

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ ПОЛИТЕХНИЧЕСКАЯ
АКАДЕМИЯ

Кафедра "Автомобили"
Кафедра "Двигатели внутреннего сгорания"

Б.В.Бобровский
Г.А.Вершина
В.В.Трикозенко

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности Т.04.06.00 –
"Автомобили"

В 6-ти частях

Часть 4

**ИНДИКАТОРНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ
ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Минск 1998

УДК 621.432

Бобровский Б.В., Вершина Г.А., Трикозенко В.В. Двигатели внутреннего сгорания: Учебно-метод. пособие для студ. спец. Т.04.06.00 - "Автомобили". В 6 ч. - Мн.: БГПА, 1998. - Ч.4: Индикаторные и эффективные показатели поршневых двигателей внутреннего сгорания. - 38 с.

Учебное пособие написано и подготовлено к изданию заведующим лабораторией кафедры "Автомобили" Бобровским Б.В., доцентом кафедры "Двигатели внутреннего сгорания" Вершиной Г.А. и ассистентом кафедры "Двигатели внутреннего сгорания" Трикозенко В.В.

Ч.1 настоящего издания "Основные сведения об устройстве и рабочих процессах автомобильных двигателей внутреннего сгорания" вышла в свет в 1997 году.

Ч.2 настоящего издания "Теоретические и действительные циклы поршневых и автомобильных двигателей внутреннего сгорания" вышла в свет в 1998 году.

Ч.3 настоящего издания "Кинематика и динамика автомобильных двигателей внутреннего сгорания" вышла в свет в 1998 году.

Рецензент А.Д.Червiанев

©Бобровский Б.В. и др., 1998

Введение

Лабораторные работы по конструкции механизмов, узлов и систем поршневых двигателей внутреннего сгорания изложены в методическом пособии "Двигатели внутреннего сгорания", часть 1 (Б.Н.Хваль, Г.Е.Атлас, М.П.Дубровский, В.В.Палазова, Минск, 1985) и в книге "Автомобили": Лабораторный практикум /Под общей редакцией профессора, доктора технических наук А.И.Гришкевича (Минск, 1992, Высшая школа).

В указанных работах не отражены вопросы теории по оценке индикаторных и эффективных показателей работы поршневых двигателей внутреннего сгорания, а также не рассмотрены пути и методы повышения их мощности и экономичности.

Представленное учебное пособие устраняет этот недостаток и дает возможность студентам при самостоятельной работе более глубоко освоить физическую сущность основных факторов, влияющих на повышение мощностных и экономических показателей двигателей внутреннего сгорания.

ИНДИКАТОРНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ, РАБОТАЮЩИХ НА ЖИДКОМ ТОПЛИВЕ

1. ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Индикаторные показатели характеризуют совершенство осуществляемого действительного цикла ДВС по теплоиспользованию и связаны с качеством организации его процессов.

К индикаторным показателям ДВС относятся: среднее индикаторное давление P_i (МПа); индикаторная мощность N_i (кВт); индикаторный коэффициент полезного действия η_i ; удельный индикаторный расход топлива q_i (г/кВт·ч).

1.1. Среднее индикаторное давление

Под средним индикаторным давлением действительного цикла P_i понимается такое условное и постоянное по величине избыточное давление, которое, действуя на поршень в течение одного хода, совершает работу, равную работе газов за весь цикл.

Если обозначить работу газов за действительный цикл в одном цилиндре через L_i , то согласно определению P_i эта работа выразится формулой

$$L_i = P_i \cdot F \cdot S = P_i \cdot V_h, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (1)$$

где F - площадь поршня, м^2 ;

S - ход поршня, м ;

V_h - рабочий объем одного цилиндра, м^3 .

Из уравнения (1)

$$P_i = L_i / V_h, \text{ Па}, \quad (2)$$

т.е. среднее индикаторное давление численно равно работе газов за цикл, отнесенной к единице рабочего объема.

Графически давление P_i представляет собой высоту прямоугольника с основанием V_h и площадью, равной площади индикаторной диаграммы действительного цикла.

На рис.1 представлены индикаторные диаграммы действительного и расчетного (теоретического) циклов работы карбюраторного двигателя, а также построены прямоугольники с высотами P_i и P_i' на основании V_h , площади которых эквивалентны работе одного цилиндра L_i и L_i' в указанных выше циклах.

Индикаторная работа действительного цикла L_i четырехтактных двигателей из-за скругления индикаторной диаграммы и насосных потерь ΔP_i , возникающих при впуске свежего заряда и выпуске отработавших газов, меньше индикаторной работы расчетного (теоретического) цикла L_i' ($L_i < L_i'$), что учитывается коэффициентом полноты (или скругления) диаграммы ϕ , т.е. $L_i = \phi \cdot L_i'$.

По аналогии с зависимостью $L_i = \phi \cdot L_i'$ соотношение между действительным P_i и расчетным P_i' индикаторными давлениями выразится формулой

$$P_i = \phi \cdot P_i', \quad (3)$$

т.е. $P_i < P_i'$ в силу тех же причин, что и $L_i < L_i'$.

Выражение (3) характерно и для двигателей с наддувом.

