{\eta_i}{\eta_i (\alpha=1,0)} = f(\alpha)$ представляла бы собою непрерывно возрастающую кривую, как это показано на рис. 60.

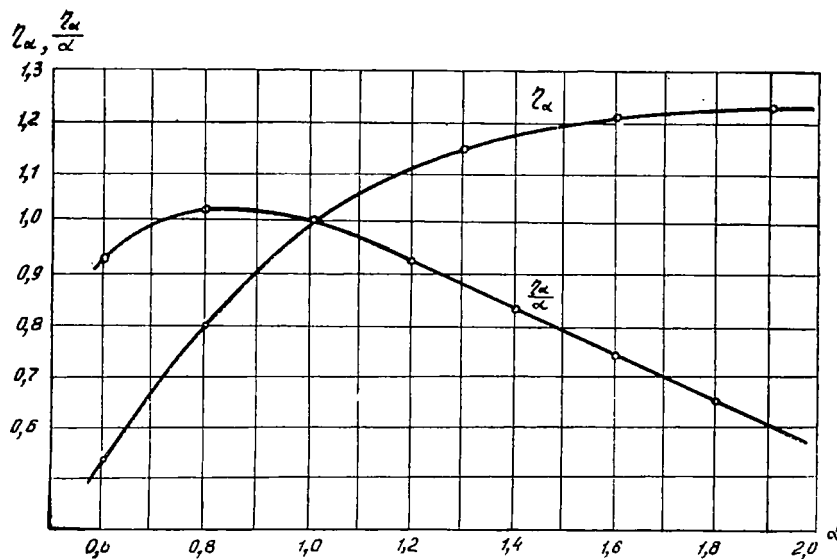


Рис. 60. Влияние состава смеси на η_α и $\frac{\eta_\alpha}{\eta_i}$ при постоянной скорости сгорания топлива

Обеднение смеси до $\alpha=1,0$ способствует интенсивному росту η_i за счет более полного сгорания топлива.

Дальнейшее увеличение $\alpha > 1,0$ сопровождается полным сгоранием топлива и снижением температуры цикла за счет избыточного количества воздуха. Снижение температуры конца процесса сгорания и заряда при расширении уменьшает потери в охлаждающую среду, на диссоциацию и т. д., что и является причиной повышения η_i .

Индикаторная мощность в зависимости от α может быть выражена как

$$N_i = \frac{30}{632} \cdot \frac{H_u}{L_0} \cdot \eta_i^* \cdot \frac{\eta_\alpha}{\alpha} \cdot \eta_v \cdot \gamma_k \cdot V_h \cdot n.$$

При $n = \text{const}$ и $\gamma_k = \text{const}$ можно пренебречь малым изменением $\eta_v = f(\alpha)$ и считать, что $N_i = \text{const} \cdot \frac{\eta_\alpha}{\alpha}$.

Если рассматривать идеальный случай $u_{\text{сгор.}} = \text{const}$, то $\frac{\eta_a}{\alpha}$ будет изменяться, как показано на рис. 60. Этому же закону будет подчинено и изменение $N_i = f(\alpha)$.

Объясним физическую картину этого явления.

Известно, что индикаторная работа цикла $AL_i = Q_1 \eta_i$. При обеднении смеси от $\alpha=0,6$ до $\alpha=0,9$ растет количество выделившегося тепла за счет увеличения полноты сгорания и одновременно увеличивается степень его использования — η_i , в результате чего и возрастает N_i .

После $\alpha > 0,9$ интенсивность выделения тепла Q_1 уменьшается и в то же время снижается интенсивность возрастания η_i , в результате чего замечается уменьшение AL_i . Таким образом, обеднение смеси $\alpha > 0,9$ сопровождается повышением экономичности и падением мощности.

Для реальных условий изменение $N_i = f(\alpha)$ будет следовать закономерности $\frac{\eta_a}{\alpha}$, представленной на рис. 59, а удельный индикаторный расход топлива $g_i = f(d)$ следует обратному закону изменения η_i , так как $g_i = \frac{632}{H_u \eta_i}$.

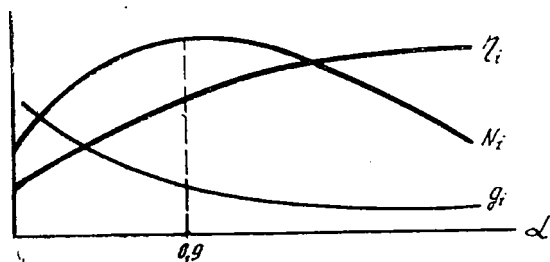


Рис. 61. Изменение индикаторных показателей двигателя от состава смеси

Графики на рис. 61 можно разделить на две части: первые в диапазоне $\alpha=0,6—1,1$ и вторые — $\alpha=1,1$ и дальше. Первая часть графиков относится к искровым д. в. с. и вторая — к дизелям.

6. ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА η_i И N_i .

Из всех конструктивных параметров наибольшее влияние на η_i и N_i оказывают конструкция и размеры внутренней полости цилиндра.

Величина отношения поверхности камеры сгорания к ее объему $\frac{F_k}{V_c}$, а также поверхности цилиндра к рабочему объему $\frac{F_{\text{цил.}}}{V_h}$ оказывает существенное влияние на теплоотвод. При одном и том же перепаде температур рабочего тела и охлаждающей среды с увеличением отношения $\frac{F}{V}$ увеличивается отвод тепла в охлаждающую среду, а это приводит к снижению количества тепла, пошедшего на полезную работу. В этом отношении совершенство камеры сгорания оценивается коэффициентом η_k .

За наиболее совершенную камеру для искровых д. в. с. принимается полусферическая, для которой $\eta_k = 1,0$, а тогда

$$\eta_k = \frac{\eta_i}{\eta_{i \text{ полусф.}}}$$

Все остальные камеры оцениваются по экспериментальным данным: шатровая камера $\eta_k = 0,99$, цилиндрическая камера $\eta_k = 0,98$; камера вихревая при боковом расположении клапанов $\eta_k = 0,93$; камера Т-образная $\eta_k = 0,85$.

В дизелях за эталонную камеру принята камера с непосредственным смесеобразованием $\eta_k = 1,0$ ¹;

воздушнокамерное смесеобразование $\eta_k = 0,95$;

вихрекамерное $\eta_k = 0,95$;

предкамерное $\eta_k = 0,85$.

Влияние диаметра цилиндра на η_i можно оценить коэффициентом диаметра η_D , который выражается отношением

$$\eta_D = \frac{\eta_i}{\eta_{i (D=150)}}$$

Величина этого коэффициента может быть приблизительно определена по эмпирической формуле, в которой за эталонный диаметр цилиндра (D) принят $D = 150$ мм

$$\eta_D = 1 + \frac{0,5(D-150)}{100}$$

В этой формуле D — в см.

Формула дает удовлетворительные результаты при диаметре цилиндра до 250 мм.

¹ По данным кн.: Двигатели внутреннего сгорания. Под ред. проф. А. С. Орлина, т. I. М., 1957.

IV. ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЕЙ

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В Д. В. С.

Все потери индикаторной мощности на преодоление трения движущихся частей, приведение в движение агрегатов и механизмов, обслуживающих двигатель, объединяются общим термином — мощность трения. Исключением из этого является двигатель с приводным нагнетателем. В этом случае затраты индикаторной мощности на привод компрессора рассматриваются отдельно от мощности трения.

Мощность, потребляемая нагнетателем, довольно точно рассчитывается, а по величине она может превосходить мощность трения.

Естественно, что все потери, объединенные понятием мощности трения N_f , снижают полезную мощность, снимаемую с вала двигателя, и его экономичность.

Характер потерь и их величину можно представить из следующих данных:

		В % от N_f	В % от N_i
Потери на трение			
Трение поршня	45—65	6—8	
Трение в подшипниках шатуна и коленчатого вала	6—12	1—2	
	60—70	7—10	
Потери на обслуживание			
Работа насосных ходов	12—18	2—3	
Механизм распределения	6—12	1—2	
Насосы, агрегаты зажигания	6—12	1—2	
и др.	30—40	4—7	
Итого:	100	11—17	

В двигателях с самовоспламенением давление в цилиндре в процессе сжатия и сгорания значительно выше, чем в карбюраторных, поэтому мощность трения этой группы двигателей выше.

МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ ТРЕНИЯ

Наиболее точным методом определения мощности трения является экспериментальный.

Первый способ. Имеющийся двигатель прокручивают от постороннего привода и замеряют мощность, затраченную на прокрутку. Этот способ наиболее простой и распространен в практике, но он не учитывает истинное давление в цилиндре и температурный режим в рабочем состоянии.

Второй способ. Определяют индикаторную мощность индированием, а эффективную замеряют на тормозной установке. Тогда

$$N_r = N_i - N_e.$$

Третий способ. Последовательное поочередное отключение цилиндров. По разности значений эффективной мощности при всех работающих цилиндрах и при одном отключенном определяют механические потери (работу трения) в отключенном цилиндре.

Аналитически подсчитать мощность трения можно только по эмпирическим формулам.

Мощность трения зависит в значительной степени от числа цилиндров, рабочего объема двигателя и скорости поршня. Поэтому для получения сравнимых данных различных двигателей удобно ввести величину среднего давления трения p_r . Под средним давлением трения понимают такое (условное) избыточное давление, которое, действуя на поршень со стороны картера, за ход расширения совершает работу, равную работе трения

$$N_r = \frac{p_r V_h n}{\tau 450} \quad (\text{л. с.}), \quad (49)$$

или

$$p_r = \frac{450 \tau N_r}{V_h n} \quad (\text{кг/см}^2). \quad (50)$$

Если ввести понятие о приведенных к нормальной атмосфере ($p_0 = 1,033 \text{ кг/см}^2$ и $T_0 = 288^\circ \text{ абс}$) мощности трения $N_{r \text{ пр}}$ и среднего давления трения $p_{r \text{ ср}}$, то на основании экспериментальных данных может быть установлена эмпирическая зависимость (по М. М. Масленникову):

$$\begin{aligned} p_{r \text{ пр}} &= f(\varepsilon, v_{n \text{ ср}}), \\ p_{r \text{ пр}} &= k(\varepsilon + 8,5) v_{n \text{ ср}}. \end{aligned} \quad (51)$$

Принимают следующие значения коэффициента k :

для карбюраторных четырехтактных рядных	
четырёх- и шестицилиндровых двигателей	— 0,0105;
для двухрядных восьми-двенадцатицилиндровых	
двигателей	— 0,01;
для мотоциклетных двигателей	— 0,008.

$$N_{r \text{ пр}} = \frac{p_{r \text{ пр}} V_h \cdot n}{900} \quad (\text{л. с.}),$$

или при условии, что $S[M]$,

$$N_{r \text{ пр}} = \frac{p_{r \text{ пр}} F_n i S n}{90},$$

но

$$\frac{S \cdot n}{30} = v_{n \text{ ср}},$$

тогда

$$N_{r \text{ пр}} = \frac{p_{r \text{ пр}} F_n v_{n \text{ ср}}}{3}.$$

Подставляя выражение p_r (51), получим

$$N_{r \text{ пр}} = \frac{k}{3} (\varepsilon + 8,5) i F_n v_{n \text{ ср}}^2. \quad (52)$$

Из этой формулы можно получить выражение поршневой мощности трения

$$\frac{N_{r \text{ пр}}}{i \cdot F_n} = \frac{k}{3} (\varepsilon + 8,5) v_{n \text{ ср}}^2.$$

Величина N_r при существующих параметрах для карбюраторных двигателей определяется

$$N_r = N_{r \text{ пр}} \left[1 - \varphi \left(1 - \frac{p_p}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_k}} \right) \right], \quad (53)$$

$\varphi = 0,3-0,4$, часто берут $\varphi = 0,35$; p_p — противодавление на выпуске.

С некоторым приближением считают, что p_k не влияет на N_r , так как p_k увеличивает положительную работу насосных ходов и этим компенсирует возрастание мощности трения в результате увеличения давлений цикла.

Для двигателей с самовоспламенением p_r можно определять по следующим эмпирическим формулам:

1. Четырехтактные с неразделенными камерами $D = 90 \div 150$ мм.

$$p_r = 0,7 + 0,0055 (\varepsilon + 8,5) v_{n \text{ ср}}. \quad (54)$$

2. Вихрекамерные дизели

$$p_r = 0,9 + 0,0058 (\varepsilon + 8,5) v_{n \text{ ср}}. \quad (55)$$

3. Предкамерные дизели

$$p_r = 1,05 + 0,00625 (\varepsilon + 8,5) v_{n \text{ ср}}. \quad (56)$$

Эти формулы получены в результате аппроксимации экспериментальных графиков и формул¹.

ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ

Эффективной мощностью называется та полезная мощность, которая развивается двигателем и снимается с вала потребителем.

Таким образом, эффективная мощность

$$N_e = N_i - \Sigma N_r. \quad (57)$$

ΣN_r — мощность всех потерь и затрат на обслуживание:

а) для двигателя без наддува

$$N_e = N_i - N_r \quad (\text{л. с.}), \quad (58)$$

б) для двигателя с наддувом от приводного центробежного нагнетателя (пцн)

$$N_e = N_i - N_r - N_k, \quad (59)$$

где N_k — мощность, затраченная на привод пцн.

в) для двигателя с наддувом от турбокомпрессора

$$N_e = N_i - N_r. \quad (60)$$

Потери на привод турбины учитываются относительным снижением индикаторной мощности в результате увеличения противодавления на выхлопе $p_p > p_0$.

Это наглядно видно из формулы

$$N_i = N_{i0} \frac{p_k}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_k}} \frac{1,15 \varepsilon - \frac{p_p}{p_k}}{1,15 \varepsilon - 1}.$$

Эффективную мощность можно по аналогии с индикаторной выразить как

$$N_e = \frac{L_e \text{ in}}{60 \cdot 75 \cdot \tau} = \frac{p_e v_h \text{ in}}{4500 \tau}$$

или для четырехтактного д. в. с. при $p_e \left(\frac{\kappa \tau}{\text{с м}^2} \right)$, $V_h = v_h \cdot i$ (л)

$$N_e = \frac{p_e V_h n}{900} \quad (\text{л. с.}),$$

где p_e — среднее эффективное давление.

Среднее эффективное давление — это такое условное избыточное давление, которое, действуя на поршень за ход расшн-

¹ Орлин А. С., Вырубов Д. Н. и др. Двигатели внутреннего сгорания, т. I. М., 1957.

рения, создает работу, равную эффективной работе на валу. У современных искровых д. в. с величина $p_e = 6-12 \text{ кг/см}^2$, у дизелей — $p_e = 5-8 \text{ кг/см}^2$, у двс с наддувом — $p_e = 10-20 \text{ кг/см}^2$.

ЛИТРОВАЯ МОЩНОСТЬ

Очень часто двигатель характеризуют мощностью, отнесенной к 1 л рабочего объема

$$N_{\text{л}} = \frac{N_e}{V_h} = \frac{p_e n}{900} \left(\frac{\text{л. с.}}{\text{л}} \right).$$

У современных автотракторных карбюраторных двигателей $N_{\text{л}} = 10-45 \frac{\text{л. с.}}{\text{л}}$; у дизелей $N_{\text{л}} = 8-25 \frac{\text{л. с.}}{\text{л}}$.

ПОРШНЕВАЯ МОЩНОСТЬ

Мощность, снимаемая с единицы площади плоского поршня, называется поршневой

$$N_e = \frac{p_e F_n i S n}{900}, \quad \frac{N_e}{i F_n} = N_n = \frac{p_e S n}{900} \left(\frac{\text{л. с.}}{\partial \text{м}^2} \right).$$

Если $S (\text{м})$, то

$$v_{n \text{ ср}} = \frac{S n}{30} \left(\frac{\text{м}}{\text{сек}} \right) \text{ и } N_n = \frac{p_e v_{n \text{ ср}}}{3}.$$

На основании данных статистики у карбюраторных автотракторных двигателей $N_n = 10-45 \text{ л. с./}\partial \text{м}^2$, у дизелей — $10-30$, у двухтактных автотракторных дизелей — $20-45 \text{ л. с./}\partial \text{м}^2$. Значение эффективной мощности можно представить еще и в следующем виде:

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot \frac{\pi D^2}{4} S n}{90} = \frac{\pi}{4 \cdot 3} p_e i D^2 v_{n \text{ ср}} \quad (\text{л. с.}),$$

где $D (\text{мм})$, $v_{n \text{ ср}} (\text{м/сек})$, $p_e (\text{кг/см}^2)$.

Если напишем $D (\text{мм})$, то надо умножить на 10^{-4} ;

$$N_e = 2,62 \cdot 10^{-5} p_e v_{n \text{ ср}} i D^2 \quad (\text{л. с.}),$$

где $p_e — (\text{кг/см}^2)$, $v_{n \text{ ср}} — (\text{м/сек})$, $D — (\text{мм})$.

УСЛОВНАЯ ПОРШНЕВАЯ МОЩНОСТЬ

$$\frac{N_e}{2,62 \cdot 10^{-5} i \cdot D^2} = \bar{N}_e = p_e v_{n \text{ ср}} \text{ (кгм/см}^2 \text{ сек)}.$$

Перепишем формулу в следующем виде:

$$\frac{10^5 \cdot N_e}{2,62 \cdot i \cdot D^2} = \bar{N}_e.$$

При сравнении с поршневой мощностью видно, что $\bar{N}_e = 3N_n$.

МЕХАНИЧЕСКИЙ К. П. Д.

Степень совершенства конструкции двигателя характеризуется механическим к. п. д. η_m

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}. \quad (61)$$

Он показывает, какая часть мощности, развиваемой газами в цилиндре двигателя, идет на полезную эффективную мощность, снимаемую с вала.

У д. в. с. без наддува:

автотракторные карбюраторные	$\eta_m = 0,8—0,9;$
автотракторные дизели	$\eta_m = 0,7—0,82;$
четырехтактные стационарные и судовые дизели	$\eta_m = 0,75—0,85;$
двухтактные стационарные и судовые дизели	$\eta_m = 0,7—0,75;$
четырехтактные дизели с турбонаддувом	$\eta_m = 0,7—0,85.$

ЭФФЕКТИВНЫЙ К. П. Д.

Степень совершенства д. в. с. характеризуется эффективным к. п. д. Он показывает, какая часть подведенного тепла в виде химической энергии топлива за действительный цикл превратилась в полезную эффективную работу на валу. Таким образом, он характеризует экономичность д. в. с.

$$\eta_e = \frac{AL_e}{Q_1}.$$

Известно, что

$$\eta_i = \frac{AL_i}{Q_1},$$

тогда

$$\frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{L_e}{L_i}; \quad N_i = \frac{L_i n}{9000}; \quad N_e = \frac{L_e n}{9000},$$

тогда

$$\frac{N_e}{N_i} = \frac{L_e}{L_i} = \eta_m,$$

или

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m. \quad (62)$$

Значение эффективного к. п. д. у существующих д. в. с. следующее:

автотракторные карбюраторные	$\eta_e = 0,2—0,3;$
автотракторные дизели	$\eta_e = 0,33—0,4;$
стационарные, судовые и тихоходные дизели	$\eta_e = 0,3—0,34.$

Дизели, обладающие более высокой степенью сжатия, чем карбюраторные, и работающие на бедных смесях $\alpha > 1,0$, являются наиболее экономичными.

ЭФФЕКТИВНЫЙ УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА

Весовое количество топлива, расходуемое на получение одной эффективной лошадиной силы в течение часа, называется удельным эффективным расходом топлива.

$$g_e = \frac{G_{T \text{ час}}}{N_e} \text{ (кг/л} \cdot \text{с} \cdot \text{час)}; \quad G_{T \text{ час}} \text{ (кг/час)},$$

$$g_i = \frac{G_{T \text{ час}}}{N_i},$$

тогда

$$\frac{g_e}{g_i} = \frac{N_i}{N_e},$$

или

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} \text{ (кг/л} \cdot \text{с} \cdot \text{час)}. \quad (63)$$

Величину g_e можно выразить и через другие параметры

$$\eta_e = \frac{AL_e}{Q_1}.$$

Если это уравнение применить для работы, равной 1 л. с. час, то $AL_e = 632$ (ккал/л. с. час).

При этом будет затрачено тепла $Q_1 = g_e H_u$, тогда

$$\eta_e = \frac{632}{H_u g_e}, \quad (64)$$

или

$$g_e = \frac{632}{H_u \eta_e}. \quad (65)$$

Удельные расходы современных д в с имеют следующие значения:

автотракторные карбюраторные	$g_e = 220—260$ г/э. л. с. час;
автотракторные дизели	$g_e = 160—200$ г/э. л. с. час;
стационарные и судовые	
тихоходные дизели	$g_e = 150—170$ г/э. л. с. час.

У. ОСНОВЫ ТЕОРИИ АГРЕГАТОВ НАДДУВА

Для наддува двигателей применяют:

1. Приводные нагнетатели, источником энергии которых является часть мощности, развиваемой двигателем.

2. Турбокомпрессоры. Турбокомпрессор состоит из газовой турбины, работающей от выпускных газов двигателя, и компрессора, который приводится от турбины непосредственно или через передачу.

3. Комбинированный наддув. Представляет собой сочетание турбокомпрессора в качестве первой ступени наддува и приводного нагнетателя второй ступени.

4. Струйные компрессоры. Используют скоростной напор, получающийся при движении транспорта со скоростью более 200 км/час. Применение их крайне ограничено.

Рассмотрим в кратком изложении основы теории работы перечисленных агрегатов наддува.

Приводные нагнетатели связаны с валом двигателя механическим приводом. По конструкции нагнетатели могут быть:

роторно-шестеренчатые	$\eta_k = 0,53—0,67$;
поршневые	$\eta_k = 0,55—0,78$;
центробежные (пцн)	$\eta_k = 0,7—0,76$.

Естественно, что чем больше η_k , тем меньшая мощность расходуется на сжатие воздуха до заданного давления p_k , тем большую мощность будет развивать двигатель. Так, например, при $p_k = 1,6 \text{ кг/см}^2$ один и тот же двигатель развивает мощность:

без наддува	$N_e = 75 \text{ л. с.} — 100\%$;
с приводным объемным нагнетателем	$N_e = 96 \text{ л. с.} — 128\%$;
с приводным центробежным нагнетателем (пцн)	$N_e = 114 \text{ л. с.} — 152\%$.

В настоящее время распространены два типа приводных нагнетателей: объемные и центробежные. Если учитывать, что и в турбокомпрессоре, как правило, применяют центробежные нагнетатели, то, следовательно, этот тип нагнетателя является наиболее распространенным. Он отличается простотой конструкции, надежностью работы, меньшими габаритами и весом.

Поршневые компрессоры, действие которых требует возвратно-поступательного движения поршня, менее надежны и более сложны, поэтому они очень редко применяются как агрегаты наддува двс.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ

Воздух из атмосферы через входную часть нагнетателя поступает в колесо. Сечение входа рассчитывается из таких условий, чтобы скорость воздуха не превышала 100 м/сек . Обычно принимают $c_0 = 60—80 \text{ м/сек}$.

Изменение параметров воздуха в нагнетателе показано на рис. 62.

На входе происходит падение давления вследствие расширения и потерь на трение. Это приводит к увеличению скорости и падению температуры. В колесе воздух приобретает центробежную силу, увеличивающуюся по мере движения от входа к периферии. В результате этого происходит сжатие воздуха, увеличение его скорости и температуры. У существующих п. ц. н. окружная скорость колеса $u_2 = 350—450 \text{ м/сек}$.

Скорость воздуха на выходе из колеса может достигать 400 м/сек . Для превращения скоростного напора в статическое давление служит диффузор, где давление воздуха повышается за счет динамического сжатия (падение скорости). В результате сжатия увеличивается и температура. Диффузор нагнетателя обычно состоит из двух частей — лопаточной и безлопаточной. В безлопаточной части диффузора, расположенной сразу

же за колесом, происходит выравнивание параметров потока и некоторое снижение его скорости. Последнее особенно важно в том случае, если скорость потока на выходе из колеса превышает скорость звука. Тогда в безлопаточной части скорость снижается до дозвуковой, что способствует снижению волновых потерь в диффузоре.

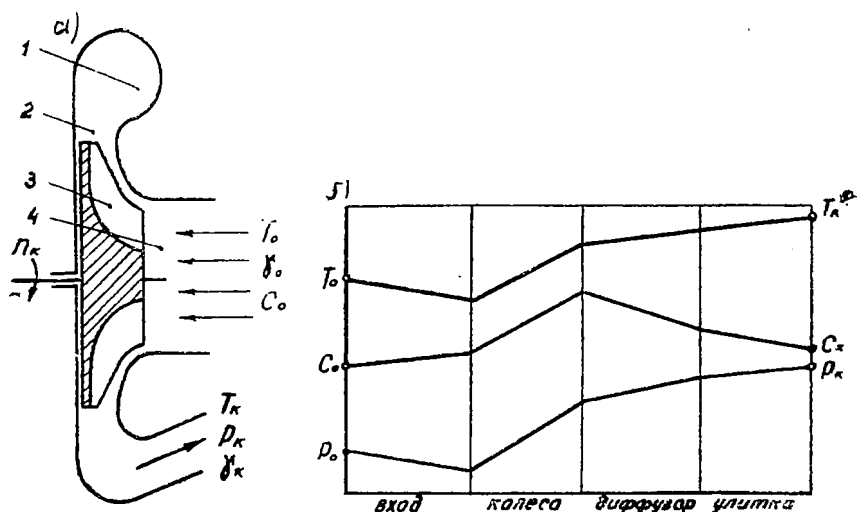


Рис. 62. Схема центробежного нагнетателя (а) и изменение параметров воздуха (б):

1 — улитка; 2 — диффузор; 3 — рабочее колесо; 4 — вход

За безлопаточным диффузором располагается лопаточный, представляющий собой систему лопаточных каналов. В нем продолжается снижение скорости потока и рост статического давления. Преимущество лопаточного диффузора перед безлопаточным заключается в том, что при наличии лопаток снижаются потери трения воздуха вследствие сокращения пути воздуха в диффузоре.

В некоторых случаях нагнетатели имеют только безлопаточный диффузор. При этом к. п. д. нагнетателя на 2—4% снижается, но зато увеличивается диапазон устойчивой работы. Дополнительное сжатие воздуха происходит в выходной улитке, в которой скорость снижается до 100—60 м/сек.

Следует заметить, что во многих случаях улитки профилируются так, что скорость воздуха в них постоянна. В этом случае статическое давление в улитке не возрастает и она служит просто для собирания воздуха, выходящего из диффузора.

Для составления энергетического баланса нагнетателя воспользуемся законом сохранения энергии. На рис. 63 показана схема энергетического баланса нагнетателя.