В двухтактных двигателях среднее индикаторное давление расчетного цикла определяется для полезной части хода поршня, а при определении среднего индикаторного давления действительного цикла потерянная доля хода поршня учитывается коэффициентом ϕ . Исходя из этого, для двухтактных двигателей

$$P_i = \phi \cdot P_i' \cdot (1 - \phi). \quad (4)$$

Значения коэффициента полноты индикаторной диаграммы ϕ для различных двигателей приведены в табл. 1.

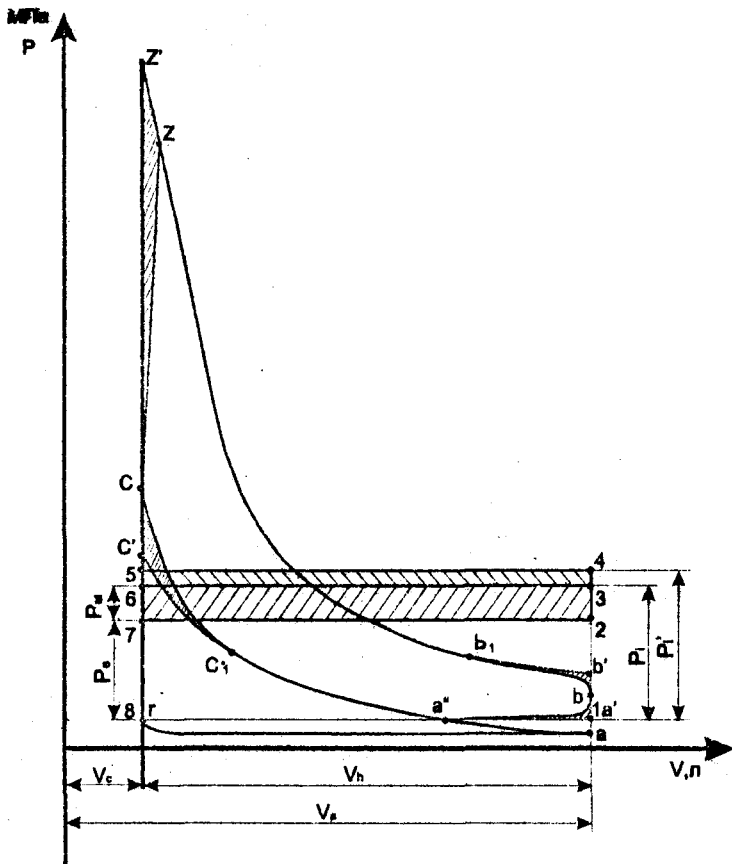


Рис.1. Индикаторная диаграмма двигателя с принудительным воспламенением рабочей смеси:
 а-с₁-с-z-b₁-b-a''- действительная;
 а'-с₁-с'-z'-b'-a'- расчетная;
 1-3-6-8-1 и 1-4-5-8-1- площади, эквивалентные площади действительной и расчетной диаграмм;
 1-2-7-8-1- площадь, эквивалентная эффективной работе одного цилиндра;
 2-3-6-7-2- площадь, эквивалентная механическим потерям одного цилиндра;
 3-4-5-6-3- площадь, эквивалентная разности площадей действительной и расчетной диаграмм

Таблица 1

Коэффициент полноты индикаторной диаграммы

№ пп	Тип двигателя	Значение ϕ
1	Четырехтактные карбюраторные	0,93 - 0,97
2	Четырехтактные дизели: с неразделенными камерами; с разделенными камерами	0,94 - 0,96 0,92 - 0,96
3	Двухтактные дизели	0,97 - 1,0

Значения среднего индикаторного давления могут определяться с использованием индикаторных диаграмм или аналитическим расчетом.

Если снята индикаторная диаграмма действительного цикла двигателя, то среднее индикаторное давление можно определить по формуле

$$P_i = F_{id}/l \cdot m, \quad (5)$$

где F_{id} - площадь индикаторной диаграммы действительного цикла, мм^2 ; l - длина отрезка диаграммы, соответствующего ходу поршня, мм ; m - тарировочный масштаб давления на диаграмме, мм/МПа .

При аналитическом определении P_i' в качестве исходных данных используют параметры характерных точек индикаторной диаграммы расчетного (теоретического) цикла, (рис. 2а и 2б, часть 2). При этом индикаторная работа в общем виде выражается разностью работ расширения и сжатия, т.е.

$$L_i' = L'_{z'z'} + L'_{z'b'} - L'_{a'c'} \quad \text{при } V = \text{const}, P = \text{const} \quad (6)$$

(дизельный двигатель);

$$L_i' = L'_{z'b'} - L'_{a'c'} \quad \text{при } V = \text{const} \quad (7)$$

(карбюраторный двигатель).

Отнеся работу теоретического цикла к рабочему объему цилиндра V_h и учитывая, что $P_{z'} = \lambda \cdot P_{c'}$, $V_z = \rho \cdot V_{c'}$, $V_{b'} = \delta \cdot V_z$, $V_{a'} = \epsilon \cdot V_{c'}$, $T_{c'} = T_{a'} \cdot \epsilon^{\pi_1 - 1}$, $T_z = T_{a'} \cdot \epsilon^{\pi_2 - 1}$ (рис. 2б; соотношения даны в главах 1, 8.3 и 9.2 второй части учебного пособия),

выражение (6) для двигателей со смешанным подводом теплоты для дизелей можно представить в виде

$$P_{ид} = P_c \cdot [\lambda \cdot (\rho - 1) + \lambda \cdot \rho \cdot (1 - 1/\delta^{\eta_2 - 1}) / (\eta_2 - 1) - (1 - 1/\varepsilon^{\eta_1 - 1}) / (\eta_1 - 1)] / (\varepsilon - 1). \quad (8)$$

Для двигателей с принудительным воспламенением и изохорным подводом теплоты (выражение (7)) $\rho = V_z/V_c = 1$ и $\varepsilon = V_B/V_z$ (рис 1, рис. 2а, часть 2). С учетом указанного среднего индикаторное давление P_i карбюраторного двигателя для расчетного цикла выразится формулой

$$P'_{ид} = P_c \cdot [\lambda \cdot (1 - 1/\varepsilon^{\eta_2 - 1}) / (\eta_2 - 1) - (1 - 1/\varepsilon^{\eta_1 - 1}) / (\eta_1 - 1)] / (\varepsilon - 1). \quad (9)$$

Среднее индикаторное давление действительного цикла P_i , как указано выше, корректируется коэффициентом полноты индикаторной диаграммы ϕ и рассчитывается по выражению (3), т.е. $P_i = \phi \cdot P'_i$.

Примерные значения среднего индикаторного давления действительных циклов современных двигателей при работе их на номинальных режимах приведены в табл. 2.

Таблица 2

Среднее индикаторное давление

№ пп	Тип двигателя	Пределы значений, МПа
1	Четырехтактные с искровым зажиганием без наддува, работающие на бензине (карбюраторные, с впрыском, форкамерно-факельные)	0,8 - 1,2
2	Четырехтактные дизели: без наддува с неразделенными камерами; с наддувом с неразделенными камерами	0,75 - 1,05 до 2,2
3	Двухтактные дизели: без наддува; с наддувом	0,35 - 0,7 до 1,2

По мере уменьшения нагрузки давление P_i снижается и достигает наименьшего значения при работе двигателя в режиме холостого хода. В этом случае вся индикаторная работа L_i затрачивается на трение, газообмен и приведение в действие вспомогательных механизмов, т.е. $P_i = P_M$, где P_M - индикаторное давление механических потерь.

1.2. Индикаторная мощность

Под индикаторной мощностью понимается мощность, которая развивается газами в цилиндрах двигателя.

Если известна индикаторная работа L_i в Н·м (выражение (1)), совершаемая в одном цилиндре за один действительный цикл, число рабочих циклов z , отработанных этим цилиндром за 1 с, и количество цилиндров двигателя i , то индикаторную мощность N_i в Вт этого двигателя можно представить выражением

$$N_i = L_i \cdot z \cdot i. \quad (10)$$

Учитывая, что $L_i = P_i \cdot V_h$ (Н·м) и $z = 2 \cdot n / \tau$ (n - число оборотов коленчатого вала в секундах; $2 \cdot n$ - число ходов поршня за 1 с; τ - тактность двигателя - число ходов поршня за цикл), окончательно выражение (10) будет иметь вид

$$N_i = P_i \cdot V_h \cdot i \cdot (2 \cdot n / \tau) = (2 / \tau) \cdot i \cdot P_i \cdot V_h \cdot n. \quad (11)$$

Если в формуле (11) P_i выразить в МПа, рабочий объем цилиндра V_h в л, а число оборотов коленчатого вала n в об/мин, то получим индикаторную мощность N_i в кВт:

$$N_i = P_i \cdot V_h \cdot i \cdot n / 30 \cdot \tau. \quad (12)$$

С учетом тактности двигателя ($\tau=4$ и $\tau=2$) выражение (12) соответственно примет вид

$$N_i = P_i \cdot V_h \cdot i \cdot n / 120 - \text{для четырехтактных ДВС}; \quad (13)$$

$$N_i = P_i \cdot V_h \cdot i \cdot n / 60 - \text{для двухтактных ДВС}. \quad (14)$$

1.3. Индикаторный удельный расход топлива

Если в процессе испытания определены индикаторная мощность двигателя и количество израсходованного в час топлива, то удельный индикаторный расход топлива q_i в г/(кВт·ч) может быть подсчитан по формуле

$$q_i = G_T \cdot 10^3 / N_i, \quad (15)$$

где G_T - часовой расход топлива (кг/ч), подсчитанный при испытании двигателя на заданном установившемся режиме.

Величина q_i характеризует экономичность действительного цикла и при номинальном режиме двигателя колеблется для карбюраторных двигателей в пределах 245-300 г/(кВт·ч) и для дизелей 175-205 г/(кВт·ч).

1.4. Индикаторный коэффициент полезного действия

Степень использования подведенной теплоты в результате сгорания топлива в цилиндрах двигателя, т.е. экономичность действительного цикла, оценивается индикаторным коэффициентом полезного действия η_i .

В общем виде (глава 1.4 второй части учебного пособия) $\eta_i = L_i / Q_1 = (Q_1 - Q_2) / Q_1 = 1 - Q_2 / Q_1$, где Q_1 - количество теплоты, подведенной к рабочему телу за цикл работы двигателя, и Q_2 - количество теплоты, отведенное от рабочего тела к деталям двигателя и в окружающую среду.