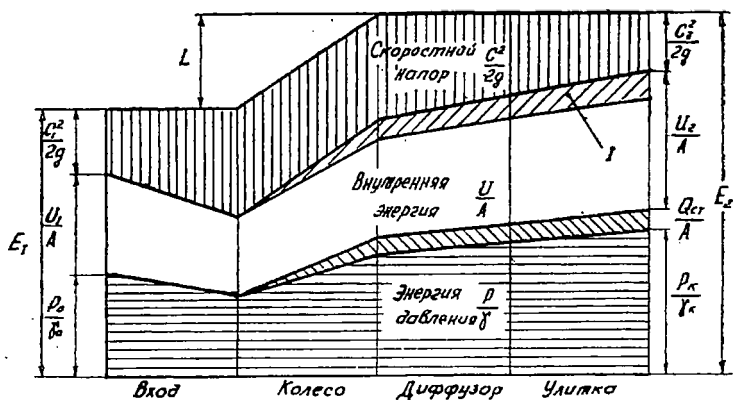


Рис. 63. Схема энергетического баланса нагнетателя. I — часть скоростного напора, преобразованного вследствие трения во внутреннюю энергию и энергию давления

Полная энергия, содержащаяся в 1 кг воздуха, входящего в нагнетатель

$$E_1 = \frac{i_1}{A} + \frac{c_1^2}{2g},$$

где i_1 — энтальпия воздуха на входе;

c_1 — абсолютная скорость воздуха на входе в нагнетатель.

На выходе из нагнетателя воздух имеет полную энергию

$$E_2 = \frac{i_2}{A} + \frac{c_2^2}{2g},$$

где i_2 — энтальпия воздуха на выходе;

c_2 — абсолютная скорость на выходе из нагнетателя.

При движении воздуха по проточной части нагнетателя он теряет часть теплоты $Q_{ст}$ путем отдачи ее через стенки в окружающую среду.

В соответствии с законом сохранения энергии работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг воздуха в нагнетателе, равна

$$L = E_2 - E_1 + \frac{Q_{ст}}{A} = \frac{i_2^* - i_1^*}{A}, \quad (66)$$

где i_1^* и i_2^* — полная энтальпия воздуха на входе и выходе из нагнетателя.

Как известно, полная энтальпия потока равна

$$i^* = i + \frac{Ac^2}{2g}.$$

Работу компрессора можно записать как

$$L = \frac{i_2^* - i_1^*}{A} = \frac{c_p}{A} (T_k - T_0), \quad (67)$$

где T_0 и T_k — полные температуры или температуры торможения на входе и выходе из компрессора.

Напомним, что полная температура — это температура адиабатически заторможенного потока. Измерительные приборы, стоящие в движущемся потоке, показывают температуру, практически совпадающую с полной.

В связи с тем, что в нагнетателях двигателей внутреннего сгорания скорости воздуха на входе и выходе невелики, обычно для упрощения принято считать, что статические температуры и давления равны полным.

Имея в виду, что

$$\frac{c_p}{A} = R \frac{k}{k-1}, \quad \text{а} \quad \frac{T_k}{T_0} = \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}},$$

и так как повышение температуры от T_0 до T_k протекает политропически, то можно записать

$$L = \frac{k}{k-1} RT_0 \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (68)$$

Процесс сжатия воздуха в нагнетателе, описанный уравнением $AL = c_p (T_k - T_0)$, протекает с внутренним подводом тепла, получающимся от трения внутри воздушной струи и струи о стенки. Поэтому он отличается от обычного политропического процесса с внешним подводом тепла, который записывается

$$L_{\text{пол}} = \frac{n}{n-1} RT_0 \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (69)$$

Видно, что $L_{\text{пол}} < L$ на $\frac{L_{\text{пол}}}{L} = \frac{n}{n-1} \cdot \frac{k-1}{k}$.

Величина n составляет 1,6—1,8.

Физическая картина этого явления представлена на T — S диаграмме (рис. 64).

Работа AL соответствует площади $s_2-2-3-s_1$. В то же время при политропическом сжатии с внешним подводом тепла работа $AL_{\text{пол}}$ соответствует площади $s_2'-2'-2-3-s_1$. Площадь $s_2'-2'-2-s_2$ характеризует затраты энергии на внутреннее трение. Эти затраты на внутреннее трение содержатся во внутренней энергии воздуха. Известно, что повышение внутренней энергии в нагнетателе происходит за счет сжатия воздуха и подвода тепла от трения, т. е.

$$\frac{U_2 - U_1}{A} + \frac{Q_{\text{ст}}}{A} = L_{\text{сж}} + \frac{Q_R}{A}, \quad (70)$$

где $L_{\text{сж}}$ — работа сжатия в компрессоре;
 Q_R — тепло, выделяющееся в результате внутреннего трения воздуха.

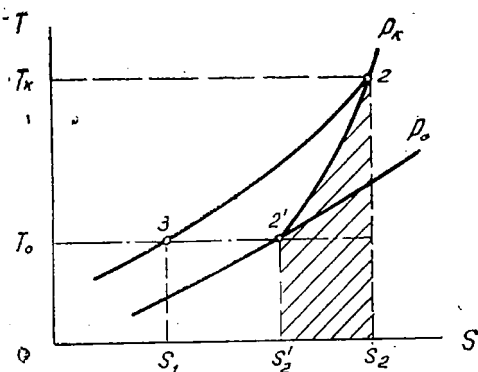


Рис. 64. Процесс сжатия в нагнетателе в координатах $T-S$

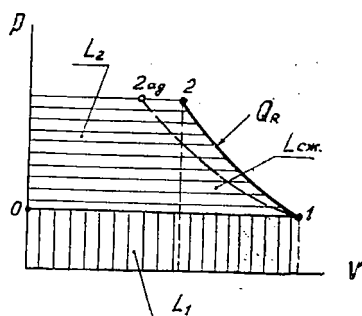


Рис. 65. Работа нагнетателя в координатах $p-V$

Заменяя левую часть уравнения (70) через соответствующие величины работ, исходное уравнение энергии можно было бы написать в следующем виде:

$$L = L_2 + L_{\text{сж}} - L_1 + \frac{Q_R}{A}, \quad (71)$$

которое в координатах $p-V$ представляет собой цикл компрессора (рис. 65).

Принято оценивать совершенство процесса в нагнетателе относительно затрат энергии на сжатие 1 кг воздуха при адиабатическом процессе сжатия. В этом случае адиабатическая работа, затраченная на сжатие 1 кг воздуха,

$$L_{ад} = \frac{k}{k-1} RT_0 \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (72)$$

или

$$L_{ад} = 102,5 \cdot T_0 (\pi_k^{0,286} - 1), \quad (73)$$

где

$$\pi_k = \frac{p_k}{p_0}.$$

АДИАБАТИЧЕСКИЙ К. П. Д. ($\eta_{ад}$)

$\eta_{ад}$ показывает, какая часть работы, подведенной к колесу нагнетателя L и затраченной на сжатие 1 кг воздуха, пошла на полезное адиабатическое сжатие.

Он характеризует степень совершенства процесса в нагнетателе

$$\eta_{ад} = \frac{L_{ад}}{L}. \quad (74)$$

У существующих центробежных нагнетателей величина $\eta_{ад} = 0,70-0,80$.

МЕХАНИЧЕСКИЙ К. П. Д.

Механическая энергия от вала двигателя передается колесу нагнетателя через механическую передачу. Потери энергии в механическом приводе учитываются механическим к. п. д. — η_{mk} .

Если на сжатие 1 кг воздуха от вала двигателя передается работа L_k , то

$$\eta_{mk} = \frac{L}{L_k}. \quad (75)$$

Подставляя выражение L из (74), будем иметь

$$\eta_{mk} = \frac{L_{ад}}{L_k \cdot \eta_{ад}}. \quad (76)$$

У выполненных конструкций п. ц. н. $\eta_{mk} = 0,92-0,95$.

ЭФФЕКТИВНЫЙ К. П. Д.

Степень совершенства п. ц. н. характеризуется эффективным к. п. д. Он показывает, какая часть подведенной к нагнетателю работы пошла на полезное адиабатическое сжатие

$$\eta_k = \frac{L_{ад}}{L_k}. \quad (77)$$

С учетом (76) будем иметь

$$\eta_k = \eta_{ад} \cdot \eta_{mk}. \quad (78)$$

У современных нагнетателей величина $\eta_k = 0,7—0,75$.

МОЩНОСТЬ, ЗАТРАЧЕННАЯ НА ПРИВОД НАГНЕТАТЕЛЯ

$$N_k = \frac{L_k G_B}{75} = \frac{L_{ад} \cdot G_B}{75 \eta_{ад} \eta_{mk}}, \quad (79)$$

где G_B — секундный расход воздуха. (кг/сек).

Но

$$G_B = \frac{G_T \alpha L_0}{3600}, \text{ а } G_T = N_i g_i \text{ (кг/час)},$$

тогда

$$G_B = \frac{N_i g_i \alpha L_0}{3600}.$$

Подставляя в (79), получим

$$N_k = \frac{N_i g_i \alpha L_0 L_{ад}}{3600 \cdot 75 \cdot \eta_{ад} \cdot \eta_{mk}} \text{ (л. с.)}. \quad (80)$$

Повышение температуры воздуха в нагнетателе

$$L = \frac{k}{k-1} R (T_k - T_0) = 102,5 \Delta T,$$

$$\Delta T = \frac{L}{102,5} = \frac{L_{ад}}{102,5 \cdot \eta_{ад}},$$

$$T_k = T_0 + \Delta T.$$

КОЭФФИЦИЕНТ НАПОРА НАГНЕТАТЕЛЯ

Он характеризует совершенство проточной части нагнетателя и показывает степень использования окружной скорости колеса. Изобразим кинематическую схему движения воздуха в нагнетателе (рис. 66).

За время Δt элемент воздуха массой Δm переместится на входе из 1 в 1', на выходе — из 2 в 2'. Величина $\Delta m = \frac{G_B}{g} \Delta t$.

Энергия, переданная от колеса к воздуху в виде момента, расходуется на изменение момента количества движения воздуха M_{kg} и на преодоление трения M_R .

$$M = M_{kg} + M_R.$$

Если выразить энергию в виде работы, отнесенной к 1 кг воздуха, то получится

$$\frac{M \omega}{G_B} = \frac{M_{kg} \omega}{G_B} + \frac{M_R \omega}{G_B},$$

тогда

$$L_1 = \frac{M_{kg} \omega}{G_B} + L_R.$$

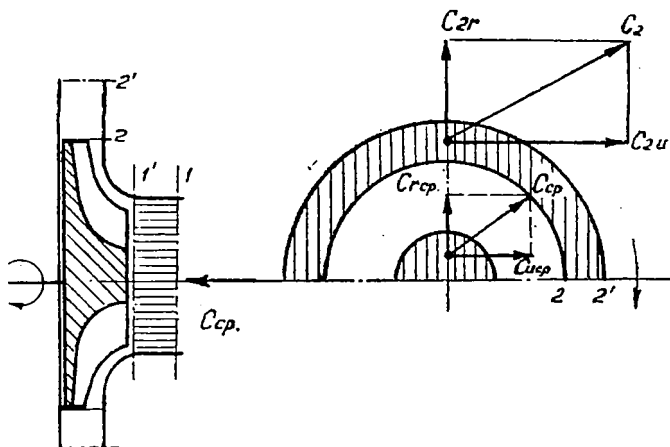


Рис. 66. Схема движения воздуха в пагнетателе

Сумма моментов количества движения в сечении 1—2

$$\sum_{1'}^2 m_1 c_u r + \Delta m c_{u \text{ ср}} r_{\text{ср}}.$$

В сечении 1'—2'

$$\sum_{1'}^2 m_1 c_u r + \Delta m c_{2u} r_2.$$

Вычитая из второго выражения первое, определим изменение момента количества движения в единицу времени

$$M_{kg} = \frac{\Delta m}{\Delta t} (c_{2u} r_2 - c_{u\text{cp}} r_{\text{cp}}).$$

Переходя к работе, получим

$$\frac{M_{kg} \omega}{G_B} = \frac{G_B \Delta t}{g \Delta t G_B} (c_{2u} r_2 \omega - c_{u\text{cp}} r_{\text{cp}} \omega) = \frac{1}{g} (c_{2u} u_2 - c_{u\text{cp}} u_{\text{cp}}).$$

Окружная скорость воздуха меньше окружной скорости колеса. Соотношение между этими скоростями $\frac{c_{2u}}{u_2}$ оценивается

коэффициентом циркуляции μ ; иногда μ называют коэффициентом мощности. Тогда окружная составляющая скорость воздуха на выходе из колеса может быть определена $c_{2u} = \mu u_2$.

Коэффициент циркуляции μ зависит главным образом от числа лопаток колеса.

Опытами Дмитриевского и Холщевникова установлена зависимость $\mu = f(z)$, которая приводится ниже:

z	2	4	7	10	14	16
μ	0,52	0,67	0,77	0,82	0,87	0,89

П. К. Казанджан предложил величину μ рассчитывать по формуле

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_{\text{cp}}}{D_2}\right)^2}},$$

где D_{cp} — средний диаметр лопаток входного направляющего аппарата (в. н. а.) $D_{\text{cp}} = \sqrt{\frac{D_0^2 + D_1^2}{2}}$.

В нагнетателе с идеальным осевым входом, в котором отсутствует закрутка воздуха, $c_{u\text{cp}} = 0$. Колесо имеет бесконечное количество лопаток $z = \infty$, а потому циркуляция между лопатками отсутствует, и в этом случае $\mu = 1$ и $c_{2u} = u_2$. И в то же время полагаем, что движение воздуха происходит без трения о стенки колеса, т. е. $L_R = 0$.

При этих идеальных условиях колесо передает максимум энергии воздуху

$$L_{1\text{max}} = \frac{u_2^2}{g}.$$

Если на полезное адиабатическое сжатие расходуется $L_{ад}$, а колесо в идеальных условиях передает воздуху $L_{1\max}$, то коэффициент напора и будет показывать, какая часть из возможной $L_{1\max}$ пошла на полезное сжатие:

$$\bar{H}_h = \frac{L_{ад}}{L_{1\max}} = \frac{L_{ад}}{u^2/g}. \quad (81)$$

У выполненных конструкций п. ц. н. $\bar{H}_h = 0,6-0,7$.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ РАБОТЫ ТУРБОКОМПРЕССОРА

Утилизация энергии отработавших газов является одной из важных проблем в развитии д. в. с. В настоящее время широкое применение находит использование энергии выпускных газов как рабочего тела в газовой турбине. Здесь газовая турбина играет роль дополнительного расширителя рабочего тела после цилиндра двигателя, в результате чего тепловая энергия выпускных газов превращается в механическую работу.

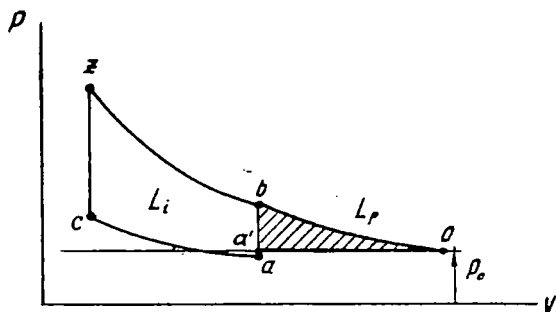


Рис. 67. Индикаторная диаграмма двигателя с турбонаддувом в координатах $p-V$

Известно, что повышение степени расширения рабочего тела приводит к росту экономичности силовой установки. Это выявляется при рассмотрении цикла д. в. с. В цилиндре двигателя в результате сгорания топлива выделяется тепловая энергия, часть которой превращается в полезную индикаторную работу L_i , а часть выбрасывается из цилиндра с отработавшими газами. Если газы, выходящие из цилиндра с параметрами p_b и T_b , расширить, как это показано на рис. 67, до атмосферного давления p_0 , то мы получим дополнительную и довольно большую работу L_p , характеризующуюся площадью $b-o-a'$. Надо учитывать, что с отработавшими газами выбрасывается около 45% всей энергии, подведенной к цилиндру в виде химической энергии топлива.

Таким образом, общий внутренний к. п. д. установки будет равен

$$\eta_{i \text{ общ.}} = \frac{A (L_i + L_p)}{Q_1}.$$

При хорошо организованном процессе расширения отработавшего газа добавка к к. п. д. $\left(\frac{AL_p}{Q_1}\right)$ может быть существенной.

Поэтому актуальной проблемой является наиболее полное использование этой энергии. Самым простым и распространенным является использование механической энергии газовой турбины для привода центробежного нагнетателя, воздух от

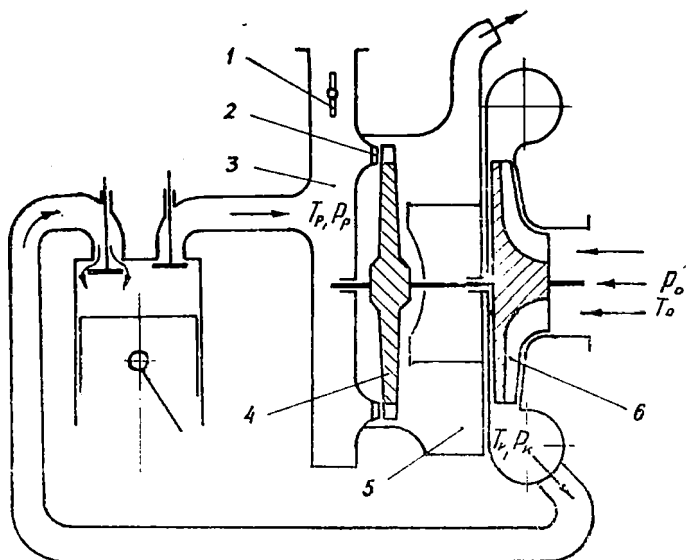


Рис. 68. Схема турбокомпрессора:

1 — перепускной клапан; 2 — сопловой аппарат; 3 — ресивер; 4 — рабочее колесо турбины; 5 — газосборник; 6 — рабочее колесо компрессора

которого поступает для наддува или продувки двигателя. В настоящее время получают некоторое распространение двигатели, в которых мощность, развиваемая турбиной, расходуется не только на привод компрессора, но и частично передается на вал двигателя. Схематически турбокомпрессор представлен на рис. 68.

В многоцилиндровом двигателе отработавшие газы из цилиндров могут поступать в общий газосборник, откуда через сопловой аппарат направляются на лопатки турбины. В этом

случае с достаточной точностью можно считать, что пульсирующий поток газа от каждого цилиндра в общем газосборнике превращается в поток постоянной скорости и давления. Поэтому можно допустить, что в турбину поступает газ с постоянными по времени параметрами p_p и T_p .

Турбины постоянного давления разделяются на два вида: 1) турбины активные; 2) турбины реактивные. Турбины активные работают при полном расширении газа в сопловом аппарате, где происходит превращение потенциальной энергии газа в кинетическую. Сопловой аппарат одновременно выполняет роль направляющего аппарата, который создает условия для безударного входа струи на лопатки турбины.

Рассмотрим действие газа на лопатку турбины. Вначале представим себе, что лопатки турбины находятся в неподвижном состоянии. Как видно из рис. 69, а, газ входит на лопатку со скоростью c_1 , в лопатке изменяет свое направление и выходит со скоростью c_2 .

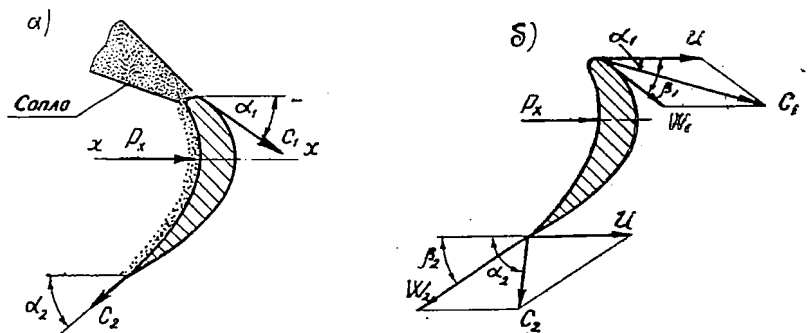


Рис. 69. Схема действия газа на лопатку турбины:
а) лопатка неподвижна; б) лопатка движется со скоростью u

При отсутствии трения $c_1 = c_2$. При наличии трения $c_1 > c_2$. Благодаря кривизне лопатки и изменению направления скорости движения газа появляются центробежные силы, действующие на лопатку. Равнодействующая этих сил, направленная по оси $(x - x)$, может быть определена из уравнения импульсов (закон количества движения)

$$p_x = m_s c_{1x} - m_s c_{2x} = m_s (c_{1x} - c_{2x}),$$

где $m_s = \frac{G_s}{g}$, а $c_{1x} = c_1 \cos \alpha_1$,

$$c_{2x} = -c_2 \cos \alpha_2.$$

Для 1 кг газа $G_s = 1$, тогда

$$p_x = \frac{1}{g} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2).$$

Эта сила является результатом давления струи газа на лопатку. Она и создает крутящий момент, под воздействием которого вращается колесо турбины.

Рассмотрим случай, когда лопатка турбины движется по оси x со скоростью u (рис. 69, б).

Для безударного входа w_1 должна быть касательной к кромке лопатки. При отсутствии трения $w_1 = w_2$. При наличии трения $w_1 > w_2$. Равнодействующая сил давления газа на лопатку по аналогии с предыдущим случаем

$$p_x = \frac{1}{g} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2),$$

но

$$c_1 \cos \alpha_1 = w_1 \cos \beta_1 + u,$$

$$c_2 \cos \alpha_2 = w_2 \cos \beta_2 - u,$$

подставляя их в исходную формулу, получим

$$p_x = \frac{1}{g} (w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2).$$

Работа 1 кг газа в секунду

$$L_u = p_x \cdot u = \frac{u}{g} (w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2) = \frac{u}{g} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2).$$

Применяя закон живой силы, та же работа может быть выражена через разность величин кинетической энергии, которой обладает газ при входе и выходе из лопатки

$$L_u = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}. \quad (82)$$

Таким образом, в активной турбине преобразование потенциальной энергии в кинетическую происходит только в сопловом аппарате, а усилия, действующие на рабочие лопатки, создаются в результате изменения направления скорости, т. е. за счет активного воздействия потока. Следовательно, в рабочих лопатках турбины не происходит изменение состояния газа (p_1 и T_1 равны p_2 и T_2). Поэтому активные турбины не испытывают осевых усилий.

В случае движущейся лопатки со скоростью u относительная скорость газа $w_1 \approx w_2$, поэтому механическая работа ко-

леса получается за счет уменьшения абсолютной скорости $c_2 < c_1$.

В реактивной турбине относительная скорость на выходе из рабочего колеса выше, чем на входе, а давление перед рабочим колесом выше, чем на выходе из него. Благодаря этому происходит расширение газа на рабочих лопатках.

Степенью реактивности турбины называется отношение адиабатического теплоперепада в рабочем колесе к адиабатическому теплоперепаду в турбине.

Обозначим адиабатический теплоперепад в турбине через H_T .

Тогда

$$H_T = i_p^* - i_0 = c_p (T_p - T_0),$$

где i_p^* — полная энтальпия рабочего тела перед турбиной;
 i_0 — энтальпия рабочего тела на выходе из турбины при адиабатическом расширении.

Если обозначить адиабатический теплоперепад в рабочем колесе через H_2 , то степень реактивности будет равна

$$\rho = \frac{H_2}{H_T}.$$

Турбина с реактивностью, равной единице, является реактивной. Чисто реактивные турбины в настоящее время не применяются, так как они целесообразны лишь при большой окружной скорости рабочего колеса, соответствующей $\frac{u}{c_1} \cong 1,0$.

Эта скорость значительно превышает допустимую по условиям прочности лопаток и диска колеса.

В турбокомпрессорах обычно применяют осевые турбины со степенью реактивности 0,20—0,35, как наиболее экономичные.

Преимущество реактивной турбины заключается в том, что при течении рабочего тела в межлопаточных каналах возникают меньшие потери, чем в каналах активных турбин. Это объясняется тем, что в реактивных турбинах на рабочих лопатках поток увеличивает свою скорость, в то время как в активных турбинах относительная скорость потока одинакова. А из гидрогазодинамики известно, что в том случае, если газ увеличивает скорость, потери при течении меньше, так как опасность отрыва потока от стенок уменьшается.

Наряду с осевыми турбинами, в современных турбокомпрессорах небольшого размера, применяемых в автомобильных и тракторных двигателях, широкое распространение получили

радиальные турбины, по существу, представляющие собой обращенные центробежные нагнетатели, в которых газ течет от периферии к центру — газ входит в улитку и расширяется в колесе. Такие турбины при небольших размерах имеют к. п. д. не только не уступающий таковому у осевых турбин, но и превосходящий его.

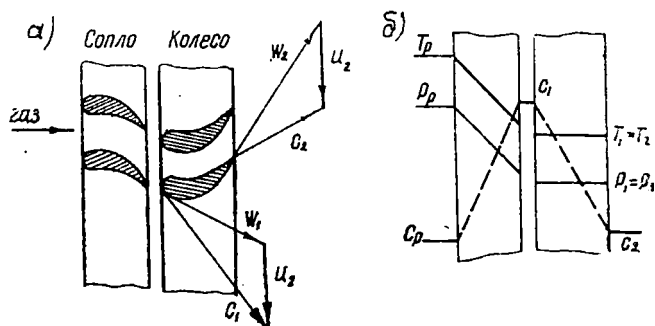


Рис. 70. Изменение скорости (а) и параметров газа (б) в активной турбине

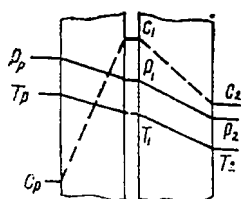


Рис. 71. Изменение скорости и основных параметров газа в реактивной турбине

Изменение основных параметров в активной турбине показано на рис. 70, а в реактивной турбине — на рис. 71.

Полагая, что степень реактивности турбины турбокомпрессора мала, можно допустить, что весь тепलोперепад срабатывается в сопловом аппарате. Это позволяет упростить понимание явлений, происходящих в турбокомпрессоре при его совместной работе с двигателем и получить ряд важных зависимостей.

Предположим, что процесс расширения газа в турбине протекает адиабатически, без потерь тепла в окружающую среду, тогда энергетический баланс в турбине можно представить, как это показано на рис. 72.

Запишем баланс

$$\frac{c_p^2}{2g} + \frac{U_p}{A} + \frac{p_p}{\gamma_p} = L_{\text{а.д.г.}} + \frac{c_2^2}{2g} + \frac{U_2}{A} + \frac{p_2}{\gamma_2}, \quad (83)$$

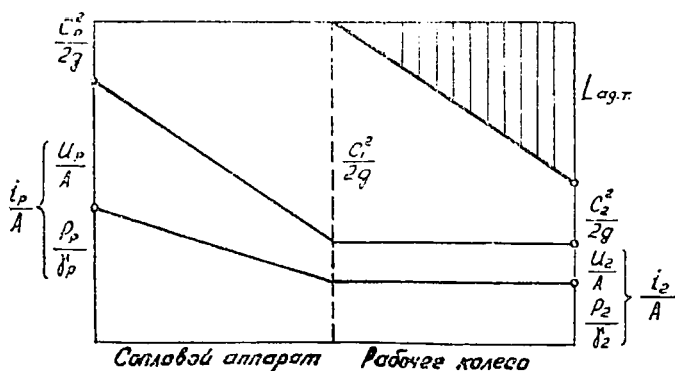


Рис. 72. Схема энергетического баланса в турбине.