Если L_i - индикаторная работа за цикл, а $Q_1 = H_{in} \cdot G_T$, где H_{in} и G_T - соответственно низшая теплотворность топлива в кДж/кг и часовой расход топлива в кг/ч, то

$$\eta_i = L_i / H_{in} \cdot G_T. \quad (16)$$

В системе единиц СИ из (15) и (16) получаем

$$\eta_i = 3600 \cdot 10^3 / q_i \cdot H_{in}, \quad (17)$$

где q_i выражено в г/(кВт·ч); H_{in} - в МДж/кг; $q_i \cdot H_{in}$ - теплота, затраченная на получение 1 кВт·ч индикаторной работы.

Следовательно, с помощью η_i оценивают степень использования теплоты в цилиндрах двигателя с учетом всех тепловых потерь, включая и отвод теплоты в холодный источник.

Необходимо отметить, что оценивать теплоиспользование в двигателях по удельному расходу топлива можно только в случае сопоставления параметров двигателя при работе на одном и том же топливе. При анализе двигателей, работающих на топливе с различной низшей теплотой сгорания $H_{и}$, теплоиспользование следует оценивать по индикаторному КПД η_i или, что все равно, по произведению теплоты сгорания и удельного расхода топлива.

2. СВЯЗЬ МЕЖДУ ОСНОВНЫМИ ПАРАМЕТРАМИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА

Анализ факторов, влияющих на показатели цикла, и определение предпосылок предполагаемой экономичности проектируемого двигателя можно производить по формулам, отражающим функциональную зависимость N_i , q_i , η_i от параметров P_i , η_v , α , $H_{и}$, l_0 , V_h , γ_v и др.

Физический смысл и значения указанных символов рассмотрены ранее во второй и четвертой частях данного пособия.

Для установления связи между основными параметрами рабочего цикла вначале определим значение коэффициента наполнения η_v .

Как известно, $\eta_v = G_1/G_h$, где G_1 - количество свежего заряда, действительно поступившего в цилиндр (кг); G_h - количество свежего заряда (кг), которым можно заполнить рабочий объем цилиндра при давлении и температуре перед впускными органами P_0 и T_0 или P_k и T_k , что соответствует работе двигателя без наддува или с наддувом. При этом удельный вес воздуха во впускном трубопроводе γ_v может иметь значение γ_0 или γ_k .

$$G_1 = \alpha \cdot l_0 \cdot G_T \cdot \tau / (2 \cdot l \cdot n); \quad (18)$$

$$G_h = V_h \cdot \gamma_v. \quad (19)$$

В соотношениях (18) и (19) G_T выражено в кг/с, n - в об/с, V_h - в м³, γ_b - в кг/м³, l_o - в м³.

Расход топлива G_T (кг/с) из уравнений (11) и (15) будет

$$G_T = q_i \cdot N_i = P_i \cdot q_i \cdot (2 \cdot i \cdot V_h \cdot n / \tau), \quad (20)$$

где q_i выражено в кг/Дж, N_i - в Вт, V_h - в м³ и P_i - в Па.

При подстановке соотношений (18), (19) и (20) в формулу η_V получим

$$\eta_V = P_i \cdot q_i \cdot (\alpha \cdot l_o / \gamma_b). \quad (21)$$

Из выражения (21) находим удельный индикаторный расход топлива q_i в кг/Дж:

$$q_i = (\gamma_b / l_o) \cdot (\eta_V / \alpha \cdot P_i). \quad (22)$$

Удельный индикаторный расход топлива q_i в г/(кВт·ч) определится выражением

$$q_i = 3600 \cdot (\gamma_b / l_o) \cdot (\eta_V / \alpha \cdot P_i), \quad (23)$$

где P_i выражено в МПа.

Если известна теплота сгорания топлива, то

$$\eta_i = 1 / (H_{и} \cdot q_i), \quad (24)$$

где $H_{и}$ выражено в Дж/кг, а q_i - в кг/Дж.

Подставляя значение q_i (22) в уравнение (24), получим следующее выражение индикаторного КПД:

$$\eta_i = (l_o / H_{и}) \cdot (\alpha \cdot P_i / \eta_V \cdot \gamma_b). \quad (25)$$

При подстановке в уравнение (25) $H_{и}$ - в МДж/кг, P_i - в МПа, l_o - в м³, γ_b - в кг/м³ оно будет иметь тот же вид.

Из уравнения (25) среднее индикаторное давление цикла в Па будет

$$P_i = (H_{и} / l_o) \cdot (\eta_i / \alpha) \cdot \eta_V \cdot \gamma_b. \quad (26)$$

При подстановке в уравнение (26) $H_{и}$ в МДж/кг P_i будет выражено в МПа.