откуда

$$L_{\text{агг}} = \frac{i_p - i_2}{A} + \frac{c_p^2 - c_2^2}{2g}. \quad (84)$$

Если для активной турбины допустить, что $c_p \approx c_2$, то

$$L_{\text{агг}} = \frac{i_p - i_2}{A} = \frac{c_p}{A} (T_p - T_2). \quad (85)$$

Принимаем $k_r = 1,335$, тогда $\frac{k_r - 1}{k} = 0,25$. Преобразуя выражение (85) будем иметь

$$L_{\text{агг}} = \frac{k_r}{k_r - 1} R_r T_p \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_p} \right)^{\frac{k_r - 1}{k_r}} \right]. \quad (86)$$

Перепад давления в турбине $\frac{p_p}{p_2} = \delta_T$.

Иногда адиабатическую работу расширения газов удобно выразить через скорость газа c_1 на входе в колесо. В этом случае

$$\frac{c_1^2}{2g} + \frac{U_1}{A} + \frac{p_1}{\gamma_1} = L_{\text{агг}} + \frac{U_2}{A} + \frac{p_2}{\gamma_2} + \frac{c_2^2}{2g},$$

так как $U_1 = U_2$; $p_1 = p_2$, а c_2 — мало по сравнению с c_1 и им можно пренебречь, то

$$L_{\text{агг}} = \frac{c_1^2}{2g}.$$

Степень совершенства турбины оценивается эффективным к. п. д. η_T . Он показывает, какая часть адиабатической работы, развиваемой газами, пошла на полезную работу на валу турбины.

У существующих турбин

$$\eta_T = \frac{L_T}{L_{адг}}, \quad (87)$$

$$\eta_T = 0,7--0,75.$$

Мощность, развиваемая турбиной,

$$N_T = \frac{L_T G_r}{75} = \frac{L_{адг} G_r \eta_T}{75}, \quad (88)$$

или

$$N_T = \frac{c_1^2 G_r}{75 \cdot 2g} \cdot \eta_T.$$

СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ТУРБИНЫ И КОМПРЕССОРА

Условием работы турбокомпрессора (тк) является равенство мощности, развиваемой турбиной и потребляемой компрессором

$$N_T = N_k, \quad \text{т. е.}$$

$$\frac{L_{адг} G_r}{75} \eta_T = \frac{L_{ад} G_B}{75 \eta_k},$$

или

$$L_{ад} = \frac{G_r}{G_B} L_{адг} \eta_T \eta_k; \quad \eta_T \eta_k = \eta_{mk}. \quad (89)$$

Далее запишем

$$\frac{k}{k-1} R T_0 \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \frac{k_r}{k_r - 1} R_r T_p \left(1 - \frac{1}{\delta_T^{\frac{k_r-1}{k_r}}} \right) \frac{G_r}{G_B} \eta_{mk}$$

или

$$\pi_k^{0,286} - 1 = \frac{k_r}{k_r - 1} \cdot \frac{k-1}{k} \cdot \frac{R_r}{R} \cdot \frac{T_p}{T_0} \cdot \frac{G_r}{G_B} \eta_{mk} \left(1 - \frac{1}{\delta_T^{0,25}} \right),$$

$$\frac{G_r}{G_B} = \frac{G_B + G_T - \Delta G_r}{G_B},$$

где ΔG_r — утечка газа до турбины в неплотности газосборника.

$$\frac{G_r}{G_B} = \frac{1}{\alpha L_0},$$

тогда

$$\frac{G_r}{G_B} = 1 + \frac{1}{\alpha L_0} - \frac{\Delta G_r}{G_B};$$

$\frac{\Delta G_r}{G_B} = f$ — коэффициент утечки.

$$\frac{k_r}{k_r - 1} \cdot \frac{k - 1}{k} \cdot \frac{R_r}{R} = 1,15,$$

тогда $1,15 \frac{T_p}{T_0} \eta_{TK} \left(1 + \frac{1}{\alpha L_0} - f \right) = \tau$ — коэффициент качества турбокомпрессора.

Тогда

$$\pi_k^{0,286} - 1 = \left(1 - \frac{1}{\delta_T^{0,25}} \right) \tau,$$

или перепишем

$$\frac{1}{\delta_T^{0,25}} = 1 - \frac{\pi_k^{0,286} - 1}{\tau},$$

откуда

$$\delta_T = \frac{1}{\left(1 - \frac{\pi_k^{0,286} - 1}{\tau} \right)^4}. \quad (90)$$

Величину δ_T можно представить

$$\delta_T = \frac{p_p}{p_0} = \frac{p_p}{p_k} \cdot \frac{p_k}{p_0} = \frac{p_p}{p_k} \pi_k,$$

тогда

$$\frac{p_p}{p_k} = \frac{1}{\pi_k \left(1 - \frac{\pi_k^{0,286} - 1}{\tau} \right)^4}; \quad \frac{p_p}{p_k} = \frac{1}{\pi_k} \left[\frac{\tau}{\tau - (\pi_k^{0,286} - 1)} \right]^4. \quad (91)$$

Задаваясь различными значениями π_k и τ , можно построить графики качества, которые часто применяются при расчете турбокомпрессора (рис. 73).

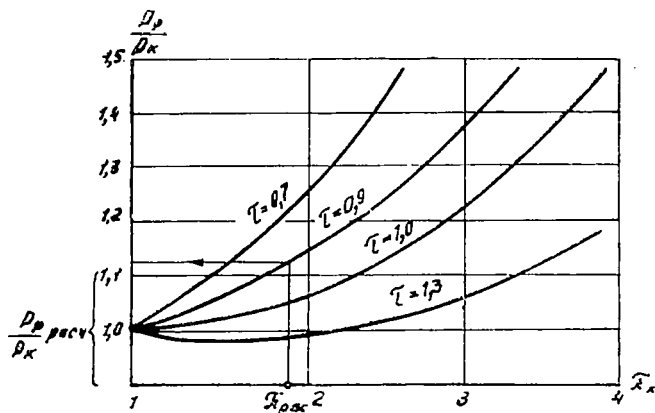


Рис. 73. Диаграмма качества турбокомпрессора

Далее перед нами стоит задача взаимно связать двигатель, турбину и компрессор и по заданной эффективной мощности N_e определить необходимые параметры установки.

В решении этой задачи применим следующий метод: известно, что

$$N_e = N_t - N_r,$$

но

$$N_t = N_{i_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_k}} \frac{1,15 \varepsilon \pi_k - \delta_T}{1,15 \varepsilon - 1},$$

с некоторым допущением примем

$$\pi_k = \frac{p_k}{p_0}, \text{ а } \delta_T = \frac{p_p}{p_0}.$$

Величина

$$T_k = T_0 \left(1 + \frac{\pi_k^{0,286} - 1}{\eta_{ad}} \right).$$

Известно, что

$$\delta_T = \left[\frac{\tau}{\tau - (\pi_k^{0,286} - 1)} \right]^4, \text{ а } \tau = 1,15 \frac{T_p}{T_0} \eta_T \eta_k \left(1 + \frac{1}{\alpha L_0} - f \right).$$

При заданной величине α , $\tau = f(\pi_k)$, следовательно, и $\delta_T = f_1(\pi_k)$. Поэтому при известных n и α $N_i = f_2(\pi_k)$. Обозначим постоянные $\frac{N_{i0} \sqrt{T_0}}{1,15 \varepsilon - 1} = K$, тогда запишем

$$N_i = K \frac{1,15 \varepsilon \pi_k - \delta_T}{\sqrt{T_k}}.$$

Мощность трения может быть выражена

$$N_r = N_{r0} \left[1 - 0,35 \left(1 - \frac{p_p}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_k}} \right) \right].$$

После преобразования будем иметь

$$N_r = N_{r0} \left(0,65 + \frac{0,35 \delta_T \sqrt{T_0}}{\sqrt{T_k}} \right). \quad (92)$$

Таким образом,

$$N_r = f_3(\pi_k),$$

тогда

$$N_e = K \frac{1,15 \varepsilon \pi_k - \delta_T}{\sqrt{T_k}} - N_{r0} \left(0,65 + \frac{0,35 \sqrt{T_0} \cdot \delta_T}{\sqrt{T_k}} \right). \quad (93)$$

Далее, задаваясь несколькими значениями $\pi_k = 1,2; 1,5; 2,0; 2,5$, подсчитаем $N_e = f_1(\pi_k)$.

При этом необходимо выбрать прототип компрессора и задаться к. п. д. компрессора η_k , имея в виду, что к. п. д. турбины $\eta_T = 0,7 - 0,75$. У выполненных конструкций турбокомпрессоров $\eta_{Tk} = \eta_k$; $\eta_T = 0,45 \div 0,55$.

Для установления расчетной величины π_k можно принять

$$\eta_k \text{ и } \eta_T = f(\pi_k) = \text{const.}$$

Температуру выпускных газов $T_p = \varphi(\pi_k)$ определяем по эмпирическим формулам:

1) для искровых д. в. с.

$$T_p = 1,1 \varepsilon^{0,1} T_k + \frac{2000}{\varepsilon^{0,25}} \text{ } ^\circ\text{K};$$

2) для дизелей

$$T_p = 1,13 T_k + \frac{18500}{\varepsilon^{0,25} (1 + \alpha L_0)} \text{ } ^\circ\text{K}.$$

При расчете $\tau = \varphi(\pi_k)$ можно допустить $f = \frac{1}{\alpha L_0}$.

Подсчитав $N_e = f(\pi_k)$, результаты наносим на график (рис. 74), по которому определим $\pi_{k \text{ расч.}}$.

Далее по формуле (90) подсчитываем расчетную величину δ_T и проверяем по известным формулам N_i , N_r , N_e , g_i , после чего определяем расход воздуха

$$G_B = \frac{N_i g_i \alpha L_0}{3600} \quad (\text{кг/сек}).$$

По этим данным подбираем и рассчитываем центробежный компрессор.

Устанавливаем основные размеры турбины.

С достаточной точностью можно считать, что мощность, потребляемая компрессором, равна мощности, развиваемой турбиной, поэтому

$$N_T = N_k = \frac{L_{ад} \cdot G_B}{75 \eta_k}.$$

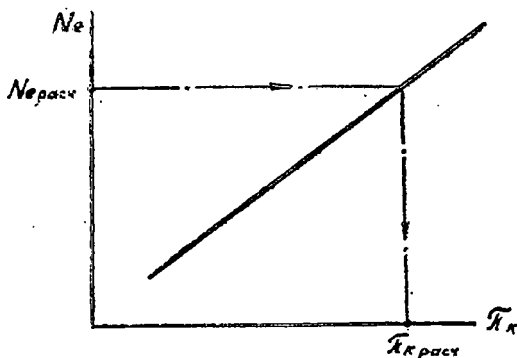


Рис. 74. Изменение мощности двигателя от степени повышения давления наддува

Принимая $G_T = G_B$, если нет возможности учесть утечки газа f , определим потребный к. п. д. турбины

$$\eta_T = \frac{N_k 75}{G_B \cdot L_{адг}},$$

где $L_{адг} = 118 T_p \left(1 - \frac{1}{\delta_T^{0.25}}\right)$.

Проверяем к. п. д. турбокомпрессора

$$\eta_{Tk} = \eta_k \eta_T.$$

Устанавливаем размеры среднего диаметра колеса турбины D_T .

Так как

$$N_T = \frac{c_1^2}{2g} \cdot \frac{G_T}{75} \eta_T, \text{ то}$$

$$\frac{c_1^2}{2g} \cdot \frac{G_T}{75} \eta_T = \frac{L_{ад} G_B}{75 \eta_k}, \text{ но}$$

$$L_{ад} = \frac{u_k^2}{g} \bar{H}.$$

Имея в виду, что $n_k = n_T$, $\frac{u_k}{u_T} = \frac{D_2}{D_T}$, получим

$$u_k = u_T \frac{D_2}{D_T}.$$

Подставляя u_k в уравнение после преобразования, будем иметь

$$\frac{c_1^2}{2g} \frac{G_T}{G_B} \cdot \eta_T \eta_k = \frac{u_T^2}{g} \left(\frac{D_2}{D_T} \right)^2 \cdot \bar{H},$$

откуда

$$\frac{D_2}{D_T} = \frac{1}{u_T/c_1} \sqrt{0,5 \frac{G_T}{G_B} \cdot \frac{\eta_T}{\bar{H}}}.$$

От соотношения средних скоростей $\frac{u_T}{c_1}$ зависит к. п. д. турбины η_T .

Наибольшая величина η_T соответствует $\frac{u_T}{c_1} = 0,55 - 0,70$.

Зная величину η_T и задаваясь $\frac{u_T}{c_1}$, рассчитаем значение D_T .

По среднему диаметру колеса турбины можно подобрать готовую турбину или, выполнив газодинамический расчет и определив все необходимые размеры и параметры турбины, сконструировать оригинальную.

VI. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Тепло, введенное в цилиндр двигателя в виде химической энергии топлива, только частично может быть преобразовано в полезную механическую работу. В реальном двигателе внутреннего сгорания в эффективную работу преобразуется 22—

40 %, а оставшаяся часть — 78—60 % представляет собою различного рода потери.

Распределение подведенной энергии по различным каналам можно наглядно представить графической схемой теплового баланса (рис. 75).

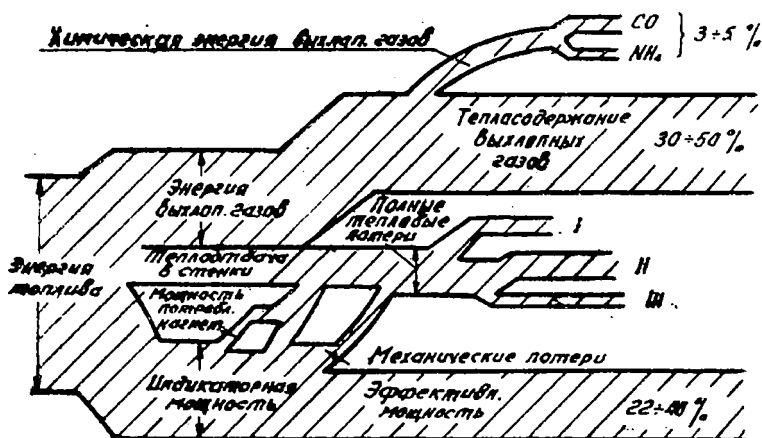


Рис. 75. Схема теплового баланса двигателя:

I — потери на излучение; II — теплоотдача в охлаждающую среду; III — потери в масле

Из схемы видно, что основными составляющими теплового баланса являются: тепло, преобразуемое в полезную работу (в эффективную мощность) — 22—40 %, тепловые потери с отработавшими газами — 30—50 % и потери в охлаждающую среду — 12—30 %.

Составляющие теплового баланса обычно определяются экспериментально. Абсолютный тепловой баланс двигателя составляется в ккал/час (или в процентах); удельный тепловой баланс — в ккал/э. л. с. ч. (или в процентах).

Тепло, преобразованное в полезную эффективную работу, определяется по термическому эквиваленту 1 л. с. ч., равному 632 ккал, и эффективной мощности двигателя N_e .

$$Q_e = 632 N_e \text{ ккал/час,}$$

или в удельном тепловом балансе

$$q_e = 632 \text{ ккал/э. л. с. ч.}$$

ТЕПЛОВЫЕ ПОТЕРИ С ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ

Потери энергии с выхлопными газами определяются главным образом степенью сжатия (расширения) и коэффициентом избытка воздуха. Эти потери складываются из энтальпии газов и химической энергии, содержащейся в продуктах неполного сгорания топлива. При $\epsilon=6-7$ и $\alpha=1,0$ энтальпия выхлопных газов составляет 45—48%, химическая энергия из-за неполноты сгорания — около 5%. При работе на богатых смесях $\alpha=0,6-0,7$, химическая энергия из-за неполноты сгорания значительно увеличивается, достигая почти 50% всей введенной в двигатель энергии.

Экспериментально установлено, что с выхлопными газами теряется около 1,5 л. с. на 1 э. л. с. полезной мощности.

Приведенные цифры указывают на большой запас энергии, уносимой отработавшими газами.

В том случае, если энергию выхлопных газов использовать в газовой турбине с эффективным к. п. д. 25%, то это дало бы приращение эффективной мощности силовой установки на 38% и повышение экономичности на 30—35%.

ТЕПЛОВЫЕ ПОТЕРИ В ОХЛАЖДАЮЩУЮ СРЕДУ

Тепловые потери в охлаждающую среду складываются из потерь тепла в результате теплоотдачи от газа через стенки цилиндра, а также тепла, эквивалентного работе трения, и работе, затрачиваемой на привод вспомогательных механизмов и приводного нагнетателя.

При анализе тепловых потерь в охлаждающую среду важно знать не только суммарные величины этих потерь, но и их распределение. Рассмотрим опытные данные, полученные различными авторами.

1. Тепловой баланс водяной рубашки двигателя (опыты проф. А. В. Квасникова, рис. 76)

Из приведенных данных видно, что большая часть тепла в охлаждающую среду отводится через стенки головки цилиндров (около 30%). С учетом тепла, передаваемого через стенки выпускных патрубков, располагающихся обычно в головке блока цилиндров, количество тепла, отдаваемого охлаждающей среде, в головке цилиндров составит более 50% всех потерь.

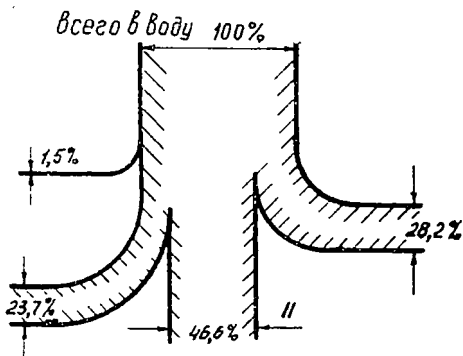


Рис. 76. Тепловой баланс водяной рубашки двигателя М-17

Теплоотдача через стенки:
 I — головки цилиндра; II — цилиндра; III — выпускного патрубка; IV — всасывающего патрубка

2. Тепловые потери в воду через стенки цилиндров в разные периоды рабочего цикла (опыты В. Нуссельта и Н. Р. Брилинга, рис. 77)

Наименьшее количество тепла передается в охлаждающую среду во время хода сжатия (около 9%). Это объясняется главным образом тем, что температура газов в ходе сжатия в среднем оказывается не намного выше средней тем-

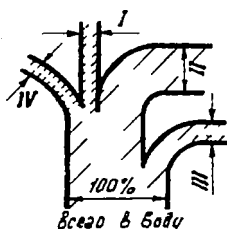


Рис. 77. Тепловые потери в воду через стенки цилиндра при:

I — сгорания 14%;
 II — расщеплении 55 — 58%; III — выпуске и наполнении 16 — 20%; IV — сжатии 9 — 12%

пературы стенок; кроме того, плотность заряда в цилиндре достигает максимального значения лишь в конце хода, когда величина поверхности, через которую передается тепло, минимальна.

Относительно небольшие потери тепла в процессе сгорания, несмотря на высокую температуру газов в этот период, объясняются небольшим промежутком времени и минимальной поверхностью охлаждения.

Причины, обуславливающие наибольшее количество тепла, передаваемого в охлаждающую среду в процессах расширения и выпуска, очевидны и не требуют дополнительного пояснения.

Следует заметить, что в ходе процесса впуска температура газов составляет 70—120° С в карбюраторных двигателях и 60—80° С в дизелях. Таким образом, во время процесса наполнения в ряде случаев возможна передача тепла от охлаждающей среды к газам, находящимся внутри цилиндра.

Разделение теплотерь по видам передачи тепла от газов через стенки цилиндра и камеры сгорания следующее (опыты В. Нуссельта и Н. Р. Брилинга):

1. От соприкосновения при неподвижном газе 30—35 %.
2. Дополнительно от соприкосновения
при наличии вихрей в газе 40—50 %.
3. Лучеиспускание 20—25 %.

При этом следует иметь в виду, что приведенные данные получены на относительно тихоходном двигателе. В быстроходных двигателях доля тепла, передаваемого за счет вихревых движений газа, существенно увеличивается, достигая 70—75 % всего тепла, отдаваемого в воду. Например, в двигателе Москвич-407 распределение тепла, передаваемого охлаждающей воде, характеризуется данными табл. 7.

Таблица 7

Распределение тепла, передаваемого охлаждающей воде

Доля тепла в %	Число оборотов коленчатого вала двигателя, об/мин.		
	1400	2200	3800
Тепло, передаваемое соприкосновением газа со стенками	19,4	16,0	12,0
Дополнительная передача тепла за счет вихревых движений газа	70,6	75,7	80,8
Тепло, передаваемое лучеиспусканием	10,0	8,3	7,2

Одним из средств уменьшения потерь тепла в охлаждающую среду является повышение температуры охлаждающей жидкости, циркулирующей в системе охлаждения двигателя.

На каждые 10 % увеличения температуры охлаждающей жидкости теплоотдача уменьшается на 4—5 %. Однако снижение теплоотдачи в охлаждающую среду незначительно уве-

личивает индикаторную работу, а идет главным образом на повышение внутренней энергии выхлопных газов.

По данным Г. Р. Рикардо и Н. Р. Брилинга, дополнительное увеличение индикаторной мощности за счет снижения тепловых потерь в охлаждающую среду не превышает 4—6%. К тому же увеличение температуры цикла требует повышения детонационной стойкости топлива.

Практически температуру охлаждающей жидкости на выходе из головки цилиндра не доводят выше 100°.

Распределение количества тепловой энергии израсходованного топлива с учетом количества энергии, преобразованной в полезную эффективную работу, показывается внешним тепловым балансом двигателя.

Внешний тепловой баланс для различного типа двигателей, по данным проф. А. С. Орлина, может быть иллюстрирован следующими цифрами (табл. 8).

Т а б л и ц а 8

Внешний тепловой баланс (в %)

Двигатель	Затраты на эффективную работу Q_e	Потери в охлаждающую среду $Q_{охл}$	Потери с отработавшими газами Q_2	Потери с отработавшими газами вследствие химической неполноты сгорания $Q_{хим}$	Остаточный член баланса $Q_{ост}$
Карбюраторный	21—28	12—20	30—55	0—45	3—8
Газовый	23—28	20—25	35—45	0—5	5—10
Дизель	29—42	15—35	25—45	0—5	2—5

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ

ПРИ РАЗНЫХ ЧИСЛАХ ОБОРОТОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

При изменении числа оборотов коленчатого вала двигателя изменяются и отдельные составляющие теплового баланса.

На рис. 78 приведен тепловой баланс автомобильного карбюраторного двигателя, работающего по внешней скоростной характеристике при постоянном составе смеси ($\alpha=0,9$). Как следует из теплового баланса, с увеличением числа оборотов вала при постоянном составе смеси и постоянной нагрузке тепловые потери в охлаждающую среду уменьшаются вследствие уменьшения продолжительности цикла и, таким образом, сокращения времени соприкосновения горячих газов со

стенками цилиндра. Увеличение степени завихрения газов в цилиндре увеличивает коэффициент теплоотдачи в стенки, однако это не компенсирует полностью увеличенный тепло-

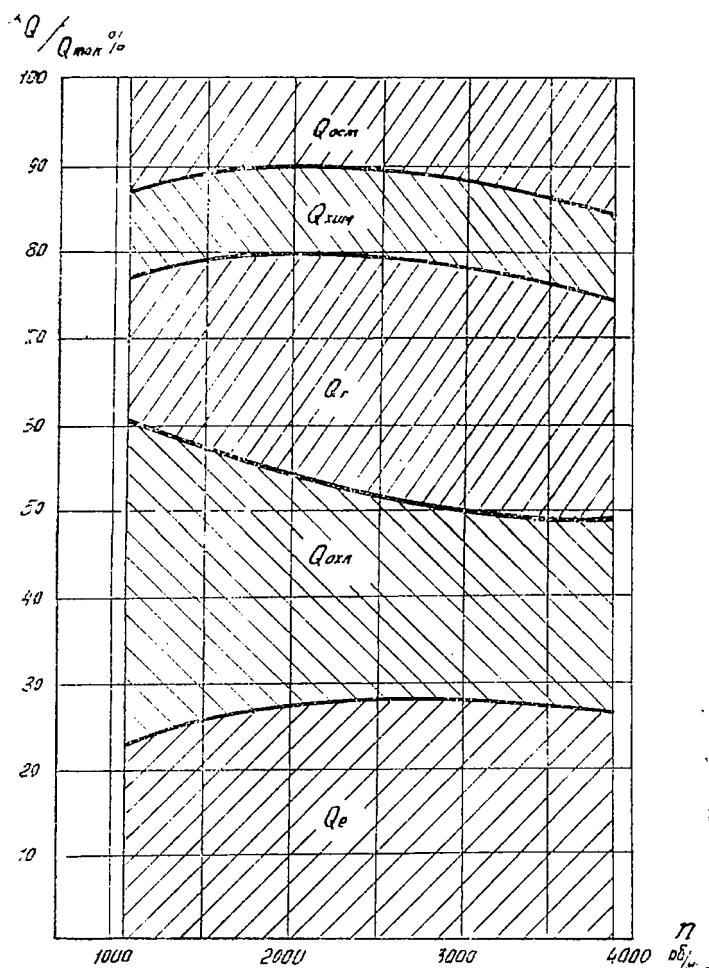


Рис. 78. Тепловой баланс автомобильного карбюраторного двигателя ($\alpha=0,9$)

отвод за счет сокращения времени соприкосновения газов и стенок цилиндра.

Температура газа к концу расширения, при увеличении числа оборотов, возрастает вследствие уменьшения охлажде-

ния газов от стенок, и потери тепла с отходящими газами увеличиваются.

Потери вследствие химической неполноты сгорания в карбюраторном двигателе при работе по внешней характеристике практически остаются постоянными, так как состав смеси, всегда при этом обогащенной, сохраняется почти неизменным.

Остаточный член баланса с увеличением числа оборотов увеличивается в основном за счет возрастания механических потерь (не учтенных потерями в охлаждающую среду — главным образом потерь на трение в подшипниках коленчатого и распределительного валов и на привод вспомогательных механизмов).

Тепловой баланс дизеля изменяется по оборотам аналогично, однако потери вследствие химической неполноты сгорания отсутствуют, так как дизель всегда работает на бедной смеси ($\alpha > 1$).

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ НАГРУЗКИ

Изменение теплового баланса в зависимости от нагрузки при постоянном числе оборотов карбюраторного двигателя и дизеля представлено на рис. 79, а, б.

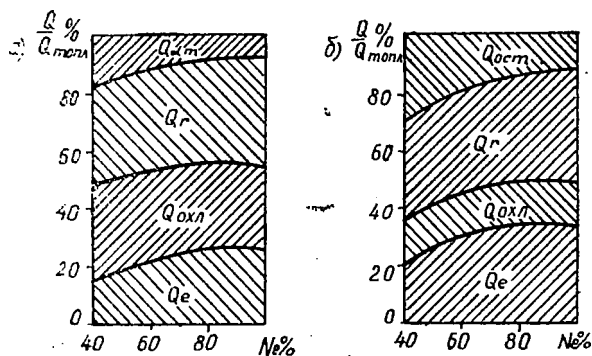


Рис. 79. Тепловой баланс карбюраторного двигателя (а) и дизеля (б) в зависимости от нагрузки при постоянном числе оборотов

При возрастании нагрузки карбюраторного двигателя (рис. 79, а), если состав смеси остается постоянным, температура газов остается почти постоянной. Теплоотдача в охлаждающую среду по абсолютной величине будет возрастать

(увеличивается количество вводимого тепла), а относительный отвод тепла через стенки уменьшается, так как вследствие совершенствования рабочего процесса большая часть введенного тепла преобразуется в полезную работу. Тепловые потери с отходящими газами при изменении нагрузки у карбюраторного двигателя изменяются очень мало. Существенно изменяется остаточный член теплового баланса: при уменьшении нагрузки возрастают относительные механические потери на привод вспомогательных механизмов и на трение в подшипниках, не учтенные другими составляющими теплового баланса.

Тепловой баланс дизеля (рис. 79, б) по нагрузочной характеристике изменяется несколько иначе, чем тепловой баланс карбюраторного двигателя.

Так как в дизеле изменение нагрузки осуществляется изменением количества топлива, вводимого в цилиндр за цикл, средняя температура газов в цилиндре не остается постоянной: с возрастанием нагрузки температура газов увеличивается. Увеличивается при этом и абсолютное количество тепла, отводимого от газов через стенки, поэтому относительные тепловые потери в охлаждающую среду изменяются мало.

В целом относительные тепловые потери в охлаждающую среду немного уменьшаются за счет трения мало изменяющегося с нагрузкой поршня и его колец; относительная теплоотдача от трения поршня при этом увеличивается.

Потери с выпуском по нагрузке у дизеля увеличиваются более резко, чем у карбюраторного двигателя, так как при увеличении цикловой подачи все большая часть топлива догорает в процессе расширения; температура отходящих газов повышается в большей степени, чем цикловая подача топлива; относительная потеря тепла с выпуском растет.

Характер изменения остаточного члена баланса тот же, что и в карбюраторном двигателе.

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ СОСТАВА СМЕСИ

Изменение теплового баланса карбюраторного двигателя по составу смеси приведено на рис. 80.

На обогащенных смесях тепловые потери в охлаждающую среду и с выпуском наименьшие, однако потери тепла из-за химической неполноты сгорания — наибольшие. Поэтому на богатых смесях полезное использование тепла наименьшее.

По мере обеднения горючей смеси уменьшаются потери от химической неполноты сгорания, но возрастают потери с охлаждением и выпуском, так как растет температура газов.

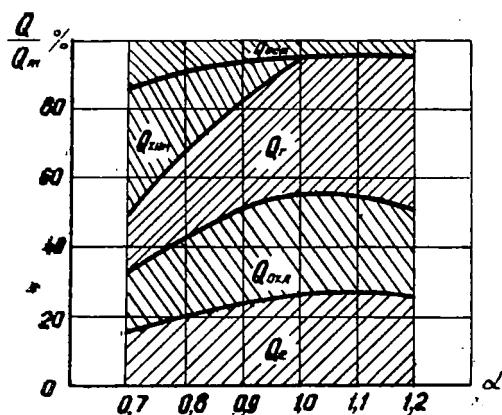


Рис. 80. Тепловой баланс карбюраторного двигателя по составу смеси

Минимальные суммарные тепловые потери имеют место при несколько переобедненных смесях ($\alpha=1,1-1,15$), что объясняется уменьшением теплоемкости продуктов сгорания, малой диссоциацией их и незначительным снижением скоростей горения.

Дальнейшее обеднение смеси приводит к возрастанию потерь в охлаждающую среду за счет значительного снижения скорости горения и переноса в этом случае большей части процесса горения в процесс расширения.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

РЕГУЛИРОВАНИЕ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

Задачей регулирования является поддержание соответствия между развиваемой и потребляемой мощностями.

При постоянных оборотах регулируемыми факторами являются количество рабочего тела, поступившего в цилиндр, и концентрация топлива, содержащегося в рабочем заряде. Исходя из этого применяют количественное и качественное регулирование. Очень часто регулирование мощности двигателя сопровождается изменением числа оборотов.

Известно, что

$$N_e = \frac{30}{632} \cdot \frac{H_u}{L_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \gamma_k \eta_v V_h \eta_m n,$$

или

$$N_e = \text{const} \frac{\eta_a}{\alpha} \cdot \eta_v \cdot \gamma_k \eta_m n. \quad (94)$$

В результате на изменение мощности двигателя можно воздействовать следующими параметрами:

$\frac{\eta}{\alpha}$ — параметром качества энергозаряда;

$\eta_v \gamma_k \eta_m n$ — параметром количества энергозаряда.

ХАРАКТЕРИСТИКИ

Для того чтобы подобрать двигатель к данному потребителю мощности (автомобиль, трактор, судно и т. д.) и затем рационально его эксплуатировать, еще недостаточно иметь все его показатели для одного расчетного режима. Более полное представление об эксплуатационных качествах двигателя, о зависимостях его мощности и расхода топлива от целого ряда регулирующих параметров, дают характеристики.

Характеристиками двигателя внутреннего сгорания называются зависимости крутящего момента, мощности, удельного расхода топлива и других показателей работы двигателя от переменного регулирующего параметра.

Под регулирующими параметрами имеются в виду обороты коленчатого вала — n об/мин, коэффициент состава смеси — α , углы опережения зажигания и впрыска, давление наддува p_k и др.

Характеристики снимаются с двигателя экспериментальным путем или могут быть рассчитаны с некоторым приближением.

Для всего класса двигателей с искровым воспламенением преимущественным способом регулирования является количественный, который в какой-то степени объединяется с качественным. Поэтому можно сказать, что применяется смешанный способ с преимуществом количественного, так как α изменяется в узком диапазоне (0,8—1,1).

Для дизелей применяется преимущественно качественный способ регулирования с добавлением на малых мощностях количественного. Это позволяет на малых нагрузках организовать устойчивый рабочий процесс, протекающий при приемлемых обеднениях смеси.

1. ХАРАКТЕРИСТИКИ РАСПОЛАГАЕМОЙ МОЩНОСТИ

Если отрегулировать двигатель на коэффициент избытка воздуха — α , соответствующий максимальной мощности при полностью открытом дросселе, и поддерживать постоянный тепловой режим охлаждающей среды и масла при оптимально организованном горении, а обороты изменять нагрузкой на валу, то двигатель будет развивать на данных оборотах наибольшую мощность. При этих условиях $N_e = f(n)$ представляет собой наибольшую мощность, которой располагает двигатель. Этот вид характеристики принято называть внешней скоростной характеристикой. Условия, сформулированные для внешней характеристики, могут быть описаны следующими уравнениями:

$$N_i = \text{const} \frac{\eta_a}{\alpha} \eta_v \gamma_k n \quad (\text{л. с.}), \quad (95)$$

$$N_r = A n^2 \quad (\text{л. с.}), \quad (96)$$

$$N_e = N_i - N_r, \quad (97)$$

$$M_{кр} = 716,2 \frac{N_e}{n} = 716,2 \left(\text{const} \frac{\eta_a}{\alpha} \eta_v - A n \right), \quad (98)$$

которые можно представить в виде графиков (рис. 81).

Графики представляют полный диапазон работы двигателя от $n_{\min}$ до $n_{\max}$. Рабочий диапазон оборотов двигателя значительно сужен. Нет никакого смысла из-за динамических перегрузок эксплуатировать двигатель на падающей ветви характеристики N_e при $n > n_{\text{опт}}$.

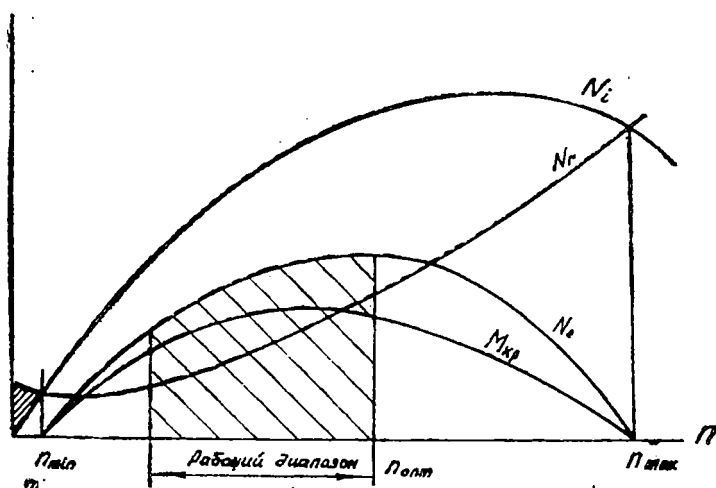


Рис. 81. Изменение мощности от числа оборотов двигателя

Имея в виду, что двигатель работает при полном дросселе и α , отрегулированном на $N_{e \max}$, снижение оборотов от $n_{\max}$ достигается увеличением нагрузки на валу. Поэтому на ветви характеристики $n_{\text{опт}} - n_{\min}$ двигатель работает с увеличенным тепловыделением в охлаждающую среду и при повышенных термических нагрузках поршней, выхлопных клапанов и свечей. Это вытекает из следующего:

$$L_i = p_i V_h = \frac{Q_1}{A} \eta_i,$$

тогда

$$p_i = \frac{Q_1}{V_h A} \cdot \eta_i.$$

В то же время

$$p_i = \frac{900 N_t}{V_h \cdot n},$$

или

$$Q_1 = \frac{900}{\eta_i} A \frac{N_t}{n}.$$

Таким образом, количество выделившегося тепла за цикл следует примерно закону изменения крутящего момента. Поэтому, практически диапазон работы двигателя по внешней характеристике ограничен оборотами $n_{\text{опт}}$ и далеко не доходит до n_{min} .

В связи с этим располагаемая мощность двигателя ограничена рабочим диапазоном оборотов и представлена заштрихованной площадью под кривой $N_e = f(n)$.

В пределы этой площади должны вписываться все эксплуатационные мощности потребителя. Рассмотрим более подробно внешние скоростные характеристики различных типов двигателей.

1. ВНЕШНЯЯ СКОРОСТНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Внешней скоростной характеристикой д. в. с. с искровым воспламенением называется зависимость мощности и удельного расхода топлива от оборотов при полностью открытом дросселе карбюратора, а также при $p_{k \text{ ном}} = \text{const}$, $\alpha = \text{const}$, оптимальном угле опережения зажигания и постоянном тепловом режиме охлаждающей среды и масла.

Расчет внешней характеристики двигателей без наддува

Исходными данными для расчета внешней характеристики являются данные расчетного режима.

Предлагается следующий порядок расчета.

Определяем:

1. Изменение $N_i = f(n)$.

Известно, что

$$N_i = \frac{30}{632} \cdot \frac{H_u}{L_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_v \cdot \gamma_k \cdot V_h \cdot n.$$

По условию $\alpha_p = \text{const}$ ¹; $\gamma_k = \gamma_0$.

Тогда

$$\frac{\eta_i}{\alpha} = \text{const}$$

и

$$N_i = \text{const} \cdot \eta_v \cdot n,$$

$$N_{ip} = \text{const} \cdot \eta_{vp} \cdot n_0.$$

¹ Индексом p обозначены параметры на расчетном режиме.

Взяв отношение $\frac{N_i}{N_{ip}}$, будем иметь

$$N_i = N_{ip} \cdot \frac{\eta_v}{\eta_{vp}} \cdot \frac{n}{n_p}.$$

По этой формуле можно рассчитать $N_i = f(n)$ по внешней характеристике, если известно $\eta_v = \varphi(n)$. Если имеются экспериментальные характеристики $\eta_{v \text{ н.ср.}} = f(v_{\text{н.ср.}})$, то зависимость $\eta_v = \varphi(n)$ устанавливается из этих характеристик по двигателю, имеющему аналогичную систему наполнения. Для очень большого числа двигателей без наддува универсальной является характеристика в относительных величинах

$$\frac{\eta_v}{\eta_{vp}} = f\left(\frac{n}{n_p}\right),$$

или

$$\bar{\eta}_v = f(\bar{n}),$$

которая показана на рис. 82.

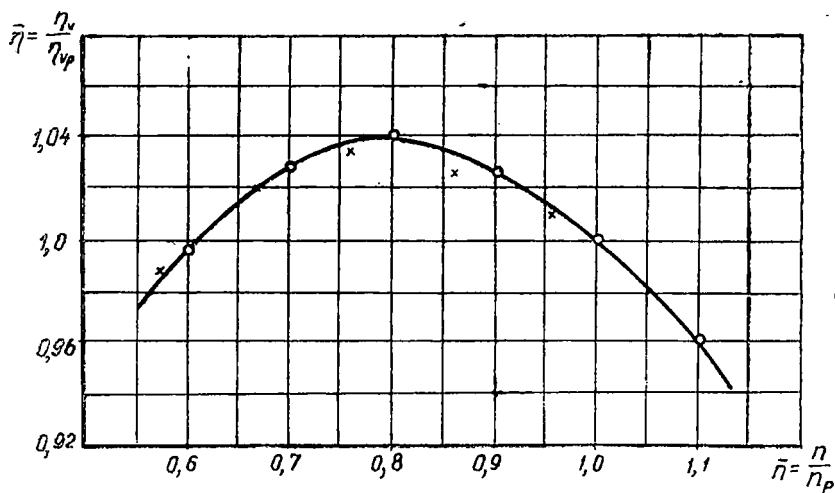


Рис. 82. Изменение коэффициента наполнения в относительных координатах

В этом случае, если имеются расчетные показатели η_{vp} и n_p , то текущая величина $\eta_v = f(n)$ определяется из графика.

Для расчета внешних скоростных характеристик чаще всего приходится оперировать отношениями $\frac{\eta_v}{\eta_{vp}}$ и $\frac{n}{n_p}$, поэтому

этот график используют без пересчета. Как крайний случай, можно воспользоваться статистическими данными, собранными для проектируемого класса двигателей.

Для этого двигатели можно подразделить на следующие группы:

1) однорядные быстроходные карбюраторные двигатели

$$n_p > 2500 \text{ об/мин};$$

2) многорядные быстроходные карбюраторные двигатели

$$n_p > 2500 \text{ об/мин};$$

3) карбюраторные двигатели, работающие на оборотах

$$n_p < 2500 \text{ об/мин};$$

4) быстроходные автотракторные дизели;

5) тихоходные дизели.

Для каждого класса двигателей необходимо по экспериментальным данным установить:

1) отношение оборотов $\frac{n_1}{n_p} = \varphi$, соответствующее $\eta_{v \max}$,

2) величину $z = \frac{\eta_{lv \max}}{\eta_{lvp}}$,

3) закономерность падения η_v при увеличении оборотов $n > n_p$ и при уменьшении оборотов $n < n_1$ на каждые 100 об/мин.

Как пример, можно привести статистические зависимости $\eta_v = \varphi(n)$ для карбюраторных двигателей, имеющих $n_p < 2500 \text{ об/мин}$.

Для этого класса двигателей можно принимать

$$\varphi = \frac{n_1}{n_p} = 0,85 - 0,9,$$

$$\eta_{v \max} = (1,03 - 1,05) \eta_{v p}.$$

При уменьшении на каждые 100 об/мин от n_1 и увеличении от n_p η_v уменьшается на 2—3%.

Результаты представлены на рис. 83.

2. Мощность трения.

$$N_r = A n^2,$$

$$N_{rp} = A n_p^2,$$

откуда

$$N_r = N_{rp} \left(\frac{n}{n_p} \right)^2 \quad (\text{л. с.}).$$

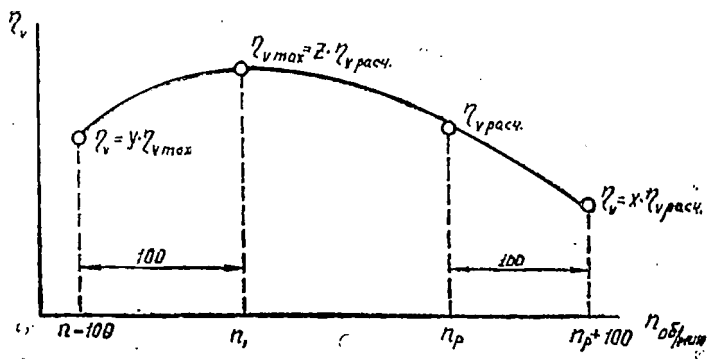


Рис. 83. Изменение коэффициента наполнения от числа оборотов

3. Эффективная мощность.

$$N_e = N_i - N_r.$$

4. Индикаторный удельный расход топлива.

$$g_i = \frac{632}{H_u \eta_i},$$

так как $\eta_i = \eta_{ip} = \text{const}$, то

$$g_i = g_{ip} = \text{const}.$$

5. Механический к. п. д.

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = 1 - \frac{N_r}{N_i}.$$

Для качественного анализа $\eta_m = f(n)$ можно воспользоваться приближенной формулой

$$\eta_m \simeq 1 - \frac{An^2}{Cn} \simeq 1 - Bn.$$

6. Эффективный к. п. д.

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m.$$

7. Эффективный удельный расход топлива.

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} \left(\frac{\kappa z}{\text{л. с. ч}} \right).$$

8. Крутящий момент.

$$M_{кр} = 716,2 \frac{N_e}{n} \text{ (кгм)}.$$

Результаты расчета представлены графиками на рис. 84.

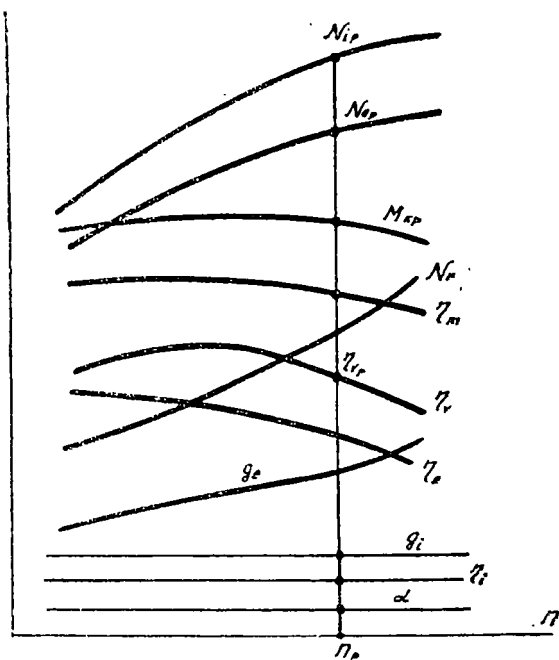


Рис. 84. Основные показатели двигателя в зависимости от числа оборотов

Для сравнения с расчетной характеристикой приведем внешние характеристики, полученные экспериментальным путем с различных двигателей (рис. 85—95).

При расчёте внешних скоростных характеристик можно воспользоваться данными эксперимента таких величин, как $\alpha = f(n)$ и $\eta_v = f(n)$. В этом случае теоретические характеристики будут приближены к экспериментальным.

Как видно из приведенных графиков, все характеристики отличаются от теоретической тем, что у них не выдерживается по оборотам постоянная α . Это объясняется трудностью созда-

ния карбюратора, который бы по простоте конструкции не отличался от существующих, а при изменении режима по внешней характеристике дозировал бы смесь на $\alpha = f(n) = \text{const}$. Некоторое обогащение смеси при снижении оборотов является причиной повышения удельного расхода топлива по сравнению с теоретической характеристикой. В практике эксплуатации двигателя, возможно, такая регулировка карбюратора может быть оправдана тем, что при обогащении смеси снижаются температуры цикла, и особенно температура выхлопных газов, что приводит к уменьшению термонапряженности наиболее нагретых частей внутренней полости цилиндра (клапаны, свечи и т. д.).

Если будет задан закон изменения α по внешней характеристике (рис. 96), то рассчитать характеристику не представляет труда.

Из уравнения (95) известно, что $N_i = \text{const} \frac{\eta_a}{\alpha} \eta_v n$. Величина $\frac{\eta_a}{\alpha}$ выбирается по графику (рис. 59) в зависимости от заданной $\alpha = f(n)$.

Индикаторный к. п. д. подсчитывается по уже известной формуле

$$\eta_i = \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,25}}\right) \eta_w \cdot \eta_a \cdot \eta_k \cdot \eta_D,$$

или

$$\eta_i = \text{const} \eta_a$$

и

$$\eta_i = \eta_{ip} \frac{\eta_a}{\eta_{ap}}. \quad (99)$$

Далее без труда рассчитываются все необходимые величины:

$$N_i = \text{const} \frac{\eta_a}{\alpha} \cdot \eta_v \cdot n,$$

$$g_i = g_{ip} \frac{\eta_{ip}}{\eta_i}, \quad \eta_m = \frac{N_e}{N_i}, \quad g_e = \frac{g_i}{\eta_m} \text{ и т. д.}$$

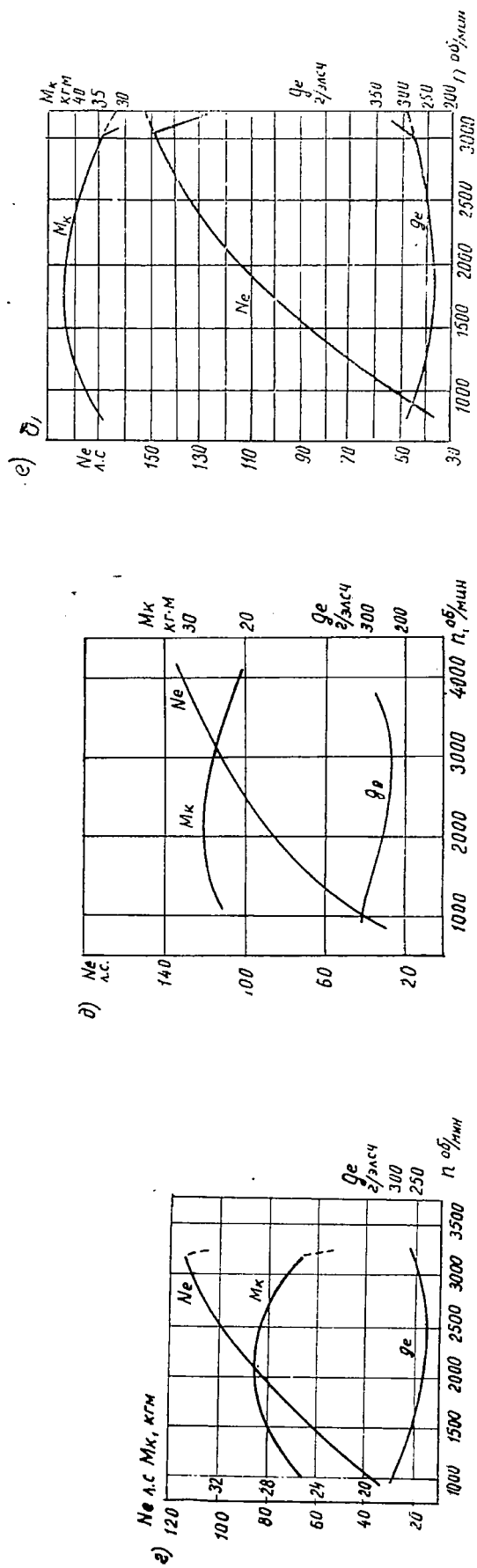
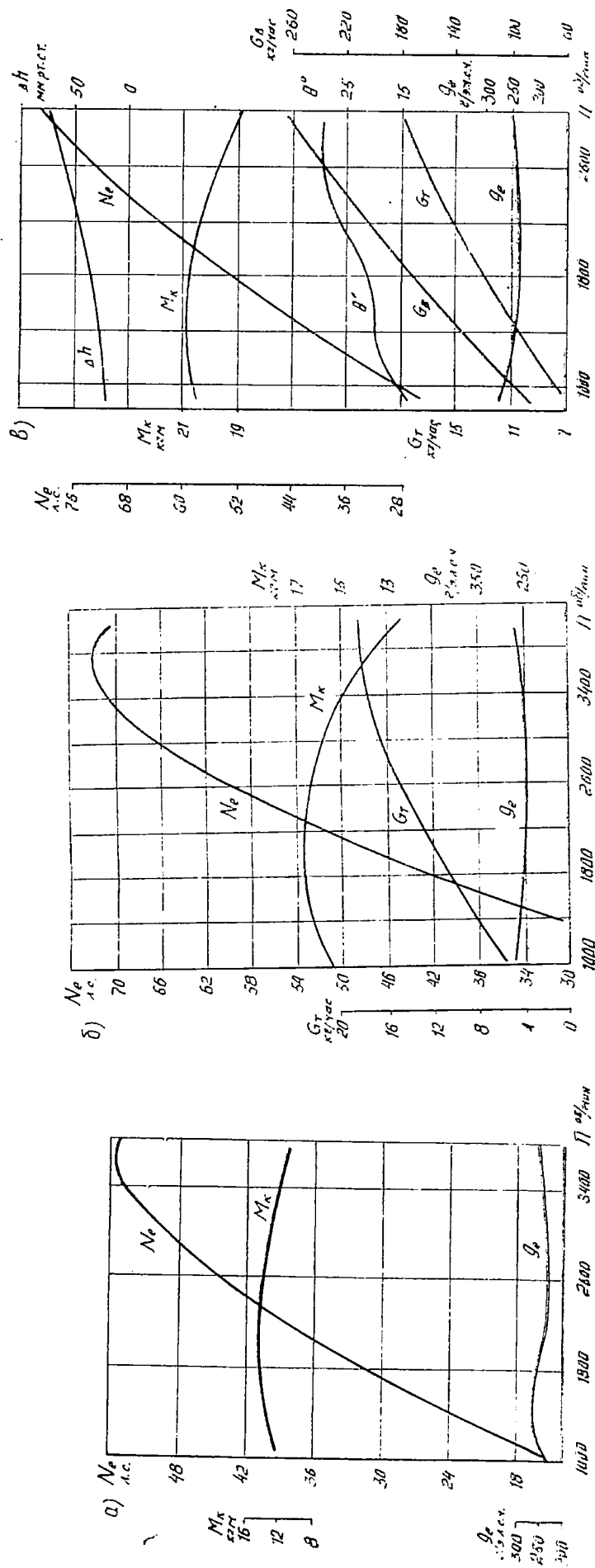


Рис. 85. Внешние скоростные характеристики двигателей ГАЗ-20 (а), ГАЗ-21В (б), ГАЗ-51 (в), ЗМЗ-53 (г), ЗМЗ-66 (д), ЗИЛ-130 (е)