Подставляя в уравнение (11) значение среднего индикаторного давления (26), получим выражение для индикаторной мощности двигателя в Вт:

$$N_i = (H_{и}/l_o) \cdot (\eta_i/\alpha) \cdot (2 \cdot n/\tau) \cdot i \cdot V_h \cdot \eta_v \cdot \gamma_v. \quad (27)$$

При подстановке в это уравнение V_h - в л, n - в об/мин, $H_{и}$ - в МДж/кг из уравнения (12) получим выражение для $N_{и}$ в кВт:

$$N_i = (H_{и} / l_o) \cdot (\eta_i/\alpha) \cdot (n/30 \cdot \tau) \cdot i \cdot V_h \cdot \eta_v \cdot \gamma_v. \quad (28)$$

Таким образом, выражения (22), (23), (25), (26), (27) и (28) отражают функциональную зависимость q_{ii} , η_i , P_i и N_i от основных параметров действительного цикла и от конструктивных особенностей двигателя.

3. ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Эффективные показатели определяют полезно использованную мощность и экономичность при работе ДВС на внешний потребитель.

К эффективным показателям относятся:

среднее эффективное давление P_e (МПа);

эффективная мощность N_e (кВт);

удельный эффективный расход топлива q_e (г/кВт);

эффективный коэффициент полезного действия η_e ;

крутящий момент M_k (Н·м).

3.1. Механические потери и эффективная мощность

Индикаторная мощность, развиваемая в цилиндре двигателя, не может быть полностью использована. Часть этой мощности расходуется на преодоление трения между трущимися деталями КШМ, между движущимися деталями (маховиком, шатунами, кривошипами вала и др.), на насосные потери, определяемые сопротивлениями впускных и выпускных трубопроводов, на приведение в действие вспомогательных

механизмов (насосов, вентилятора, генератора, компрессора и др.) и на гидравлические потери, определяемые преодолением деталями КШМ сопротивления масла в картерном пространстве, т.е.

$$N_M = N_{тр} + N_{нас} + N_{пр} + N_r. \quad (29)$$

Мощность N_M определяется экспериментально, причем примерно 70% ее расходуется на преодоление трения и на другие виды потерь - до 30%.

Таким образом, эффективная мощность двигателя (в кВт), снимаемая с маховика, меньше индикаторной на величину мощности механических потерь N_M :

$$N_e = N_i - N_M. \quad (30)$$

Мощность, затрачиваемую на механические потери, а также эффективную мощность, аналогично индикаторной принято относить к единице рабочего объема цилиндра и выражать в условных единицах давления P_e и P_M , т.е. в соответствии с выражениями (29) и (30) и рис. 1:

$$P_M = P_{тр} + P_{нас} + P_{пр} + P_r \text{ и } P_e = P_i - P_M. \quad (31)$$

Выражая P_M в МПа, V_H - в л, n - в об/мин, по аналогии с выражением (12), получим формулу мощности, затрачиваемой на механические потери N_M (в кВт).

$$N_M = P_M \cdot i \cdot V_H \cdot n / 30 \cdot \tau \quad (32)$$

Из выражения (32) среднее давление механических потерь (в МПа) будет

$$P_M = 30 \cdot N_M \cdot \tau / i \cdot V_H \cdot n. \quad (33)$$

Опытным путем установлено, что давление P_M зависит от типа двигателя, скорости поршня и диаметра цилиндров, отношения хода поршня к диаметру цилиндра S/D и нагрузки

на двигатель. Эта зависимость выражается эмпирической формулой

$$P_m = a + v \cdot c_n, \quad (34)$$

где $c_n = n \cdot S / 30$ - средняя скорость поршня в м/с; S - ход поршня в м; a и v - коэффициенты, зависящие от указанных выше факторов ($a = 0,035 - 0,113$, $v = 0,012 - 0,010$).

По аналогии с индикаторной мощностью (12) эффективная мощность N_e (в кВт) определяется по формуле

$$N_e = P_e \cdot i \cdot V_h \cdot n / 30 \cdot \tau, \quad (35)$$

где P_e выражено в МПа, V_h - в литрах и n - в об/мин.

Из (35) среднее эффективное давление P_e (в МПа) будет

$$P_e = 30 \cdot N_e \cdot \tau / i \cdot V_h \cdot n. \quad (36)$$

Среднее эффективное давление P_e представляет собой условное постоянное давление на поршень, при котором создается работа, равная эффективной работе на валу двигателя за один цикл.

Механические потери оцениваются механическим КПД η_m .

$$\eta_m = (N_i - N_m) / N_i = 1 - N_m / N_i = N_e / N_i \quad (37)$$

или

$$\eta_m = (P_i - P_m) / P_i = 1 - P_m / P_i = P_e / P_i. \quad (38)$$

Из уравнений (37) и (38) следует, что

$$P_e = \eta_m \cdot P_i \text{ и } N_e = \eta_m \cdot N_i. \quad (39)$$

Учитывая выражения (35), (36), (37), (38) и (28), N_e и P_e можно представить в виде

$$N_e = \eta_m \cdot P_i \cdot V_h \cdot i \cdot n / 30 \cdot \tau; \quad (40)$$

$$P_e = 30 \cdot \eta_m \cdot N_i \cdot \tau / i \cdot V_h \cdot n \quad (41)$$

или

$$N_e = (H_m / l_o) \cdot (\eta_i / \alpha) \cdot (n / 30 \cdot \tau) \cdot i \cdot V_h \cdot \eta_m \cdot \eta_v \cdot \gamma_b; \quad (42)$$

$$P_e = (N_i/l_0) \cdot (\eta_i/\alpha) \cdot \eta_v \cdot \eta_m \cdot \gamma_v \quad (43)$$

где N_i выражено в МДж/кг, P_e - в МПа, N_e - в кВт, γ_v - в кг/м³, l_0 - в м³.