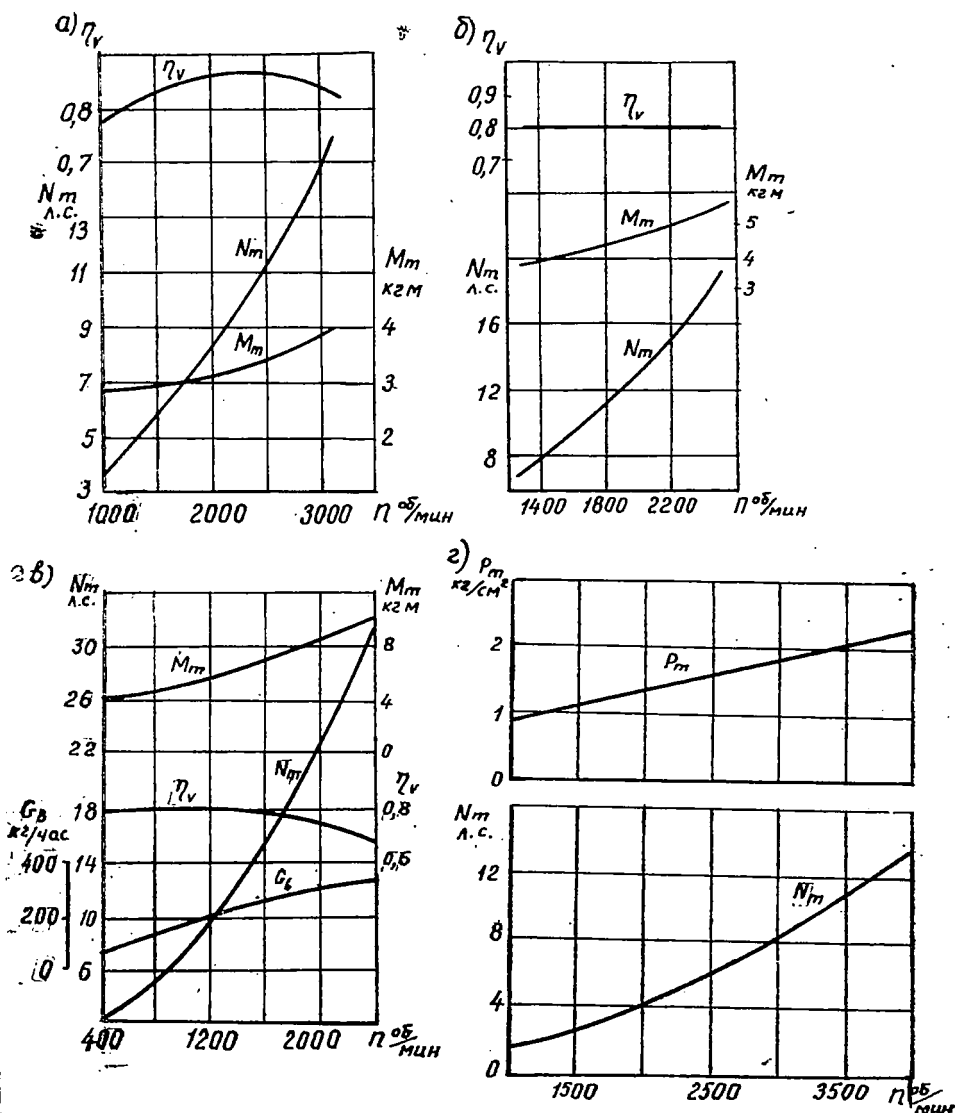


Рис. 86. Механические потери и коэффициент наполнения по скоростной характеристике двигателей ГАЗ-20 (а), ГАЗ-51 (б), ЗИЛ-120 (в), МЗМА-407 (г)

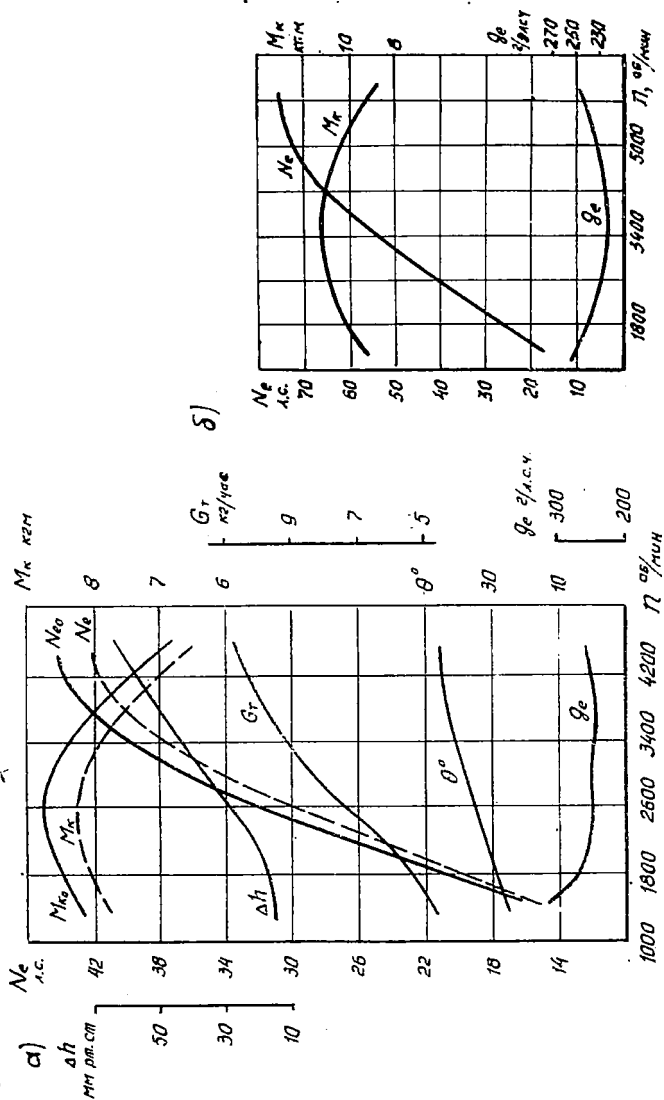


Рис. 87. Внешние скоростные характеристики двигателей МЗМА-407 (а), АЗЛК-412 (б)

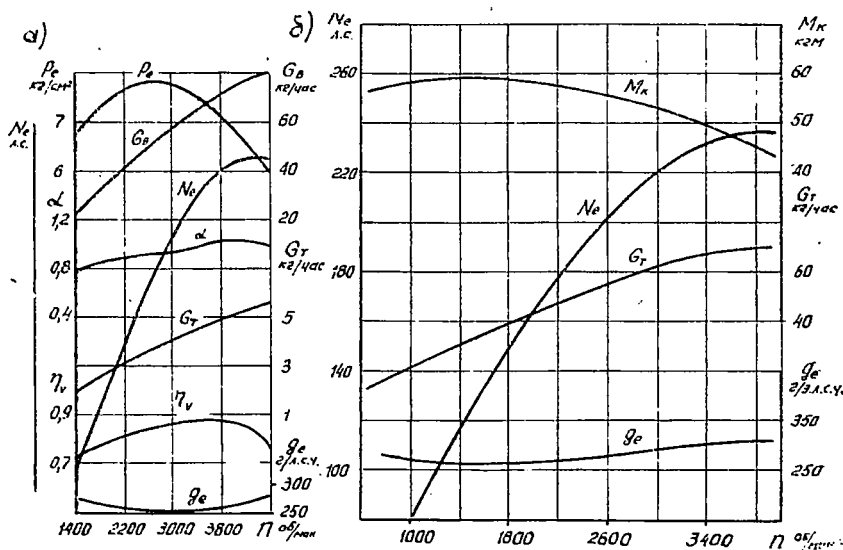


Рис. 88. Внешние скоростные характеристики двигателей Фиат-600 (а), Форд V-8 (б)

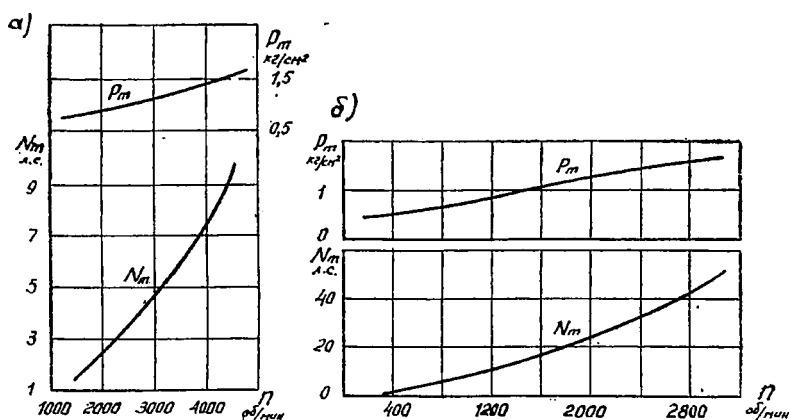


Рис. 89. Изменение механических потерь от числа оборотов двигателей Фиат-600 (а), Форд V-8 (б)

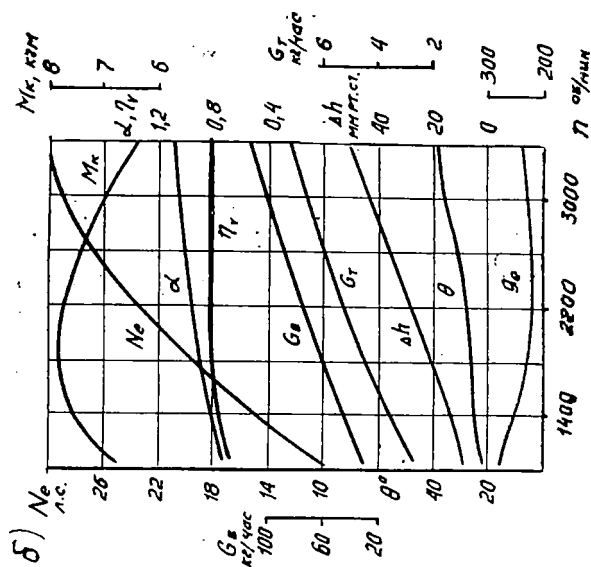
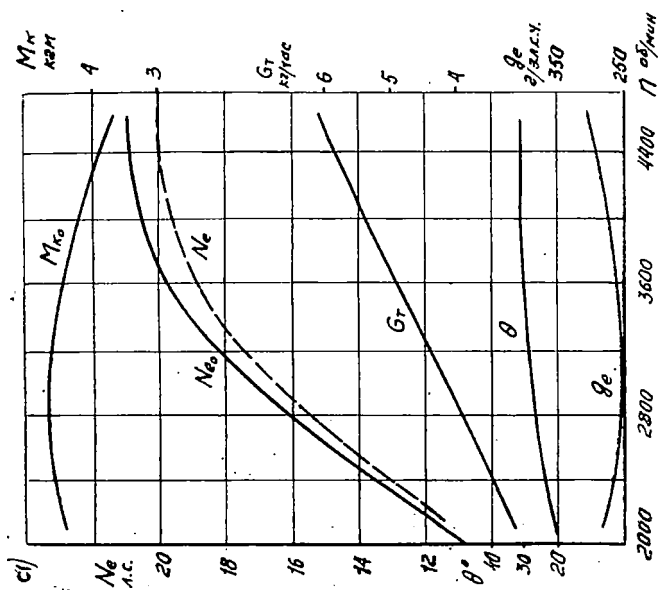


Рис. 90. Внешние скоростные характеристики двигателей BMW-600 (а), Фольксваген (б)

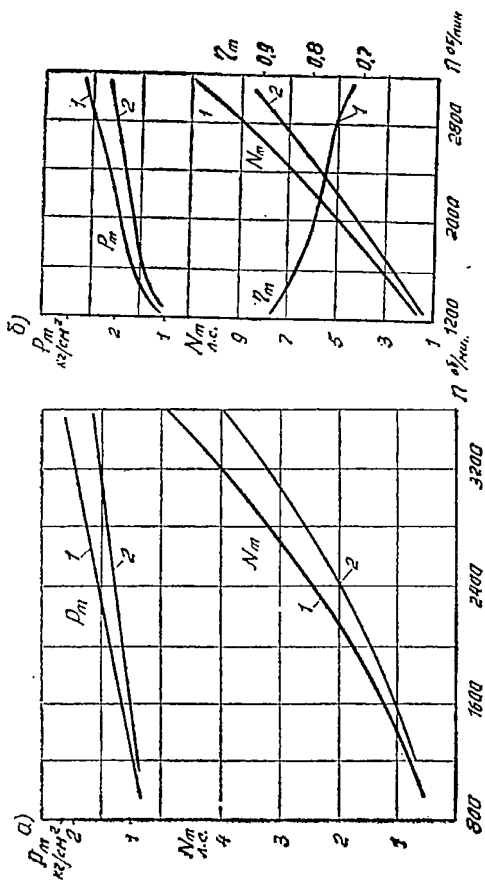


Рис. 91. Механические потери по скоростной характеристике двигателей:
BMW-600 (а), Фольксваген (б):
1 — с вентилятором; 2 — без вентилятора

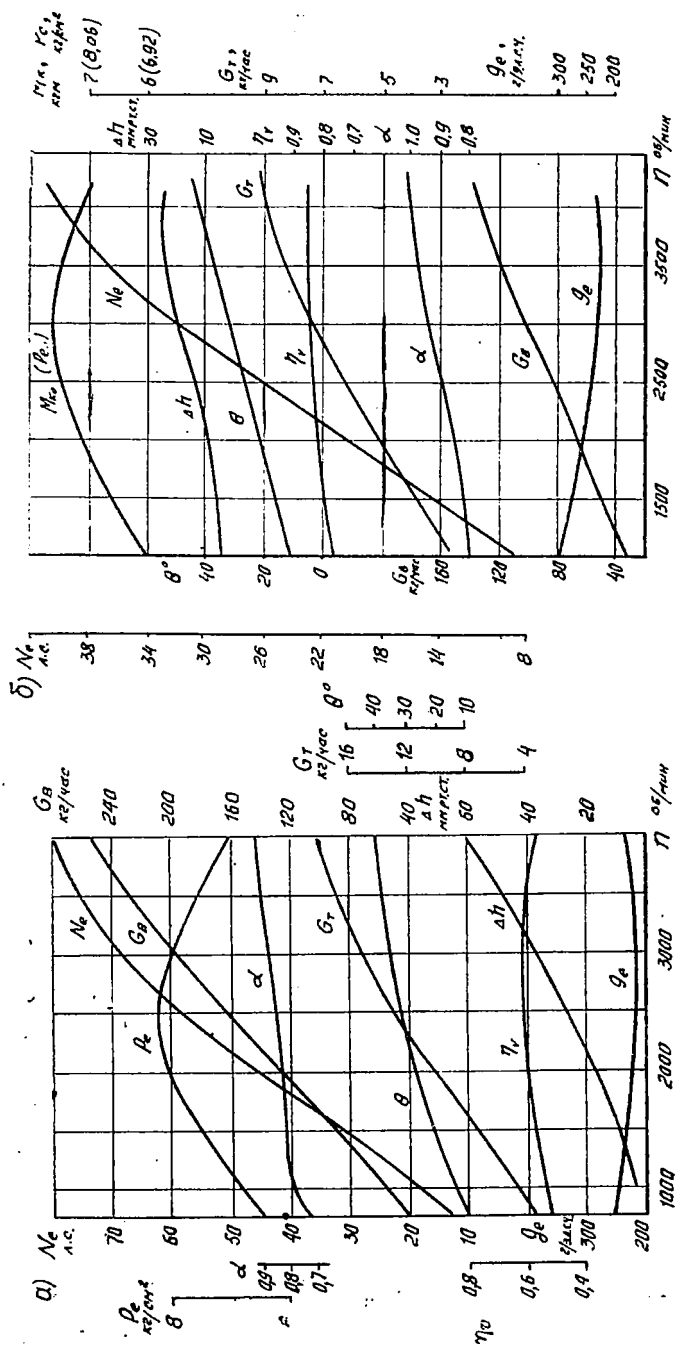


Рис. 92. Внешние скоростные характеристики двигателей Татра-603 (а), Шкода-440 (б)

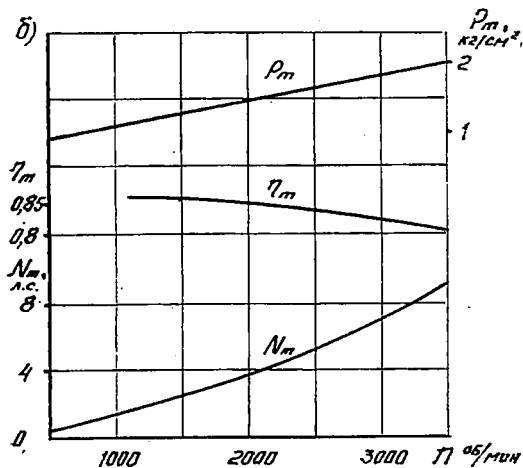
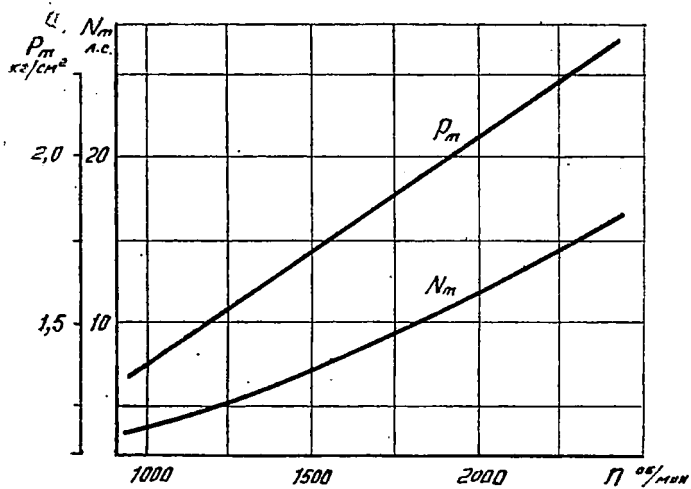


Рис. 93. Зависимость механических потерь от числа оборотов коленчатого вала двигателей Татра-603 (а), Шкода-440 (б)

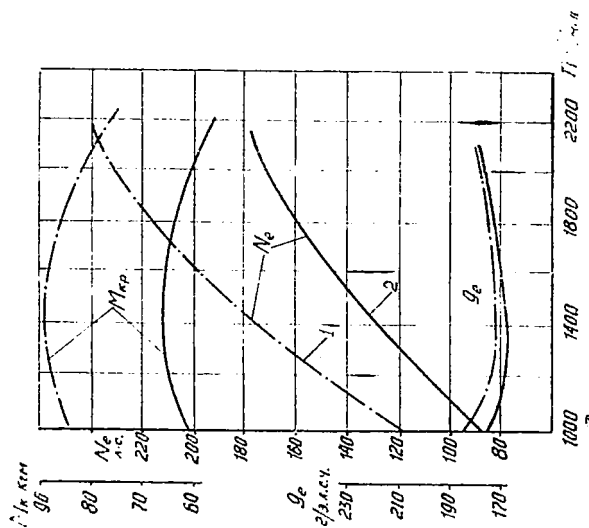


Рис. 94. Скоростные характеристики двигателей ЯМЗ-238 (1) и ЯМЗ-236 (2)

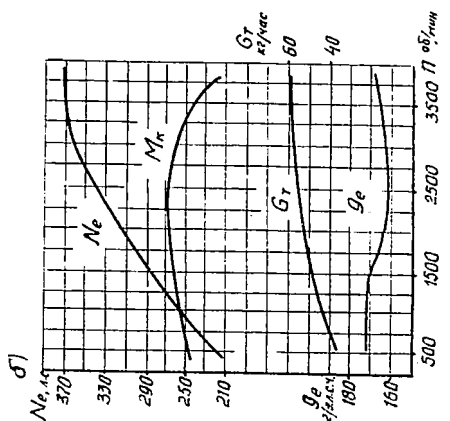
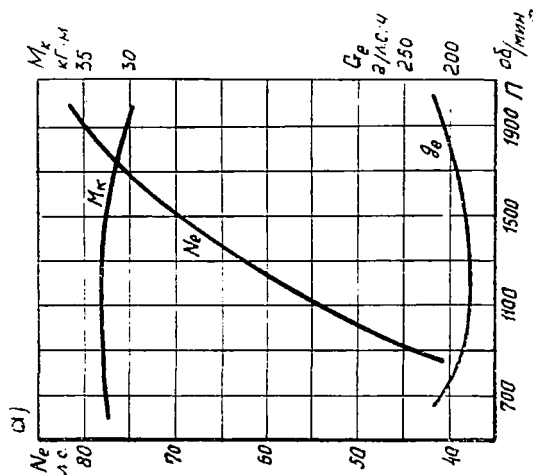


Рис. 95. Скоростные характеристики двигателей СМД-14 (а), В-2 (б)

Результаты представлены на графиках рис. 96.

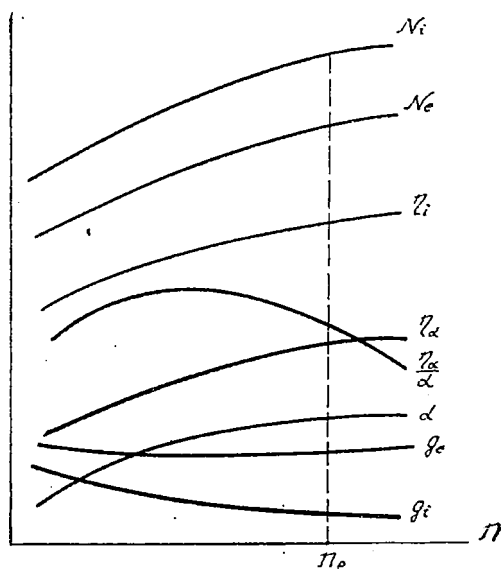


Рис. 96. Внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя при $\alpha \neq \text{const}$

2. ВНЕШНЯЯ СКОРОСТНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДВИГАТЕЛЯ С САМОВОСПЛАМЕНЕНИЕМ

Внешней скоростной характеристикой двигателя с самовоспламенением называется зависимость эффективной мощности и удельного расхода топлива от числа оборотов при постоянном положении рейки насоса, соответствующем максимальной подаче топлива. Кроме этого, по внешней характеристике выдерживаются постоянными $p_{k \text{ ном}}$ и тепловой режим охлаждающей среды и масла.

Так как рейка насоса при снятии внешней характеристики закреплена в постоянном положении, то подача топлива на цикл будет изменяться незначительно за счет коэффициента подачи насоса. В то же время состав смеси

$$\alpha = \frac{G_B}{L_0 G_T} = \frac{V_h \eta_v \gamma_k}{\frac{\pi d_{\Pi}^2}{4} \cdot s_{\Pi} \gamma_T \eta_{\Pi} L_0},$$

где d_{Π} , s_{Π} — диаметр и ход плунжера;

γ_T — удельный вес топлива;

η_{Π} — коэффициент подачи насоса,

откуда

$$\frac{V_h \gamma_k}{\frac{\pi d_{\Pi}^2}{4} s_{\Pi} \gamma_{\Gamma} L_0} = C = \text{const.}$$

Тогда

$$\alpha = C \frac{\eta_v}{\eta_{\Pi}}. \quad (100)$$

Коэффициент подачи насоса η_{Π} определяется экспериментальным путем и обычно прилагается к паспорту насоса.

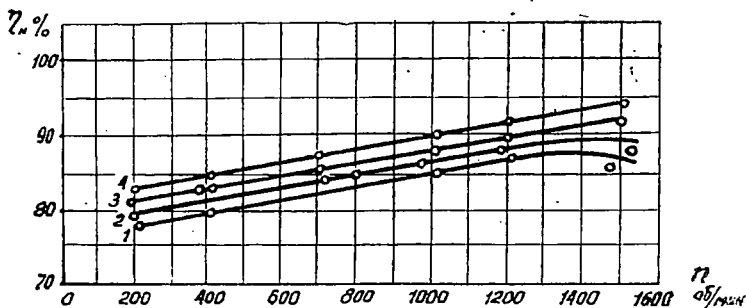


Рис. 97. Зависимость коэффициента подачи топливного насоса от числа оборотов и давления затяжки пружины форсунки:

1) $p_0 = 300$ кг/см; 2) $p_0 = 225$ кг/см; 3) $p_0 = 150$ кг/см; 4) $p_0 = 80$ кг/см

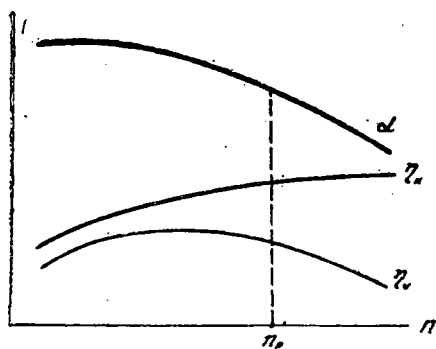


Рис. 98. Изменение состава смеси α , коэффициента подачи насоса η_{Π} и коэффициента наполнения η_v от числа оборотов

Как показано на рис. 97, η_{Π} зависит от числа оборотов и затяжки пружины закрытой форсунки.

Таким образом, значение $\frac{\eta_v}{\eta_{\Pi}} = f(n)$ можно вы-

числить, а затем подсчитать и изменение по внешней характеристике $\alpha = f(n)$ (рис. 98).

В этом случае расчет внешней характеристики по существу ничем не отличается от метода, рассмотренного для бензинового двигателя.

II. ХАРАКТЕРИСТИКИ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ И ПОТРЕБИТЕЛЯ

Потребителями мощности двигателя могут быть самые различные машины, в том числе автомобили, тракторы, комбайны, передвижные электростанции малой мощности, компрессоры, речные и морские суда и т. д.

Потребители мощности предъявляют самые различные требования к д. в. с., но одно из них является общим для всех — это осуществление совместной работы двигателя и потребителя на режимах длительной эксплуатации с наибольшей экономичностью и наивысшей надежностью.

Большинство потребителей требует от двигателя надежной и экономичной работы на переменных оборотах в определенном диапазоне. В этом случае потребляемая мощность подчиняется закону $N_{\Pi} = C \cdot n^m$, где показатель степени m зависит от потребителя. Например, если мощность от двигателя передается на винт (судовая силовая установка), то $m=3$. Если потребителем мощности является генератор постоянного или переменного тока, то $m \approx 2$ и т. д.

Совместная работа двигателя и потребителя достигается путем подбора потребителя по максимальной мощности двигателя.

Имеем двигатель, с которого снята или рассчитана внешняя характеристика, тогда при $n_{\max}$

$$N_{e \max} = N_{\Pi} = C \cdot n_{\max}^m.$$

При текущем n

$$N_e = C n^m.$$

Возьмем отношение

$$\frac{N_e}{N_{e \max}} = \left(\frac{n}{n_{\max}} \right)^m,$$

тогда

$$N_e = N_{e \max} \left(\frac{n}{n_{\max}} \right)^m. \quad (101)$$

Подставляя в формулу (101) текущие обороты, получим $N_e = N_{\Pi} = f(n)$, которая на рис. 99 представлена кривой 1. Эта характеристика может быть получена с помощью изменения положения дросселя карбюратора (карбюраторные двигатели) или изменением подачи топлива путем перемещения рейки насоса (дизеля). С каждого двигателя таких характеристик можно снять множество, и это зависит от допускаемых нагрузок на двигатель и требований потребителя.