Из формул (34), (40), (37) и (38) следует, что с увеличением угловой скорости вращения коленчатого вала эффективная мощность и среднее давление механических потерь двигателя увеличиваются, а механический КПД η_m при постоянном среднем индикаторном давлении P_i уменьшается. Это происходит как вследствие возрастания сил инерции, так и в результате увеличения механических потерь.

При уменьшении нагрузки, а следовательно, и давления P_i значение η_m снижается, и на холостом ходу, когда давление $P_i = P_m$ коэффициент $\eta_m = 0$. В этом случае вся индикаторная мощность полностью расходуется на покрытие механических потерь, т.е. $N_i = N_m$, а поэтому эффективная мощность двигателя N_e также равна нулю.

Значения механического КПД η_m и среднего эффективного давления P_e при работе автотранспортных ДВС на номинальном режиме приведены в табл. 3.

Таблица 3

Механический КПД и среднее эффективное давление

№ пп	Двигатели	η_m	P_e , МПа
1	Четырехтактные карбюраторные	0,7 - 0,85	0,6 - 0,95
2	Четырехтактные дизели	0,7 - 0,82	0,55 - 0,85
3	Газовые	0,75 - 0,85	0,5 - 0,75
4	Четырехтактные дизели с наддувом	0,8 - 0,9	0,7 - 2,0
5	Двухтактные быстроходные дизели	0,7 - 0,85	0,4 - 0,75

3.2. Эффективный КПД и удельный эффективный расход топлива

Степень использования двигателем теплоты, введенной в него при сгорании топлива, оценивается эффективным КПД η_e и удельным расходом топлива q_e .

Эффективная работа, отнесенная к 1 кг топлива, $L_e = L_i - L_m$, т.е. КПД определится выражением $\eta_e = L_e / H_{и} \cdot G_T$. Так как $L_e / L_i = 1 - L_m / L_i = \eta_m$ и $L_e = \eta_m \cdot L_i$, то

$$\eta_e = \eta_m \cdot L_i / H_{и} \cdot G_T = \eta_m \cdot \eta_i, \quad (44)$$

где согласно выражению (16) отношение $L_i / H_{и} \cdot G_T$ для одного кг топлива равно η_i .

Из выражения (44) видно, что эффективный КПД η_e учитывает как тепловые, так и механические потери в двигателе и поэтому равен произведению $\eta_i \cdot \eta_m$.

При подстановке в выражение (25) $\eta_i = \eta_e / \eta_m$ получим уравнение эффективного коэффициента полезного действия:

$$\eta_e = (l_o / H_{и}) \cdot (\alpha \cdot P_i / \eta_v \cdot \gamma_b) \cdot \eta_m = (l_o / H_{и}) \cdot (\alpha \cdot P_e / \eta_v \cdot \gamma_b), \quad (45)$$

где $H_{и}$ выражено в МДж, P_e - в МПа.

Удельный эффективный расход топлива q_e по аналогии с выражением (15) будет

$$q_e = G_T \cdot 10^3 / N_e, \quad (46)$$

где G_T выражено в кг/ч, N_e - в кВт, q_e - в г/(кВт·ч).

Если известна теплота сгорания $H_{и}$ одного кг топлива, то q_e (46) примет вид

$$q_e = 1 / \eta_e \cdot H_{и}, \quad \text{кг/МДж}. \quad (47)$$

Подставив в выражение (47) значение η_e (45), где P_e выражено в МПа, q_e - в г/кВт·ч, получим значение q_e , отражающее его зависимость от параметров действительного цикла:

$$q_e = 3600 \cdot (\gamma_b \cdot \eta_v / \alpha \cdot l_o \cdot P_e). \quad (48)$$

На основании приведенных ранее формул можно записать, что $q_i/q_e = \eta_e/\eta_i = \eta_m$, откуда

$$q_e = q_i/\eta_m. \quad (49)$$

Пределы величин η_i , η_e , q_i и q_e для современных двигателей на номинальном режиме их работы приведены в табл. 4.

Таблица 4
Удельные расходы топлива и КПД двигателей

№ пп	Двигатели	η_i	η_e	q_i , г/(кВт·ч)	q_e , г/(кВт·ч)
1	Карбюраторные автомобильные	0,28 - 0,39	0,25 - 0,33	245...300	300...325
2	Быстроходные дизели	0,42 - 0,48	0,35 - 0,40	175...205	217...238
3	Газовые	0,28 - 0,33	0,23 - 0,28	12,8...10,8 МДж/кВт·ч	17...14,4 МДж/кВт·ч

Удельный эффективный расход топлива q_e является величиной обратно пропорциональной эффективному КПД η_e (47) и зависит от скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя. На установившемся режиме ($n = \text{const}$) минимальному значению расхода q_e соответствует максимальная величина коэффициента η_e . Такой режим работы двигателя называется экономичным.