Поясним на примере. Если двигатель работает на винт судна, то мощность, потребляемая винтом, пропорциональна кубу оборотов, т. е. $N_B = Cn^3$ или $N_{B \max} = N_{e \max} = Cn_{\max}^3$. В этом случае каждому значению числа оборотов соответствует строго определенная величина мощности (рис. 99, кривая 1). Но, если тот же двигатель нагрузить винтом большего шага (более тяжелым), то на $n_{\max}$ мощность, потребляемая винтом, бу-

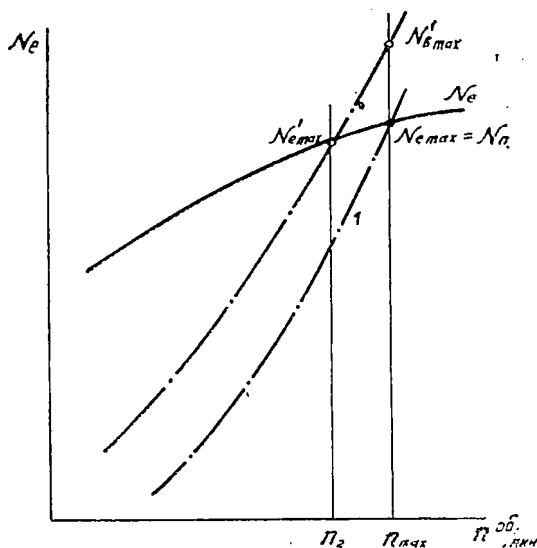


Рис. 99. Характеристика совместной работы двигателя и потребителя

дет больше мощности, развиваемой двигателем $N'_{B \max} > N_{e \max}$, и тогда совместная работа двигателя и винта наступит на пониженных оборотах $n_2 < n_{\max}$. Если судовой двигатель будет работать на винт переменного шага, то таких характеристик с него можно снять очень много.

Пространство, ограниченное кривой внешней характеристики и осью абсцисс, можно назвать полем частных характеристик. В пределах этого поля можно программировать наимыгоднейшую совместную работу двигателя и потребителя. Из всех возможных случаев наиболее простым является работа потребителя при $n = \text{const}$.

В этом случае сохранение оборотов двигателя постоянными при изменении нагрузки на валу двигателя, вызванной изменением потребляемой мощности, осуществляется дросселем или

рейкой топливного насоса, которые могут быть связаны с элементарным автоматом. Так как в эксплуатации двигатель большую часть своего ресурса работает при неполной нагрузке по частичной характеристике, то повышение экономичности этих режимов играет большую роль. Для дизелей эта проблема решается автоматически, ибо снижение мощности происходит как за счет уменьшения оборотов, так и за счет обеднения смеси (качественное регулирование).

У карбюраторных двигателей снижение мощности достигается с помощью дросселирования, т. е. уменьшения количества поступающей смеси. Это приводит к увеличению относительного количества остаточных газов в цилиндре. При глубоком дросселировании (режимы малых мощностей) остаточных газов настолько много, что они препятствуют организации нор-

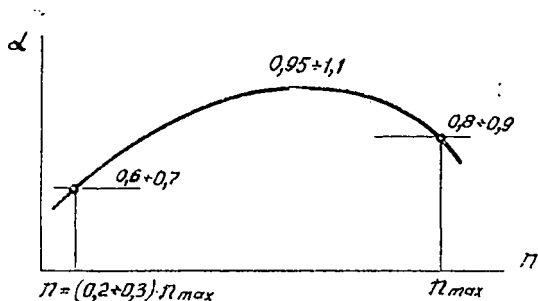


Рис. 100. Изменение состава смеси в карбюраторе от числа оборотов по дроссельной характеристике

мального горения. Выходом из этого является сильное обогащение смеси $\alpha=0,6—0,7$. Поэтому при конструировании карбюратора и его регулировке с этим приходится считаться, и при работе двигателя по дроссельной характеристике желателен закон изменения состава смеси в карбюраторе, представленный на рис. 100.

Как правило, закон изменения $\alpha=f(n)$ по дроссельной характеристике задается. Он устанавливается исходя из возможностей двигателя (термонапряженность и устойчивость работы) и реальности создания карбюратора, обеспечивающего этот закон.

Имея закон изменения $\alpha=f(n)$, можно рассчитать дроссельную характеристику. Дроссельной характеристикой называется зависимость мощности и удельного расхода топлива двигателя, нагруженного потребителем, по числу оборотов при наивыгоднейшем угле опережения зажигания или угле подачи

топлива и постоянном тепловом режиме охлаждающей среды и масла.

Изменение оборотов достигается изменением положения дросселя карбюратора или положения рейки топливного насоса.

МЕТОД РАСЧЕТА ДРОССЕЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

Обычно заданы двигатель и его внешняя скоростная характеристика (рис. 101). Потребитель мощности задан уравнением $N_{\text{п}} = Cn^m$ и режимом длительной работы на расчетных оборотах.

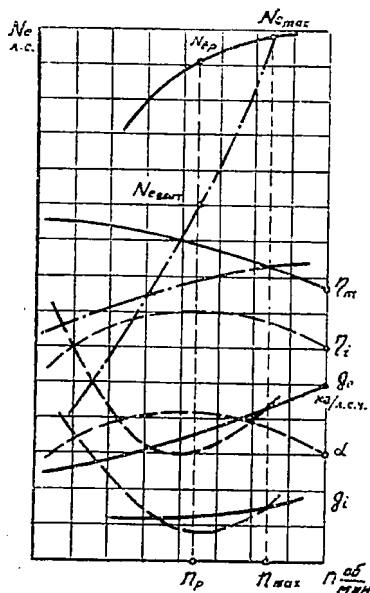


Рис. 101. Внешняя скоростная (сплошные линии) и дроссельная (пунктирные линии) характеристики двигателя

Мощность длительного режима принимается на 10—15% меньше мощности, развиваемой на расчетных оборотах.

1. Устанавливаем мощность длительной работы

$$N_{e \text{ дл}} = (0,9—0,85) N_{ep}.$$

2. Подсчитываем изменение эффективной мощности

$$N_e = N_{ep} \left(\frac{n}{n_p} \right)^m$$

и результаты наносим на график (см. рис. 101).

Пересечение дроссельной и внешней характеристик определяет совместную работу двигателя и потребителя на максимальных оборотах.

3. Определяем изменение мощности трения. Как уже известно, мощность трения не зависит от дросселирования двигателя, так как увеличение затрат на насосные хода компенсируется снижением потерь на трение во всех трущихся парах вследствие уменьшения сил давления.

Таким образом, $N_r = An^2$. На расчетном режиме $N_{rp} = An_p^2$, тогда

$$N_r = N_{rp} \left(\frac{n}{n_p} \right)^2.$$

4. Определяем механический к. п. д.
Известно, что

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_e}{N_e + N_r} = \frac{1}{1 + \frac{N_r}{N_e}},$$

но

$$\frac{N_r}{N_e} = \frac{An^2}{Cn^m} = \frac{B}{n^{m-2}}.$$

Если потребителем мощности является винт, то

$$\frac{N_r}{N_e} = \frac{B}{n},$$

тогда

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \frac{B}{n}};$$

результаты расчета представлены в виде кривой на рис. 101.

5. Задаем закон изменения $\alpha = f(n)$ по дроссельной характеристике (см. рис. 100).

Карбюраторный двигатель. На режимах длительной эксплуатации состав смеси обедняют до возможности работы на данном топливе без детонации при устойчивом сгорании.

$$\alpha = 0,95 - 1,10.$$

На режимах малой мощности $N_e = (0,2 - 0,3) N_{en}$ для устойчивого сгорания при дросселировании (большое относительное количество остаточных газов) смесь необходимо обогатить до $\alpha = 0,6 - 0,7$. Исходя из указанных условий и возможности достигнуть их регулировкой карбюратора создают закон изменения $\alpha = f(n)$.

6. Зная $\alpha = f(n)$, можно подсчитать изменение $g_i = f_i(n)$. Для этого определим изменение индикаторного к. п. д.

$$\eta_i = f_2(n), \quad \eta_i = \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,25}}\right) \eta_w \eta_\alpha \eta_k \eta_D.$$

Нам известен η_i расчетного режима, он же действителен и для режима максимальной мощности. При изменении оборотов по дроссельной характеристике все коэффициенты, за исключением η_α , остаются постоянными. В этом случае

$$\eta_i = \eta_{ip} \frac{\eta_\alpha}{\eta_{\alpha p}}.$$

Зная $\eta_\alpha = f(\alpha)$, подсчитываем $\eta_i = f_2(n)$. Тогда

$$g_i = \frac{632}{H_u \eta_i} = \frac{\text{const}}{\eta_i}.$$

Подсчитываем для выбранных оборотов $g_i = f_3(n)$, результаты представим в виде кривой на рис. 101.

7. Эффективный удельный расход топлива $g_e = \frac{g_i}{\eta_m}$. Результат расчета также представлен в виде кривой на рис. 101.

На этом расчет дроссельной характеристики для карбюраторных двигателей заканчивается. Таких характеристик можно рассчитать и построить сколько угодно в зависимости от мощности, снимаемой потребителем на расчетных оборотах. Характеристики будут по характеру протекания аналогичны, а метод расчета тот же, который был проведен.

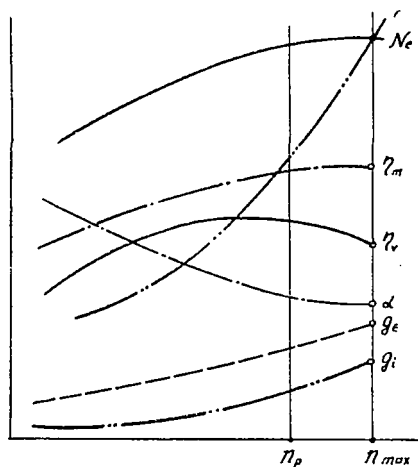


Рис. 102. «Дроссельная» характеристика дизеля

Дроссельные характеристики для дизелей, начиная с п. 5, имеют существенные отличия.

Устанавливаем закон изменения $\alpha = f(n)$.

Индикаторная мощность может быть рассчитана

$$N_i = N_e + N_r = Cn^m + An^2.$$

Известно, что

$$N_i = \frac{30}{632} \frac{H_u}{L_o} \cdot \frac{\eta_{ii}}{\alpha} \eta_v \gamma_k V_h n.$$

В связи с тем, что регулирование мощности дизеля качественное, $\gamma_k = \gamma_0 = \text{const}$.

η_v изменяется только за счет постоянства фаз газораспределения так же, как и по внешней характеристике.

Таким образом, $\eta_v = f_1(n)$ нам известна. Тогда

$$N_i = \text{const} \frac{\eta_\alpha}{\alpha} \eta_v n;$$

зная $N_i = \varphi(n)$ и $\eta_v = f_1(n)$, определим

$$\frac{\eta_\alpha}{\alpha} = f_2(n),$$

$$\frac{\eta_a}{\alpha} = \frac{N_i}{\text{const } \eta_v \cdot n} = \frac{Cn^m + An^2}{\text{const } \eta_v \cdot n} = \frac{Cn^{m-1} + An}{\text{const} \cdot \eta_v},$$

а из графиков на рис. 59 определим и $\alpha = f_3(n)$.

Далее расчет следует по изложенному методу. Характеристика приведена на рис. 102.

III. НАГРУЗОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Стационарные д. в. с. и ряд других двигателей работают с потребителем, который требует сохранения постоянных оборотов при изменении нагрузки на валу.

В этом случае мощность изменяется регулированием количества рабочего тела с помощью дросселя (бензиновые карбюраторные двигатели) или изменением состава смеси (дизели).

Таким образом, нагрузочной характеристикой называют зависимость удельного расхода топлива от мощности (нагрузки на валу) при постоянных оборотах, постоянном тепловом режиме охлаждающей среды и масла и наивыгоднейшем угле опережения зажигания или опережения впрыска топлива.

Нагрузочная характеристика может быть снята с двигателя экспериментальным путем или с некоторым приближением рассчитана теоретически.

1. НАГРУЗОЧНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КАРБЮРАТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Обычно рабочими оборотами, при которых снимается характеристика, являются расчетные. При работе двигателя на этих оборотах с измененной нагрузкой на валу в диапазоне устойчивой бездетонационной работы выдерживается постоянный коэффициент избытка воздуха α .

1. Мощность трения

$$N_r = Cn^2 = \text{const.}$$

2. Индикаторная мощность

$$N_i = N_e + N_r.$$

Регулирование достигается изменением положения дросселя, т. е. за счет изменения количества поступающего воздуха, а следовательно, и энергозаряда.

3. Механический к. п. д.

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{1}{1 + \frac{N_r}{N_e}}.$$

4. Удельный эффективный расход топлива

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}.$$

Так как $\alpha = \text{const}$, $n = \text{const}$, то

$$\eta_i = \text{const},$$

следовательно,

$$g_i = f(N_e) = \text{const}.$$

Характеристика представлена на рис. 103.

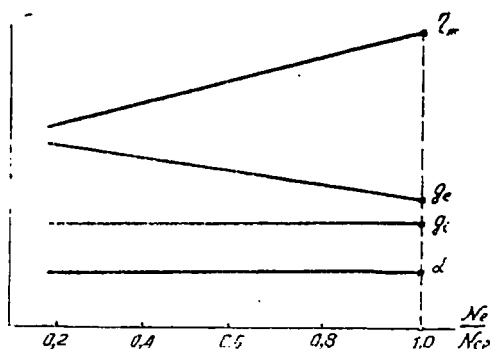


Рис. 103. Нагрузочная характеристика карбюраторного двигателя

В большинстве случаев для получения максимальной мощности двигатель работает на обогащенной смеси при полной нагрузке.

На режимах частичных нагрузок состав смеси обедняется, обеспечивая работу двигателя с наибольшей экономичностью.

Малые мощности (0,1—0,4) N_{ep} получаются в результате глубокого дросселирования, что приводит к сильному засорению рабочего заряда продуктами сгорания. Для получения устойчивого плавного сгорания, а следовательно, и устойчивой работы двигателя, прибегают к обогащению смеси. В этом случае для простоты может быть задан следующий закон регулирования карбюратора (рис. 104):

1. При расчете характеристики учитывают $\alpha = f(N_e)$ и определяют изменение индикаторного к. п. д.

$$\eta_i = \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n-1}}\right) \eta_w \eta_a \eta_k \eta_D = \text{const} \cdot \eta_a.$$

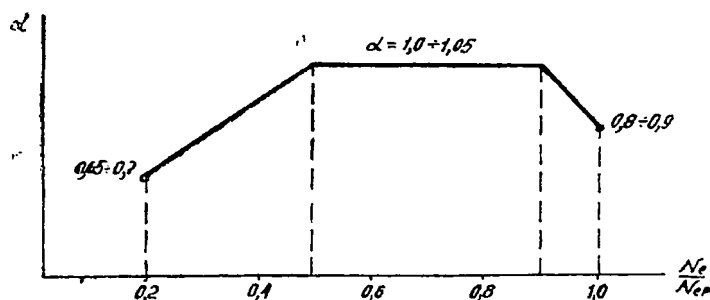


Рис. 104. Регулировка карбюратора по нагрузочной характеристике

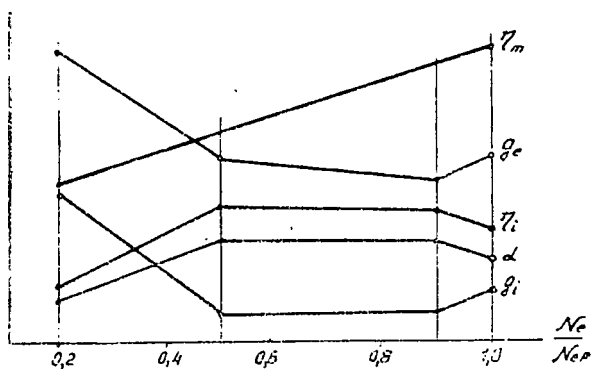


Рис. 105. Нагрузочная характеристика карбюраторного двигателя с учетом закона регулирования карбюратора

2. Индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{632}{H_u \eta_i}.$$

3. Механический к. п. д.

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \frac{N_r}{N_e}}.$$

4. Эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}.$$

Результаты расчета представлены графиками (рис. 105).

2. НАГРУЗОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИЗЕЛЕЙ

Отличием этих характеристик от характеристик карбюраторных двигателей является только способ регулирования, в результате чего уменьшение мощности происходит за счет обеднения смеси.

1. Индикаторная мощность

$$N_i = \frac{30}{632} \cdot \frac{H_u}{L_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_v \gamma_k V_h n = N_e + N_r.$$

Так как $n = \text{const}$, то

$$\eta_v \gamma_k = \text{const}.$$

Поэтому

$$N_i = \text{const}, \quad \frac{\eta_a}{\alpha} = N_e + N_r.$$

Отсюда можно определить закон регулирования двигателя

$$\frac{\eta_a}{\alpha} = \frac{N_e + N_r}{\text{const}}.$$

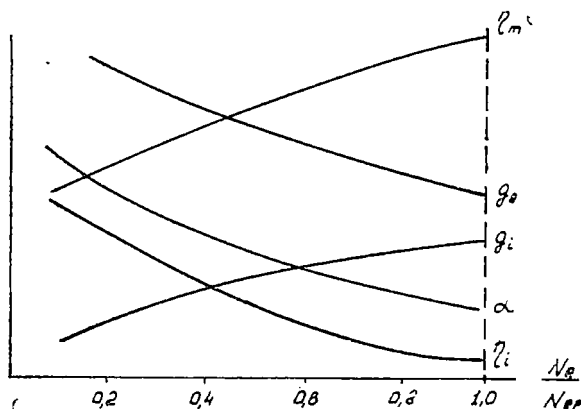


Рис. 106. Нагрузочная характеристика дизеля

2. Определяем индикаторный к. п. д. и индикаторный расход топлива

$$\eta_i = \left(1 + \frac{1}{\varepsilon^n - 1}\right) \eta_W \eta_a \eta_k \eta_D,$$

с некоторым допущением можно считать $\eta_i = \text{const} \eta_a$,

тогда

$$g_i = \frac{632}{H_u \eta_i}.$$

3. Механический к. п. д. η_m и эффективный удельный расход определяем известным способом:

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \frac{N_r}{N_e}}, \quad g_e = \frac{g_i}{\eta_m}.$$

Результаты представлены в виде характеристики (рис. 106).

Для сравнения на рис. 107—111 приводятся экспериментальные нагрузочные характеристики, снятые с различных двигателей.

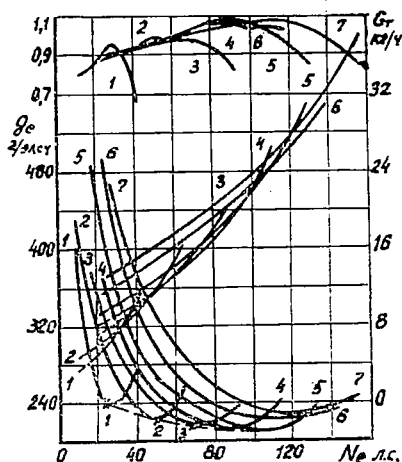


Рис. 107. Нагрузочные характеристики двигателя ЗИЛ-130:

1 — $n = 800$ об/мин; 4 — $n = 2000$ об/мин;
2 — $n = 1200$ об/мин; 5 — $n = 2400$ об/мин;
3 — $n = 1600$ об/мин; 6 — $n = 2800$ об/мин;
7 — $n = 3200$ об/мин

IV. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПО СОСТАВУ СМЕСИ

Зависимость эффективной мощности N_e и эффективного удельного расхода топлива g_e от состава смеси α при постоянных n , p_k , положении дросселя, тепловом режиме охлаждающей жидкости и масла, наивыгоднейшем угле опережения зажигания или угле начала подачи топлива называется характеристиками по составу смеси (х. с. с.).

Х. с. с. являются наиболее универсальными и удобными при анализе развиваемой мощности и экономичности двигателей.

Различные комбинации х. с. с. оказывают большую помощь при исследовании совместной работы двигателя и потребителя.

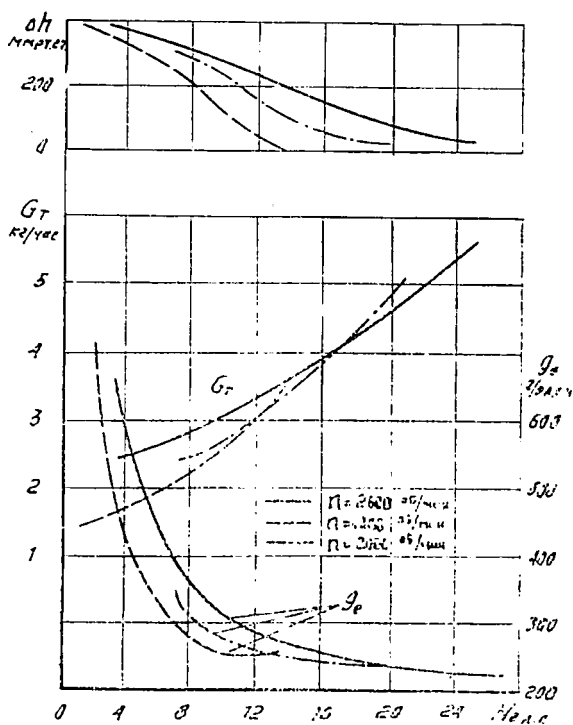


Рис. 108. Нагрузочная характеристика двигателя Фольксваген

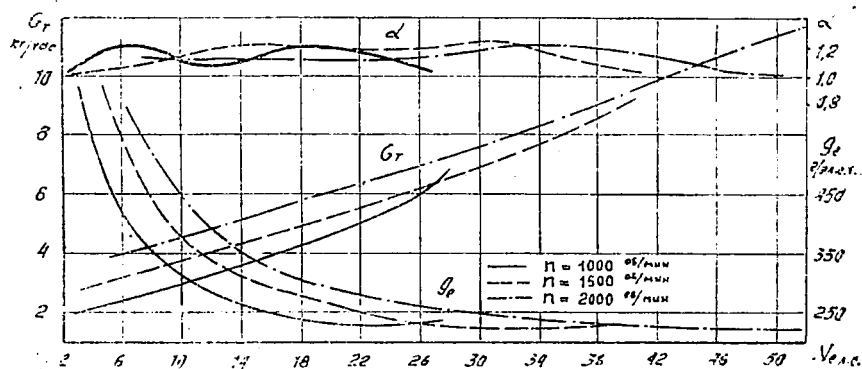


Рис. 109. Нагрузочная характеристика двигателя ГАЗ-51

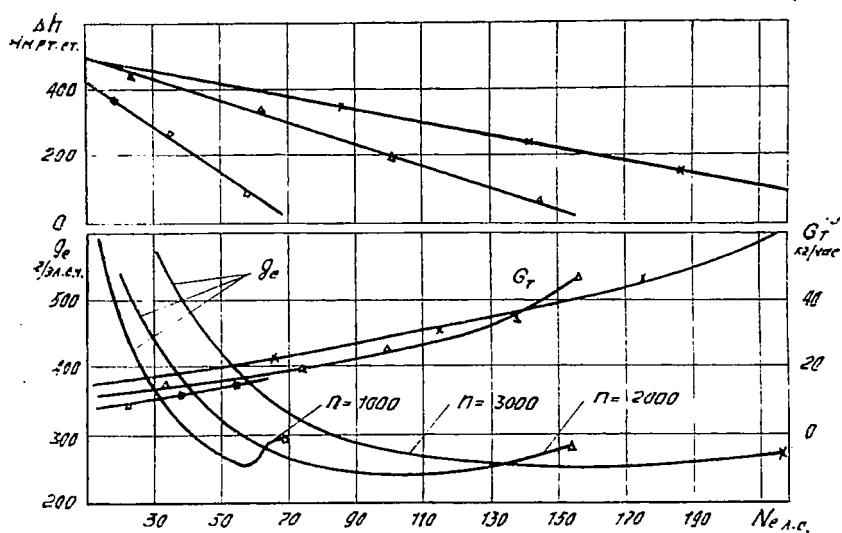


Рис. 110. Нагрузочная характеристика двигателя Форд-8

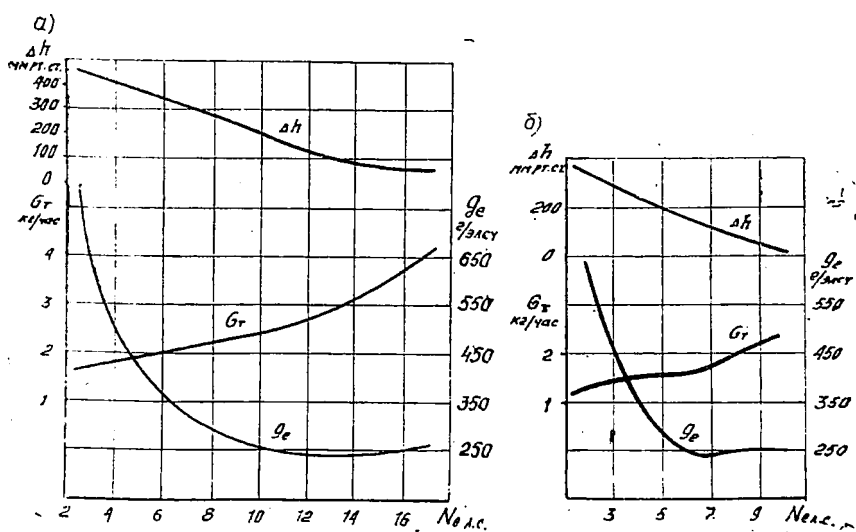


Рис. 111. Нагрузочные характеристики двигателей Фнат-600 (а), BMW-600 (б)

Прежде чем изложить метод расчета и построения характеристик, рассмотрим методы расчета некоторых наиболее важных величин.

1. РАСЧЕТ ИНДИКАТОРНОГО К. П. Д.

Для любого типа двигателя можно применить известную формулу

$$\eta_i = \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n-1}}\right) \eta_w \eta_a \eta_z \eta_D. \quad (102)$$

Рекомендуется для бензиновых двигателей $n=1,25$; $\eta_w=0,96$, η_a определяется по экспериментальному графику (рис. 59, а); для дизелей $n=1,22$; $\eta_w=0,9$, η_a — по экспериментальному графику (рис. 59, б).

Значения коэффициентов η_k и η_D приведены в первом разделе.

В связи с тем, что при снятии или при расчете х. с. с. переменной величиной является только α , формулу (102) можно представить в виде

$$\eta_i = \eta_i^* \cdot \eta_a. \quad (103)$$

Имея в виду, что при $\alpha=\text{const}$ между η_i и η_i^* существует линейная зависимость, представим уравнение $\eta_i = \eta_i^* \cdot \eta_a$ в виде универсальных графиков рис. 112.

Прямые $\eta_i = f(\eta_i^*)$, соответствующие $\alpha=0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1,0$, предназначены для д. в. с. с искровым воспламенением.

2. РАСЧЕТ ИНДИКАТОРНОЙ МОЩНОСТИ

Используем для расчета $N_i = f(\alpha)$ формулу

$$N_i = \frac{30}{632} \cdot \frac{H_u}{L_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_v \gamma_k V_h n.$$

Заметим, что для углеводородных топлив, на которых работают д. в. с. $\frac{30}{632} \cdot \frac{H_u}{L_0} = 33,2-33,9$. Примем эту величину, равной 33,6.

Имея в виду, что

$$\eta_i = \eta_i^* \cdot \eta_a,$$

$$a \quad \eta_v \gamma_k = \eta_{v0} \gamma_0 \frac{\rho_k}{\rho_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_k}} \frac{1,15 \varepsilon - \frac{p_p}{p_0}}{1,15 \varepsilon - 1}$$

и, вводя обозначения $\pi_k = \frac{p_k}{p_0}$ и $\delta_T = \frac{p_p}{p_0}$, будем иметь

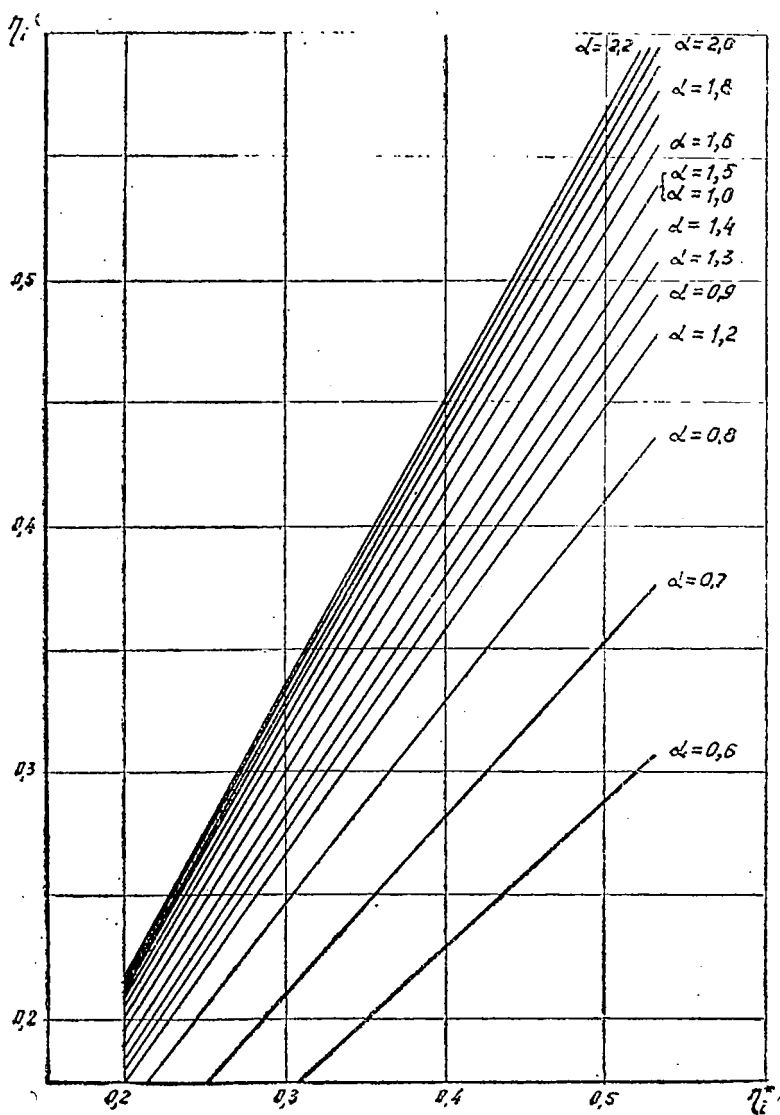


Рис. 112. Номограмма для определения η_i

$$N_i = 33,6 \frac{\eta_a}{\alpha} n \cdot \eta_i^* \cdot V_h \cdot \eta_{v_0} \gamma_0 \cdot \pi_k \sqrt{\frac{T_0}{T_k}} \cdot \frac{1,15 \varepsilon - \frac{\delta T}{\pi_k}}{1,15 \varepsilon - 1}.$$

Далее объединим постоянные величины

$$K = 33,6 \cdot \eta_i^* \cdot V_h \cdot \gamma_0 \cdot \frac{\sqrt{T_0}}{1,15 \varepsilon - 1}$$

и величины, зависящие от числа оборотов

$$K_{(n)} = \eta_{v_0} \cdot \pi_k \cdot \frac{1,15 \varepsilon - \frac{\delta T}{\pi_k}}{\sqrt{T_k}} = \eta_{v_0} \frac{1,15 \varepsilon \pi_k - \delta T}{\sqrt{T_k}}.$$

После подстановки исходная формула запишется как

$$N_i = K \cdot K_{(n)} \cdot \frac{\eta_a}{\alpha} \cdot n.$$

Значения величин η_a и $\frac{\eta_a}{\alpha}$ для различных типов двигателей приведены на рис. 59.

Для ускорения расчета характеристик можно создать универсальные графики. В этом случае

$$\bar{N}_i = \frac{N_i}{K \cdot K_{(n)}} = \frac{\eta_a}{\alpha} \cdot n.$$

Заметим, что в случае необходимости величину N_i можно преобразовать в безразмерный параметр. Для этого правую и левую части формулы надо умножить на $\frac{D}{\sqrt{g \cdot T_k}}$. Тогда

$$\bar{n} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{g R T_k}} \text{ и } \tilde{N}_i = \frac{N_i D}{\sqrt{g R T_k}} \cdot \frac{1}{K \cdot K_{(n)}},$$

и в безразмерных параметрах —

$$\tilde{N}_i = \bar{n} \cdot \frac{\eta_a}{\alpha}.$$

Далее расчет характеристик по составу смеси двигателя с приводным компрессором можно выполнить в следующем порядке:

1. Зная величину η_i^* , из графиков (рис. 112) устанавливаем $\gamma_i = f(\alpha)$ для $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ и т. д. Из графиков на рис. 59, а, б определяем $\frac{\eta_\alpha}{\alpha}$.

2. Подсчитываем постоянную

$$K = 33,6 \cdot \eta_i^* V_h \gamma_0 \frac{\sqrt{T_0}}{1,15 \varepsilon - 1} = 700 \cdot \frac{\eta_i^* V_h}{1,15 \varepsilon - 1}.$$

3. Для $p_k = \text{const}$ и оборотов n_1, n_2, n_3 и т. д. подсчитываем величину $K_{(n)}$, принимая $\pi_k = f(n) = \text{const}$.

4. Для принятых в п. 1 и 3 значений α и n рассчитываем N_i и далее определяем $N_i = \bar{N}_i \cdot \bar{K} \cdot K_{(n)}$. Результаты сводим в табл. 9.

Таблица 9

α	α_1	α_2	α_3	α_4	α_5	α_6
n						
n_1						
n_2						
n_3						
n_4						
n_5						

5. Подсчитываем мощность трения. Известно, что N_r не зависит от α , поэтому $N_r = A n^2$ или $N_r = N_{r_0} \left(0,65 + \frac{0,35 \delta_T \sqrt{T_0}}{\sqrt{T_k}} \right)$.

6. Имея в виду, что η_i не зависит от оборотов, определяем для каждого значения α величину индикаторного удельного расхода топлива

$$g_i = \frac{632}{H_u \eta_i} \left(\frac{\kappa z}{\text{э.л.с.ч.}} \right).$$

7. Подсчитываем мощность, потребляемую приводным нагнетателем

$$N_k = \frac{N_i g_i \alpha L_0 \cdot L_{ад}}{3600 \cdot 75 \cdot \eta_k} \text{ (л. с.)}.$$

Так как $L_{ад} = \frac{u_k^2}{g} \cdot \bar{H}_h = A_k n^2$, то N_k — зависит примерно от куба оборотов, а также и от коэффициента избытка воздуха α .

8. Определяем эффективную мощность двигателя

$$N_e = N_i - N_r - N_k \text{ (л. с.)}.$$

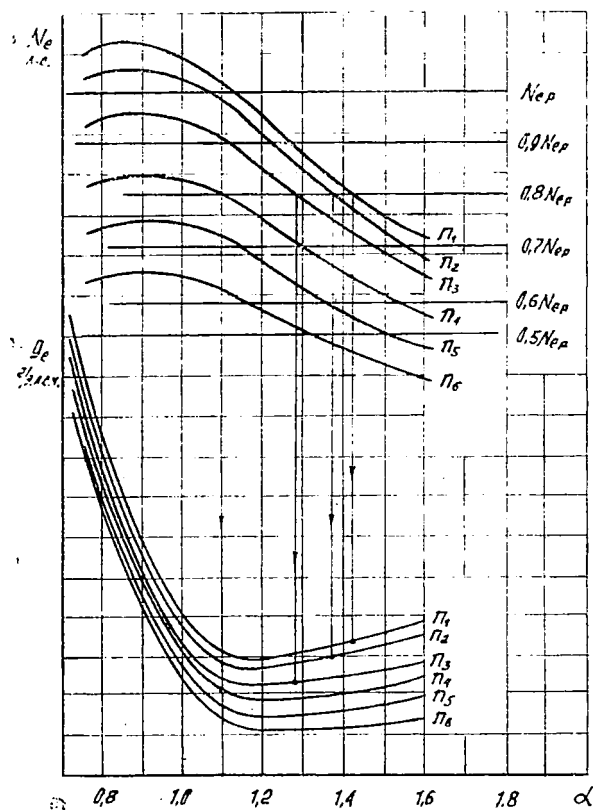


Рис. 113. Изменение удельного расхода топлива и мощности двигателя по составу смеси при различных значениях числа оборотов

Результаты расчета $N_e = f(n, \alpha)$ сводим в табл. 10 и наносим на график (рис. 113), где приведены характеристики в широком диапазоне изменения состава смеси, что возможно в случае применения форкамерно — факельного зажигания.

$\begin{array}{c} \alpha \\ n \end{array}$	α_1	α_2	α_3	α_4	α_5	α_6
n_1						
n_2						
n_3						
n_4						
n_5						

9. Для каждого значения n и α определяем механический к. п. д.

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$

Результаты расчета удобно представить в виде таблицы.

10. Определяем удельный эффективный расход топлива

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}$$

V. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Эти характеристики имеют особенно большое значение для дизелей, которые обладают возможностью широкого диапазона регулирования мощности изменением состава смеси. Однако и для карбюраторных двигателей характеристики раскрывают все возможности повышения экономичности и наиболее экономичной регулировки двигателя.

1. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИЗЕЛЕЙ

Полученные расчетом или снятые с двигателя х. с. с. перестраивают для ряда постоянных мощностей N_{ep} , $0,9 N_{ep}$, $0,8 N_{ep}$, $0,7 N_{ep}$ и т. д.

Порядок перестроения показан на рис. 113.

В результате получаем характеристики, приведенные на рис. 114.

Полученные характеристики дают возможность представить закономерности изменения удельного расхода топлива в зависимости от α $g_e = f(\alpha)$ при $N_e = \text{const}$, а также установить режимы максимальной экономичности для каждой рассматриваемой мощности.

Характеристики, представленные на рис. 114, позволяют также установить программу регулирования двигателя на максимальную экономичность.

Характеристики максимальной экономичности представлены на рис. 115.

Однако не каждый потребитель мощности может работать на всех режимах с максимальной экономичностью. Так, например, если потребителем мощности двигателя является винт, то закон изменения мощности по оборотам представляет собой кубическую параболу

$$N_e = C \cdot n^3$$

или

$$N_{e \max} = C n_{\max}^3,$$

тогда

$$\frac{N_e}{N_{e \max}} = \left(\frac{n}{n_{\max}} \right)^3,$$

откуда

$$n = n_{\max} \sqrt[3]{\frac{N_e}{N_{e \max}}}.$$

В этом случае очень важно правильно выбрать расчетные обороты, учитывая приближение кривой $N_e = f(\alpha)$ к максимально экономичной.

На рис. 114 показано изменение оборотов и удельного расхода топлива в случае, если потребителем мощности является

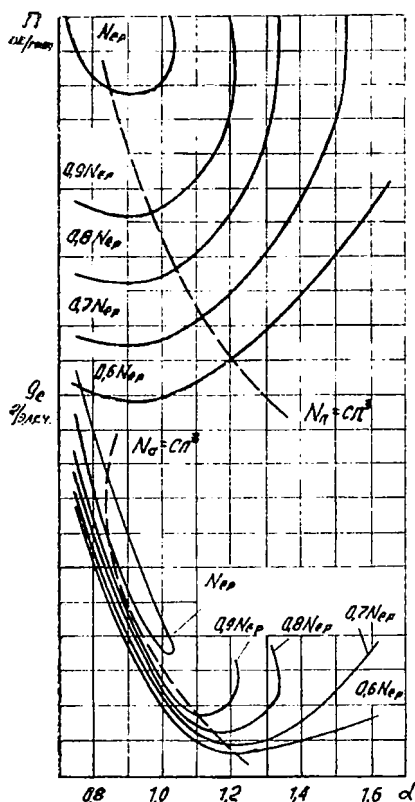


Рис. 114. Изменение удельного расхода топлива и числа оборотов коленчатого вала в зависимости от состава смеси при постоянной мощности

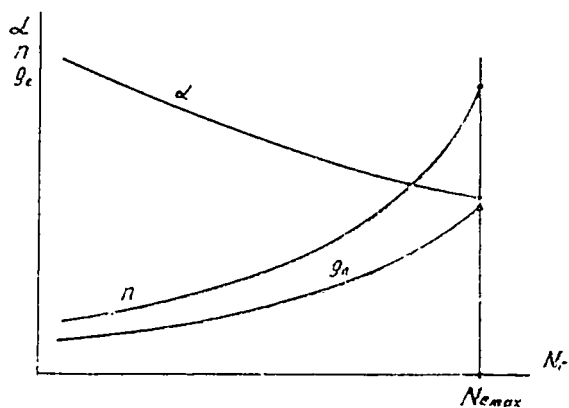


Рис. 115. Характеристики максимальной экономичности

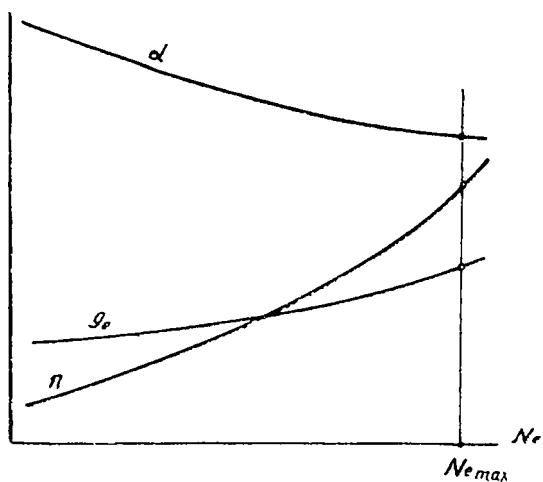


Рис. 116. Характеристики максимальной экономичности двигателя при работе на винт

винт. Как видно, протекание кривой $N_n = Cn^3$ близко к максимально экономичной регулировке. В этом случае программа регулирования двигателя может быть получена перестроением характеристик рис. 114. Она показана на рис. 116.

2. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ С ИСКРОВЫМ ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ

В связи с тем, что у этого класса двигателей регулирование мощности осуществляется качественно-количественным методом, необходимо иметь целую серию х. с. с. для различных положений дросселя.

Положение дросселя можно оценить и проконтролировать величиной $\pi_k = \frac{p_k}{p_0}$, где p_k — давление смеси перед впускным клапаном.

Рассмотрим метод расчета х. с. с. и экономических характеристик для двигателя без наддува.

1. Задаемся величинами π_k , которые бы исчерпывающе определяли положение дросселя в рабочем диапазоне режимов двигателя.

Например, $\pi_k = 1,0; 0,9; 0,8; 0,6; 0,4$.

2. Рассчитываем индикаторную мощность.

$$\text{Определяем } K = 700 \frac{\eta_i^* \cdot V_h}{1,15\epsilon - 1}.$$

Для каждого значения π_k и заданных оборотов определяем $K_{(n)}$

$$K_{(n)} = \eta_{v0} \frac{1,15\epsilon \pi_k - 1}{\sqrt{T_k}}.$$

Этот коэффициент является составляющей частью при определении изменения коэффициента наполнения в случае применения наддува. Можно с достаточной логичностью считать, что дросселирование продолжает изменение давления наддува в сторону $p_k < p_0$, и если не учитывать потерь на завихрения за дросселем, то принятая формула применима и для этого случая.

В случае отсутствия нагнетателя $T_k = T_0 = \text{const}$, $\eta_{v0} = f(n)$; эта зависимость обычно задана в виде графика.

Таблица 11

$n \backslash \pi_k$	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4
n_1							
n_2							
n_3							
$n \dots$							

Результаты расчета удобно свести в табл. 11.

Задаваясь значениями α для оборотов n_1, n_2, n_3 и т. д., определяем величину $\bar{N}_i = \frac{\eta_\alpha}{\alpha} \cdot n$, и для каждого значения π_k подсчитываем индикаторную мощность

$$N_i = f(\alpha, n).$$

Результаты сводим в табл. 12 и 13.

Для $\pi_k = 1,0$.

Для $\pi_k = 0,9$ и т. д.

Таблица 12

$n \backslash \alpha$	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
n_1					
n_2					
n_3					
$n \dots$					

Таблица 13

$n \backslash \alpha$	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
n_1					
n_2					
n_3					
$n \dots$					

3. Определяем $N_e = N_i - N_r$.

Мощность трения зависит только от оборотов $N_r = An^2$. Результаты расчета следует свести в таблицы.

4. Для каждого значения α определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{632}{H_u \eta_i}.$$

5. Определяем удельный эффективный расход топлива g_e для каждого π_k , n и α

$$g_e = g_i \frac{N_i}{N_e}$$

Результаты удобно свести в таблицу.

6. По данным п. 3 и 5 строим графики х. с. с. (рис. 117).

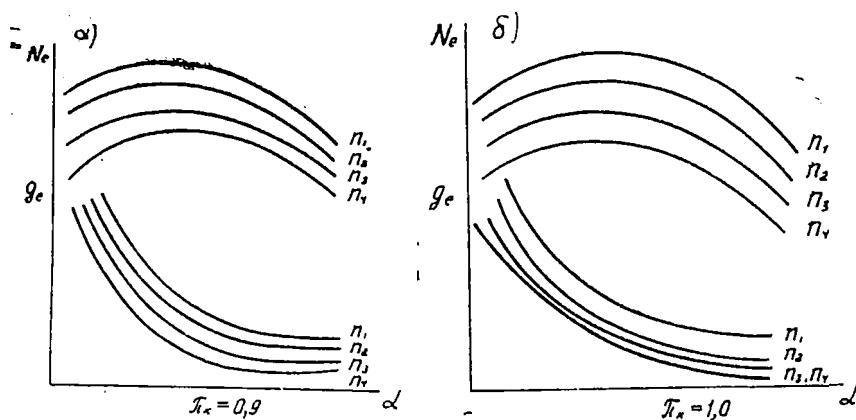


Рис. 117. Изменение мощности и расхода топлива по составу смеси при постоянных числах оборотов двигателя

7. Для каждого значения π_k характеристики по составу смеси перестраиваем в экономические. Например, на рис. 118 показаны характеристики для $\pi_k = 0,8$.

8. Имея для каждого значения π_k характеристики максимальной экономичной регулировки, подобно рис. 119, для данного потребителя мощности можно установить наивыгоднейшие режимы работы двигателя. Для этого характеристики $N_e = f(n)$ для всех π_k сведем на один график (рис. 120), на котором нанесены мощности потребителя.

$$N_{e \text{ потребит.}} = f(n).$$

Точки пересечения представляют собой наивыгоднейшие режимы работы для данного потребителя.

9. Полученные результаты представляют собой режимы наивыгоднейшей регулировки двигателя для данного потребителя мощности.

Применение наддува, создаваемого п. ц. н. или турбокомпрессором, оказывает влияние лишь на величины π_k , $K_{(n)}$. В случае п. ц. н. появляется мощность, затраченная на привод нагнетателя N_k .

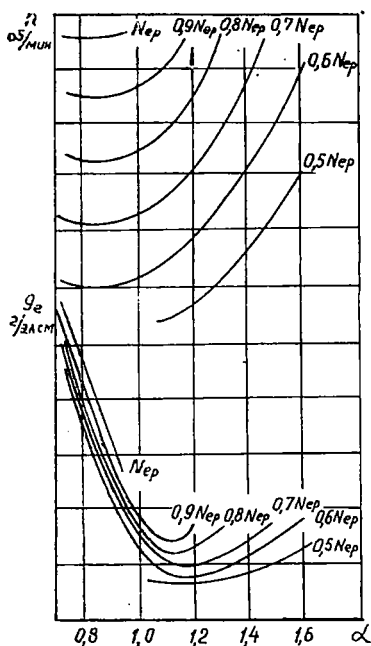


Рис. 118. Изменение удельного расхода топлива и числа оборотов по составу смеси при постоянной мощности двигателя ($\pi_k = 0,8$)

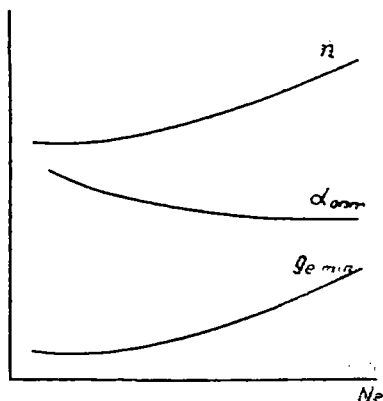


Рис. 119. Характеристика максимальной экономичности двигателя ($\pi_k = 0,8$)

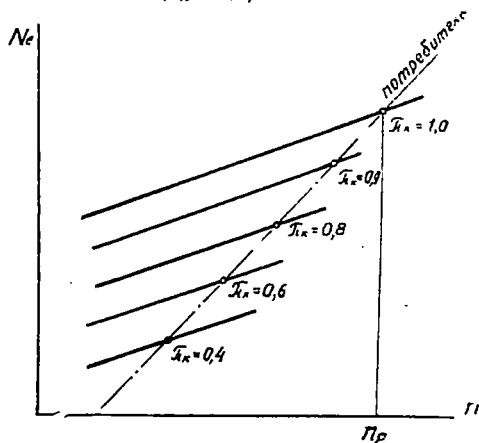


Рис. 120. Наивыгоднейшие режимы работы двигателя с потребителем при различных числах оборотов и положениях дросселя

Лишь расчет этих величин и отличает характеристики двигателей с наддувом. Исходя из этого, рассмотрим методы расчета этих величин, после чего не представит трудности провести расчет и характеристик.

1. Известно, что

$$\pi_k = \left(\frac{L_{ад}}{T_0 102,5} + 1 \right)^{3,5}$$

В то же время располагаемая адиабатическая работа центробежного нагнетателя

$$L_{ад} = \frac{u_k^2}{g} \bar{H}_h = \left(\frac{\pi D_k n_k}{60} \right)^2 \frac{\bar{H}_h}{g},$$

отделяя постоянные,

$$L_{ад} = \frac{1}{g} \left(\frac{\pi \cdot D_k \cdot i}{60} \right)^2 n^2 \bar{H}_h,$$

где i — передаточное число от коленчатого вала к колесу нагнетателя, т. е. $n_k = i \cdot n$.

В первом приближении можно допустить, что

$$\bar{H}_h = f(n) = \text{const},$$

тогда

$$\frac{\bar{H}_h}{g} \left(\frac{\pi \cdot D_k \cdot i}{60} \right)^2 = \text{const} = C_k \text{ и } L_{ад} = C_k \cdot n^2.$$

Подставляя в формулу π_k , будем иметь

$$\pi_k = \left(\frac{C_k \cdot n^2}{102,5 T_0} + 1 \right)^{3,5}. \quad (104)$$

Таким образом, перепад давления π_k пропорционален квадрату оборотов коленчатого вала или колеса компрессора. Если представить $\pi_k = f(n)$ в виде графика, то будем иметь кривую на рис. 122.

Как видно из формулы, только при $n=0$, $\pi_k=1,0$, т. е. $p_k=p_0$. В остальных случаях $n>0$, $\pi_k>1,0$ и двигатель работает с избыточным давлением $p_k>p_0$.

В дизелях в пределах рабочего диапазона режимов избыточное давление воздуха от компрессора используется полностью. В этом случае при расчете характеристик, при изменении оборотов следует учитывать характер изменения π_k , приведенный на рис. 122.

При дросселировании двигателя с количественно-качественной регулировкой следует использовать тот же способ, что был рассмотрен для безнаддувного варианта. В этом случае необходимо задаться несколькими значениями π_k , начиная от расчетной величины. Например, $\pi_k=2,0$, тогда задаемся $\pi_k=2; 1,6;$

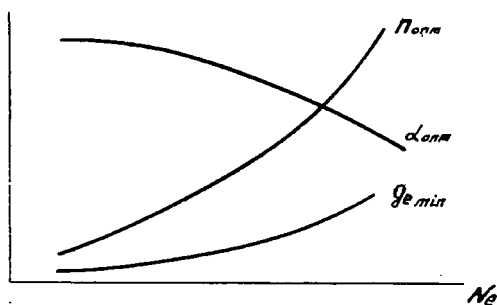


Рис. 121. Оптимальные значения чисел оборотов n_{opt} , состава смеси α_{opt} и расхода топлива $g_{e_{min}}$ при различной нагрузке двигателя

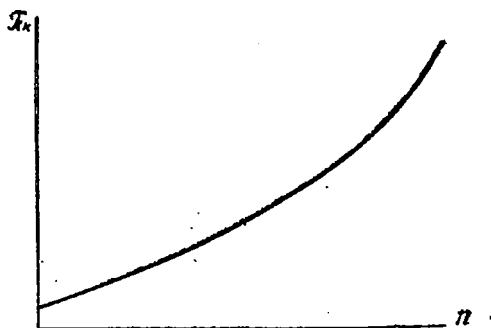


Рис. 122. Изменение степени повышения давления в приводном нагнетателе в зависимости от числа оборотов коленчатого вала

1,2; 1,0; 0,8; 0,5, а далее расчет пойдет в том же порядке, что и приведенный ранее.

2. Известно, что при изменении $\pi_k = f(n)$ будет изменяться и температура воздуха на выходе из компрессора T_k

$$T_k = T_0 + \Delta T, \quad \text{но } \Delta T = \frac{L_{ад}}{102,5 \cdot \eta_{ад}},$$

или

$$\Delta T = \frac{u_k^2}{102,5 \cdot g} \cdot \frac{\bar{H}_h}{\eta_{ад}}.$$

После известного преобразования будем иметь

$$\Delta T = \left(\frac{\pi \cdot D_k \cdot i}{60} \right)^2 \frac{1}{102,5 \cdot g} \cdot \frac{\bar{H}_h}{\eta_{ад}} \cdot n^2.$$

С достаточной точностью можно считать отношение $\frac{\bar{H}_h}{\eta_{ад}} = \text{const}$, обозначив

$$\left(\frac{\pi \cdot D_k \cdot i}{60} \right)^2 \cdot \frac{1}{102,5 \cdot g} \cdot \frac{\bar{H}_h}{\eta_{ад}} = K_T,$$

запишем:

$$\Delta T = K_T \cdot n^2 \quad \text{и} \quad T_k = T_0 + K_T \cdot n^2.$$

Если известно $\Delta T_{ном}$ на номинальном режиме, то

$$\Delta T = \Delta T_{ном} \left(\frac{n}{n_{ном}} \right)^2.$$

3. Если наддув двигателя осуществляется п. ц. н., то величина $K_{(n)}$ запишется:

$$K_{(n)} = \eta_{v0} \frac{1,15 \cdot \varepsilon \cdot \pi_k - 1}{\sqrt{T_k}}.$$

Здесь η_{v0} — коэффициент наполнения двигателя без нагнетателя при полном открытии дросселя (по внешней характеристике). $\eta_{v0} = f(n)$ обычно нам известен. Величины π_k и T_k мы можем подсчитать, таким образом, изменение $K_{(n)} = f(n)$ может быть просчитано, а следовательно, может быть просчитана и

$$N_i = K \cdot K_{(n)} \cdot \bar{N}_i = f(\alpha, n, \pi_k).$$

4. В этом случае мощность, затраченная на привод нагнетателя, рассчитывается без труда.

$$N_k = \frac{N_i \cdot g_i \cdot \alpha \cdot L_0 \cdot L_{ад}}{3600 \cdot 75 \cdot \eta_k}.$$

5. Далее определяем эффективную мощность $N_e = N_i - N_r - N_k$ и эффективный удельный расход $g_e = g_i \frac{N_i}{N_e}$.

По этим данным и строятся экономические характеристики.

ПРИМЕР РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК ПО СОСТАВУ СМЕСИ

Для четырехтактного восьмицилиндрового двигателя, имеющего основные размеры и параметры:

$N_e = 240$ л. с., $n = 2100$ об/мин, $D = 130$ мм, $V_h = 14,86$ л, $S = 140$ мм, $\varepsilon = 16,5$, $\alpha = 1,46$.

Необходимо рассчитать и построить ХСС и определить наилучшие режимы работы.

1. Определяем индикаторный к. п. д.

$$\eta_i = \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,22}}\right) \eta_w \cdot \eta_D \cdot \eta_k \cdot \eta_a.$$

Для дизелей $\eta_w = 0,9$, $\eta_k = 1,0$, η_a — по графику (см. рис. 59),

$$\eta_D = 1 + \frac{0,5(D-15)}{100} = 1 + \frac{0,5(13-15)}{100} = 0,99.$$

Тогда

$$\eta_i^* = \eta_k \cdot \eta_D \cdot \eta_w \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,22}}\right) = 0,41$$

$$\eta_i = \eta_i^* \cdot \eta_a = 0,41 \cdot \eta_a.$$

Результаты расчета $\eta_i = f(\alpha)$ сводим в табл. 14.

Таблица 14

α	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2
η_a	0,89	0,94	0,9681	1,0	1,025	1,05	1,07	1,085	1,098	1,108	1,115
η_i	0,365	0,385	0,397	0,41	0,42	0,43	0,439	0,445	0,45	0,454	0,457

2. Расчет индикаторной мощности.

Известно, что

$$N_i = \frac{30}{632} \cdot \frac{H_u}{L_0} \cdot \eta_i^* \frac{\eta_a}{\alpha} \cdot \eta_v \cdot \gamma_0 \cdot V_h \cdot n \quad (\text{л. с.}),$$

но

$$\frac{30}{632} \cdot \frac{H_u}{L_0} \simeq 33,6, \gamma_0 = 1,225 [\text{кг/м}^3], V_h = 0,01486 \text{ м}^3, \eta_i^* = 0,41.$$

Подставляя в формулу, будем иметь

$$N_i = 33,6 \cdot 0,41 \cdot 1,225 \cdot 0,01486 \cdot \eta_v \cdot \frac{\eta_\alpha}{\alpha} \cdot n,$$

но

$$\frac{\eta_\alpha}{\alpha} \cdot n = \bar{N}_i,$$

тогда

$$N_i = 0,251 \cdot \eta_v \cdot \bar{N}_i.$$

Величину $\eta_v = f(n)$ берем из экспериментального графика рис. 123, полученного для двигателя ЯМЗ-238.

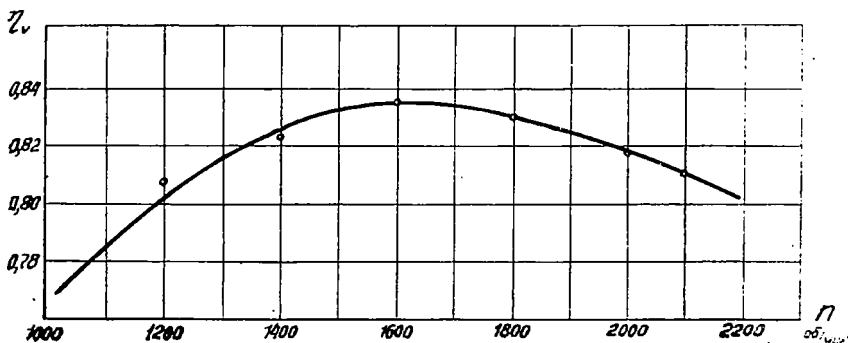


Рис. 123. Коэффициент наполнения при различных числах оборотов двигателя ЯМЗ-238

По своим конструктивным данным и параметрам рассчитываемый двигатель очень близок к ЯМЗ-238. Поэтому можно воспользоваться зависимостью $\eta_v = f(n)$, снятой с этого двигателя. С достаточной точностью можно допустить, что η_v не зависит от коэффициента избытка α .

Поэтому $0,251 \eta_v = f(n)$.

Результаты расчета этой величины сведем в табл. 15.

Из графиков рис. 59, б устанавливаем для каждого значения α величину $\frac{\eta_\alpha}{\alpha}$, после чего рассчитываем $\bar{N}_i = f(n, \alpha)$. Результаты расчета сводим в табл. 16.

Таблица 15

n	1000	1200	1400	1600	1800	1900	2000	2100	2200	2300
η_v	0,765	0,802	0,824	0,836	0,83	0,824	0,818	0,810	0,802	0,791
$0,251 \cdot \eta_v$	0,1920	0,2013	0,2068	0,2098	0,2083	0,2068	0,2053	0,2033	0,2013	0,1990

Таблица 16

$$\bar{N}_i = f(n, a)$$

$\frac{a}{n}$	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2
1000	741,7	723,1	691,4	666,7	640,6	617,7	594,4	571,1	549,0	527,6	506,8
1200	890,04	867,72	829,68	800,00	768,72	741,24	713,28	685,32	658,8	633,48	608,16
1400	1038,38	1012,34	967,96	933,33	896,84	864,78	832,16	799,54	768,6	739,06	709,52
1600	1186,72	1156,96	1106,24	1066,67	1024,96	988,32	951,04	913,76	878,1	844,64	810,88
1800	1335,06	1301,58	1244,52	1200,0	1153,08	1111,86	1069,92	1027,98	988,2	952,22	912,23
1900	1409,23	1373,89	1313,66	1266,67	1217,14	1173,63	1129,36	1085,09	1043,11	1003,01	962,92
2000	1483,40	1440,32	1382,8	1333,33	1281,2	1235,4	1188,80	1142,20	1098,00	1055,8	1013,6
2100	1557,57	1518,51	1451,94	1400,00	1345,26	1297,17	1248,24	1199,31	1152,9	1107,96	1064,28
2200	1631,74	1590,82	1521,08	1466,67	1409,32	1358,94	1307,68	1256,42	1207,8	1161,38	1114,96
2300	1705,91	1663,13	1590,22	1533,33	1473,38	1420,71	1367,12	1313,53	1262,7	1213,48	1165,64

$$N_l = f(n, a)$$

$n \backslash a$	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2
1000	142,4	138,8	132,8	128,0	123,0	118,6	114,1	109,7	105,4	101,3	97,3
1200	179,2	174,7	167,0	161,1	154,8	149,2	143,6	138,0	132,6	127,5	122,4
1400	214,7	209,4	200,2	193,0	185,5	178,8	172,1	165,4	159,0	152,9	146,7
1600	249,0	242,7	232,1	223,8	215,1	207,4	199,5	191,7	184,3	177,2	170,1
1800	278,1	271,1	259,2	250,0	240,2	231,6	222,9	214,1	205,9	198,4	190,0
1900	291,4	284,1	271,7	262,0	251,7	242,7	233,6	224,4	215,7	207,4	199,1
2000	304,6	295,7	283,9	273,8	263,0	253,6	244,1	234,5	225,4	216,8	208,1
2100	316,7	308,7	295,2	284,6	273,5	263,7	253,8	243,8	234,4	225,3	216,4
2200	328,5	320,2	306,2	295,3	283,7	273,6	263,3	252,9	243,1	233,8	224,5
2300	339,3	331,0	316,5	305,1	293,2	282,7	272,1	261,4	251,3	241,5	232,0

Таблица 18

n	1000	1200	1400	1600	1800	1900	2000	2100	2200	2300
N_r	12,58	18,12	24,66	32,21	40,76	45,42	50,32	55,5	60,9	66,6

n	a	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2
1000	N_e	129,8	126,2	120,2	115,4	110,4	106,2	102,5	97,1	92,8	88,7	84,7
	η_m	0,914	0,910	0,903	0,900	0,897	0,896	0,897	0,885	0,880	0,875	0,870
1200	N_e	161,1	156,6	148,9	143,0	136,7	131,1	125,5	119,9	114,5	109,4	104,3
	η_m	0,902	0,899	0,891	0,887	0,884	0,878	0,874	0,869	0,865	0,858	0,852
1400	N_e	190,0	184,4	175,5	168,3	160,8	157,1	147,4	140,7	134,3	128,2	122,0
	η_m	0,885	0,882	0,877	0,872	0,867	0,862	0,857	0,851	0,845	0,839	0,832
1600	N_e	213,2	207,1	196,6	188,4	179,8	172,2	164,6	156,8	149,5	142,5	135,5
	η_m	0,869	0,8654	0,859	0,854	0,848	0,842	0,836	0,830	0,823	0,816	0,808
1800	N_e	235,3	228,4	216,6	207,4	197,7	189,2	180,5	171,8	163,6	155,7	147,9
	η_m	0,852	0,848	0,842	0,836	0,829	0,823	0,816	0,808	0,800	0,792	0,784
1900	N_e	246,0	238,7	226,3	216,6	206,3	197,3	188,2	179,0	170,3	162,0	153,7
	η_m	0,844	0,840	0,833	0,827	0,820	0,813	0,806	0,798	0,790	0,781	0,772
2000	N_e	256,5	248,8	235,7	225,4	214,7	205,2	195,6	185,9	176,8	168,1	159,3
	η_m	0,836	0,832	0,824	0,816	0,810	0,803	0,795	0,787	0,779	0,77	0,76
2100	N_e	266,6	258,5	244,8	234,0	222,7	212,8	202,6	192,5	182,9	173,6	164,6
	η_m	0,828	0,823	0,815	0,808	0,801	0,793	0,785	0,776	0,767	0,758	0,748
2200	N_e	276,6	268,1	253,7	242,4	230,6	220,1	209,6	199,1	188,9	179,3	169,7
	η_m	0,820	0,815	0,806	0,799	0,791	0,783	0,775	0,766	0,756	0,746	0,736
2300	N_e	286,2	277,3	262,3	250,5	238,1	227,2	216,1	205,0	194,5	184,4	174,5
	η_m	0,811	0,806	0,798	0,790	0,781	0,773	0,764	0,755	0,745	0,735	0,724

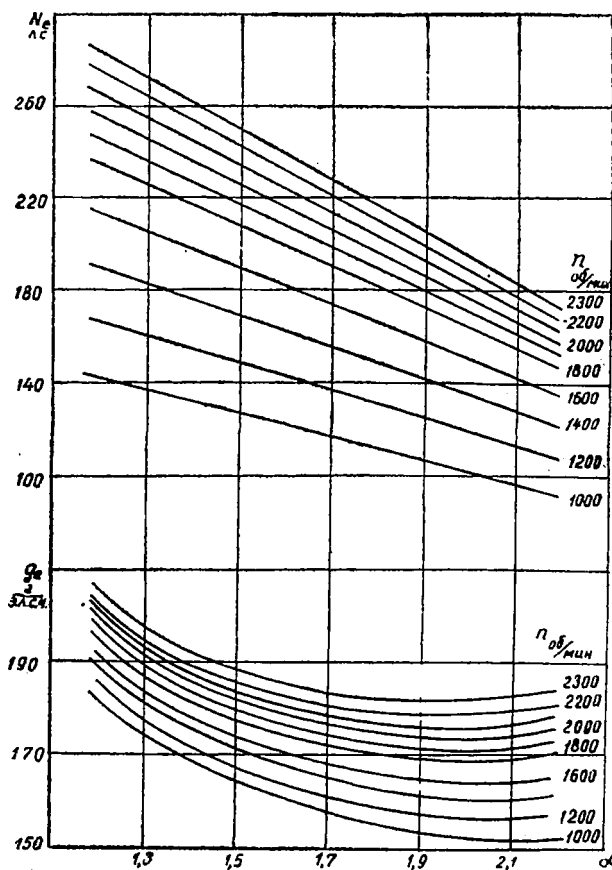


Рис. 124. Изменение мощности и удельного расхода топлива по составу смеси при постоянных числах оборотов

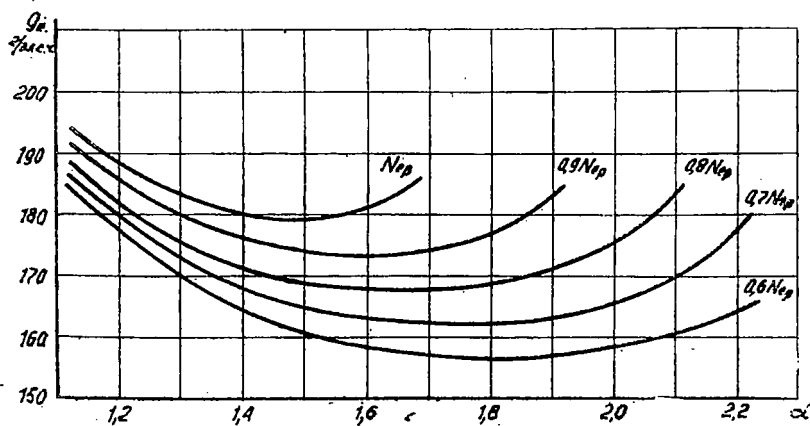
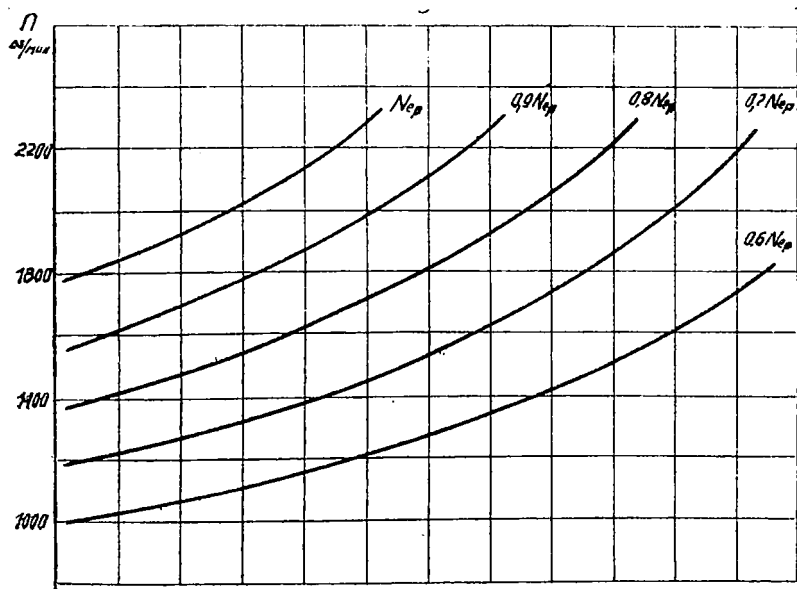


Рис. 125. Изменение числа оборотов и удельного расхода топлива по составу смеси при постоянной мощности

Далее определяем $N_i = 0,251 \cdot \bar{N}_i \cdot \eta_v$. Результаты расчета приводятся в табл. 17.

3. Подсчитываем мощность трения.

$$N_r = A \cdot n^2;$$

$$N_r = N_{rp} \left(\frac{n}{n_p} \right)^2, \quad N_r = \frac{P_r \cdot V_h \cdot n}{900} \text{ (л. с.)},$$

$$P_r = 0,3 + 0,12 \cdot v_{н.ср} \text{ (кг/см}^2\text{)}; \quad P_r = 0,3 + 0,12 \cdot 9,8 = 1,6 \text{ кг/см}^2,$$

$$N_r = \frac{2100 \cdot 14,86 \cdot 16}{900} = 55,48 \text{ л. с.};$$

$$A = \frac{N_{rv}}{n_{rp}^2} = \frac{55,48}{4,41 \cdot 10^6} = 1,26 \cdot 10^{-6}.$$

Результаты расчета представлены в табл. 18.

4. Определяем N_e и η_m .

$$N_e = N_i - N_r, \quad \eta_m = \frac{N_e}{N_i}.$$

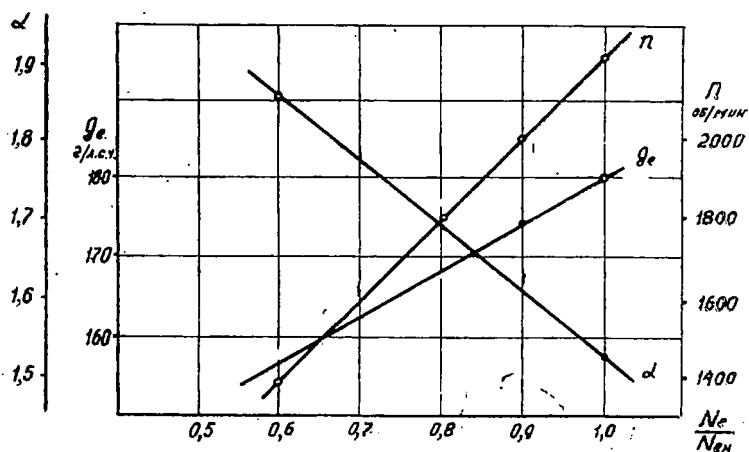


Рис. 126. Наивыгоднейшие режимы работы двигателя

Используя данные табл. 17 и 18, определяем $N_e = f(n, \alpha)$, а далее и η_m . Результаты расчета сводим в табл. 19.

5. Подсчитываем индикаторный удельный расход топлива

Таблица 20

α	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2
η_I	0,365	0,385	0,397	0,41	0,42	0,431	0,439	0,445	0,45	0,454	0,457
g_I	163,1	154,6	150,0	145,2	141,7	138,1	135,6	133,8	132,3	131,1	130,3

Таблица 21

$$g_e = j(n, \alpha)$$

$n \backslash \alpha$	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2
1000	177,3	169,3	164,6	160,0	156,8	153,4	151,2	149,8	148,8	148,1	148,1
1200	180,8	172,0	167,8	163,2	159,9	156,6	154,6	153,4	152,6	152,1	152,2
1400	184,3	175,3	171,0	166,5	163,4	160,2	158,2	157,2	156,6	156,3	156,6
1600	187,7	178,7	174,6	170,0	167,0	164,0	162,2	161,2	160,8	160,7	161,3
1800	191,4	182,3	178,2	173,7	170,9	167,8	166,2	165,6	165,4	165,5	166,2
1900	193,2	184,1	180,1	175,6	172,8	169,9	168,2	167,7	167,5	167,9	168,8
2000	195,1	185,8	182,0	178,0	174,9	172,0	170,6	170,0	169,8	170,3	171,4
2100	197,0	187,9	184,1	179,7	176,9	174,2	172,7	172,4	172,5	173,0	174,2
2200	198,9	189,7	186,1	181,7	179,1	176,4	175,0	174,7	175,0	175,7	177,0
2300	201,1	191,8	188,0	183,8	181,4	178,7	177,5	177,2	177,6	178,4	180,0

$$g_i = \frac{632}{H_u \cdot \eta_i} = \frac{59,5}{\eta_i} \text{ (г/э.л.с.ч.)}$$

Результаты расчета приведены в табл. 20.

6. Определяем эффективный удельный расход топлива

$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}$ (г/э.л.с.ч.). Результаты расчета $g_e = f(n, \alpha)$ сведены в табл. 21.

По данным табл. 19 и 21 строим х. с. с. (рис. 124, 125).

Из этих графиков устанавливаем для каждого значения мощности минимальный расход топлива $g_{e \min}$ и соответствующие ему обороты n и коэффициент избытка воздуха α . По этим данным строятся графики наиболее выгодных режимов работы двигателя (рис. 126).

— — — — —

	Стр.
Введение	3
Краткий исторический обзор развития двигателей внутреннего сгорания	3
 Раздел первый	
ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ	
ТЕОРИИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ	7
I. Термодинамический цикл двигателей внутреннего сгорания	7
<i>Экономичность цикла</i>	<i>8</i>
<i>Работа термодинамического цикла</i>	<i>10</i>
<i>Термодинамический цикл с учетом изменения теплоемкости $c_p = f(T)$</i>	<i>11</i>
<i>Влияние Q_1 — количества подведенного тепла — на к. п. д. цикла</i>	<i>14</i>
<i>Идеальный цикл с учетом изменения теплоемкости и диссоциации</i>	<i>16</i>
II. Рабочие процессы двигателей	18
<i>Действительный цикл четырехтактного двигателя</i>	<i>18</i>
<i>Процесс наполнения</i>	<i>20</i>
Вывод формулы для определения коэффициента наполнения по М. М. Масленникову	24
Влияние различных факторов на коэффициент наполнения	29
Выбор величины коэффициента наполнения	40
Коэффициент остаточных газов	43
Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси	44
Температура и давление начала сжатия	44
<i>Процесс сжатия</i>	<i>45</i>
<i>Процесс сгорания</i>	<i>46</i>
Процесс сгорания, происходящий в цилиндре двигателя с воспламенением от искры	47
Процесс сгорания в двигателях с самовоспламенением	63
<i>Влияние основных конструктивных и эксплуатационных факторов на процесс сгорания в двигателе с самовоспламенением</i>	<i>66</i>
Влияние свойств топлива	66
Влияние степени сжатия	71
Влияние конструкции камеры сгорания	72
Влияние качества распыливания и продолжительности подачи топлива	77

Влияние опережения впрыска топлива	78
Влияние состава смеси	79
Влияние числа оборотов	80
Влияние давления и температуры на впуске и противодавления на выпуске	80
Процесс расширения	85
Процесс выпуска отработавших газов	87
III. Индикаторные показатели	92
Индикаторная работа и среднее индикаторное давление	92
Выражение среднего индикаторного давления через параметры цикла	93
Двигатель с самовоспламенением (смешанный цикл)	95
Экономичность действительного цикла	97
Индикаторная мощность	99
Индикаторный удельный расход топлива	102
Влияние основных факторов на индикаторную мощность и экономичность двигателя	102
1. Влияние рода применяемого топлива	102
2. Влияние степени сжатия	103
3. Влияние давления воздуха на входе в двигатель и противодавления на выпуске	105
4. Влияние числа оборотов коленчатого вала	106
5. Влияние коэффициента избытка воздуха	107
6. Влияние конструктивных параметров на η_i и N_i	111
IV. Эффективные показатели двигателей	113
Механические потери в д. в. с.	113
Методы определения мощности трения	113
Эффективная мощность	116
Литровая мощность	117
Поршневая мощность	117
Условная поршневая мощность	118
Механический к. п. д.	118
Эффективный к. п. д.	118
Эффективный удельный расход топлива	119
V. Основы теории агрегатов наддува	120
Основы теории работы центробежного нагнетателя	121
Адиабатический к. п. д. ($\eta_{ад}$)	126
Механический к. п. д.	126
Эффективный к. п. д.	126
Мощность, затраченная на привод нагнетателя	127
Коэффициент напора нагнетателя	127
Основы теории работы турбокомпрессора	130
Совместная работа турбины и компрессора	137
VI. Тепловой баланс двигателей внутреннего сгорания	142
Тепловые потери с отработавшими газами	144
Тепловые потери в охлаждающую среду	144

Тепловой баланс двигателя при разных числах оборотов коленчатого вала	147
Тепловой баланс двигателя при изменении нагрузки	149
Тепловой баланс двигателя при изменении состава смеси	150

Раздел второй

ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ	152
Регулирование мощности двигателей	152
Характеристики	152
I. Характеристики располагаемой мощности	153
1. Внешняя скоростная характеристика бензиновых двигателей	155
2. Внешняя скоростная характеристика двигателя с самовоспламенением	169
II. Характеристики совместной работы двигателя и потребителя	171
Метод расчета дроссельных характеристик	174
III. Нагрузочные характеристики	177
1. Нагрузочная характеристика карбюраторных двигателей	177
2. Нагрузочные характеристики дизелей	180
IV. Характеристики по составу смеси	181
1. Расчет индикаторного к. п. д.	184
2. Расчет индикаторной мощности	184
V. Экономические характеристики	189
1. Экономические характеристики дизелей	189
2. Экономические характеристики двигателей с искровым воспламенением	192
Пример расчета характеристик по составу смеси	199

СЕРГЕЙ ВАСИЛЬЕВИЧ РУМЯНЦЕВ,
ЛЕОНИД ФЕДОРОВИЧ ЗУБАРЕВ

Теория двигателей внутреннего сгорания

Конспект лекций

Редактор Я. А. Зорина

Технический редактор Ю. В. Чванова

Корректор Ж. В. Медведева

17/V-74

Объем 13,25 н. л.

Цена 46 коп.

Зак.

Типография Университета дружбы народов имени Патриса Лумумбы
Москва, ул. Орджоникидзе, 3

Замеченные опечатки

Страница	Строка	Написано	Следует читать
3	9-я снизу	Джованыи	Джованни
34	8-я сверху	м ²	М ²
92	9-я сверху	3-4-бен-а-пирен	3-4-бенз-а-пирен
97	7-я снизу	$V_h = \frac{G_B R p_k}{p_k \eta_v}$	$V_h = \frac{G_B R T_k'}{p_k \eta_v}$
123	подпись к рис. 63	нагревателя	нагнетателя
137	формула 89	$\eta_T \eta_k = \eta_{mk}$	$\eta_T \eta_k = \eta_{Tk}$
137	4-я снизу	$\frac{G_r}{G_B} \eta_{mk}$	$\frac{G_r}{G_B} \eta_{Tk}$
152	10-я снизу	$\frac{\eta_i}{\alpha}$	$\frac{\eta_\alpha}{\alpha}$

Хр-2

XP-2

Цена 46 коп.

04
36683