При уменьшении нагрузки удельный расход топлива q_e у карбюраторных двигателей резко возрастает, так как значения коэффициентов η_i и η_m , а следовательно, и P_e уменьшаются. Если двигатель работает на холостом ходу, то коэффициент η_m равен нулю, а эффективный расход топлива q_e - бесконечности.

В случае увеличения нагрузки до 80...85% полной нагрузки топливная экономичность карбюраторных двигателей также ухудшается, что вызвано уменьшением коэффициента η_m , включением экономайзера и соответственно неполным сгоранием топлива.

У дизелей при уменьшении нагрузки коэффициент α вследствие уменьшения количества впрыскиваемого топлива увеличивается, что приводит к увеличению коэффициента η_i и уменьшению удельного расхода топлива q_i .

Удельный эффективный расход топлива q_e у дизелей при уменьшении нагрузки несколько увеличивается из-за уменьшения коэффициента η_m . При увеличении же нагрузки дизеля этот расход увеличивается в результате ухудшения протекания процесса сгорания топлива. Нагрузку можно увеличивать только до появления в отработавших газах сажистых отложений (предел дымления).

3.3. Основные параметры сравнительной оценки поршневых ДВС

Оценку работы двигателя с точки зрения эффективного использования рабочего объема ($V_h \cdot i$), а также его тепловой и динамической напряженности производят по следующим показателям:

удельная литровая мощность $N_l = N_{e \max} / i \cdot V_h$ в кВт/л;
 удельная поршневая мощность $N_p = N_{e \max} / i \cdot F_p$ в кВт/дм²;
 средняя скорость поршня $C_p = n \cdot S / 30$ в м/с.

Литровая мощность позволяет сравнивать и оценивать совершенство рабочих процессов и конструкций двигателей различных типов и моделей. Чем больше литровая мощность, тем меньше при прочих равных условиях габаритные размеры и масса двигателя.

Тепловую и динамическую напряженность двигателей удобно сравнивать по значениям текущей и средней скоростей поршня (V_p и C_p).

На габариты двигателя и на скорость C_p , а значит, и на величину механических потерь, оказывает большое значение отношение S/D , что подробно рассмотрено в п.1.2 первой части данного учебного пособия.

Эффективная литровая мощность в кВт/л с учетом формул (35) и (42) будет

$$N_l = \eta_m \cdot P_i \cdot n / 30 \cdot \tau = P_e \cdot n / 30 \cdot \tau \quad (50)$$

или

$$N_d = (H_{и} / l_0) \cdot (\eta_i / \alpha) \cdot (n / 30 \cdot \tau) \cdot \eta_v \cdot \gamma_e \cdot \eta_m, \quad (51)$$

где P_i и P_e выражено в МПа, n - в об/мин, $H_{и}$ - в МДж/кг, γ_e - в кг/м³, l_0 - в м³.

Параметры отечественных карбюраторных и дизельных двигателей МеМЗ-968, ВАЗ-2105, ГАЗ-52-04, ЗМЗ-66, ГАЗ-14, ЗИЛ-130, ЗИЛ-375, ЯМЗ-236, -238, -240 даны в табл. 2.1 (с. 32) учебника А.И.Гришкевича "Автомобили. Теория." (Минск, 1986, Высшейшая школа).

3.4. Крутящий момент двигателя

Результирующий момент касательных сил T (третья часть данного учебного пособия), действующих на каждую шатунную шейку коленчатого вала, называют эффективным крутящим моментом M_e многоцилиндрового двигателя:

$$M_e = \kappa \cdot N_e / n_e,$$

где κ - коэффициент, учитывающий размерность единиц M_e , N_e и n_e .

Если N_e выражено в кВт, а n_e - в об/мин, то $M_e = [(3 \cdot 10^4) / \pi] \cdot N_e / n_e$, Н·м.

Учитывая приведенное выше определение крутящего момента, его общую формулу и выражения (35) и (40), можно значение M_e выразить через параметры действительного цикла (в Н·м):

$$M_e = P_e / V_h / 30 \tau \quad (52)$$

или

$$M_e = (H_{и} / l_0) \cdot (\eta_i / \alpha) \cdot (1 / 30 \cdot \tau) \cdot i \cdot V_h \cdot \eta_m \cdot \eta_v \cdot \gamma_e, \quad (53)$$

где $H_{и}$ выражено в МДж/кг, l_0 - м³, V_h - в м³, γ_e - в кг/м³.

Момент M_e зависит от рабочего объема двигателя и давления газов в цилиндрах, зависящего от параметров рабочего цикла, указанных в формуле (53).

Для карбюраторных малолитражных двигателей M_e колеблется в пределах 70-120 Н·м, для карбюраторных двигателей грузовых автомобилей - в пределах 200-450 Н·м и для

дизелей грузовых автомобилей большой грузоподъемности - в пределах 500-2500 Н·м.

4. МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ МОЩНОСТИ И ЭКОНОМИЧНОСТИ ПОРШНЕВЫХ ДВС

Ранее в разделах 3.1 и 3.2 было показано, что эффективная мощность и эффективный удельный расход топлива являются функцией ряда параметров действительного рабочего цикла поршневых ДВС:

$$N_e = (N_i / l_0) \cdot (\eta_i / \alpha) \cdot (n / 30 \cdot \tau) \cdot i \cdot V_h \cdot \eta_m \cdot \eta_v \cdot \gamma_v, \text{ кВт}; \quad (54)$$

$$q_e = 3600 \cdot \gamma_v \cdot \eta_v / \alpha \cdot l_0 \cdot P_e, \text{ г/(кВт·ч)}, \quad (55)$$

где $P_e = (N_i / l_0) \cdot (\eta_i / \alpha) \cdot \eta_v \cdot \eta_m \cdot \gamma_v$, МПа, т.е.

$$q_e = 3600 / N_i \cdot \eta_i \cdot \eta_m, \text{ г/(кВт·ч)}. \quad (56)$$

Анализируя эти уравнения и принимая во внимание механизм влияния различных факторов на мощность и экономичность двигателя, их можно разделить на две группы.

Одна группа факторов определяет количество топлива, вводимого в рабочую полость двигателя за единицу времени. К ним относятся рабочий объем цилиндров $i \cdot V_h$, удельный вес воздуха на впуске в двигатель γ_v , коэффициент наполнения η_v , коэффициент избытка воздуха α , число оборотов коленчатого вала n и коэффициент тактности τ .

Другая группа обуславливает эффективность преобразования теплоты, выделяющейся при сгорании топлива, в механическую работу и включает индикаторный η_i и механический η_m коэффициенты полезного действия.

Таким образом, мощность двигателя можно повысить как за счет увеличения количества топлива, вводимого в цилиндр за единицу времени, так и путем улучшения эффективности теплоиспользования.

Наиболее выгодным является последнее направление, так как увеличение индикаторного и механического КПД (η_i и

η_m) в отличие от других методов приводит к снижению удельного эффективного расхода топлива q_e .

Повышать мощность двигателя увеличением рабочего объема V_h и числа цилиндров i нецелесообразно, так как это увеличивает габаритные размеры и массу двигателя. Такой способ можно применить только в том случае, если использованы все остальные способы повышения N_e двигателя. Более подробно этот вопрос рассмотрен в п.4.3.

Степень совершенства конструкции двигателя, как было указано ранее, при условии хорошей топливной экономичности и повышенной износостойкости оценивают по его литровой эффективной мощности:

$$N_L = N_e / V_h \cdot i,$$

$$\text{т.е. } N_L = (N_{и} / I_o) \cdot (\eta_{и} / \alpha) \cdot (n / 30 \cdot \tau) \cdot \eta_m \cdot \eta_v \cdot \gamma_b, \text{ кВт.} \quad (57)$$

При выборе способа повышения литровой мощности N_L необходимо учитывать суммарное влияние всех факторов, входящих в правую часть уравнения (57).

Отношение $N_{и} / I_o$ для жидких топлив, используемых для современных двигателей, находится в сравнительно узких пределах, вследствие чего и мощность N_L при изменении отношения $N_{и} / I_o$ практически остается постоянной.

Оценка различных путей реализации рассмотренных направлений приводит к выводу о том, что наиболее эффективными методами повышения экономических показателей являются:

повышение степени сжатия и использование бедных горючих смесей;

совершенствование качества смесеобразования и повышение механического КПД.

Повышение мощности кроме того может быть достигнуто:

увеличением рабочего объема двигателя;

повышением числа оборотов коленчатого вала;

переходом с четырехтактного цикла на двухтактный;

увеличением массы циклового заряда за счет совершенствования процесса газообмена и за счет наддува заряда в цилиндры двигателя.

Остановимся на рассмотрении основных путей улучшения экономичности и повышения мощности поршневых ДВС.

4.1. Характеристика отношения η_i/α , повышение степени сжатия и обеднение горючей смеси

Отношение η_i/α характеризует качество протекания действительного цикла двигателя. Индикаторный КПД η_i в основном зависит от степени сжатия и состава горючей смеси. Степень сжатия определяет величину термодинамических потерь η_t и является основным средством их снижения. Повышение степени сжатия существенно увеличивает работу расширения и термодинамического КПД цикла. Однако, как было показано ранее, увеличение степени сжатия приводит к росту теплоотдачи в стенки камеры сгорания, что затягивает догорание заряда, повышает технические потери тепла и ухудшает динамику сгорания. Поэтому рост индикаторного КПД с увеличением степени сжатия происходит медленнее, чем повышается термодинамический КПД η_t , и при $\epsilon=14...16$ η_i практически достигает максимума (рис.2). Максимальному значению коэффициента η_i соответствует коэффициент $\alpha=1,05-1,08$ для карбюраторных ДВС.

Таким образом, с увеличением ϵ и α до определенных пределов η_i увеличивается (рис. 3). Наибольшего значения отношение η_i/α у карбюраторных двигателей достигает при $\alpha=0,85-0,9$. У дизелей же наибольшее значение отношение η_i/α имеет при $\alpha>1$, так как у них процесс смесеобразования является менее совершенным, чем у карбюраторных двигателей. При $\alpha \leq 1,25$ цикл дизеля протскает при неполном сгорании топлива и сопровождается выделением сажистых отложений в отработавших газах, а сама работа дизеля запрещена.

Помимо указанного, значительное повышение степени сжатия существенно увеличивает давление газа в цилиндре двигателя, что приводит к возрастанию нагрузки на детали КШМ, к возрастанию потерь на трение и к возникновению де-

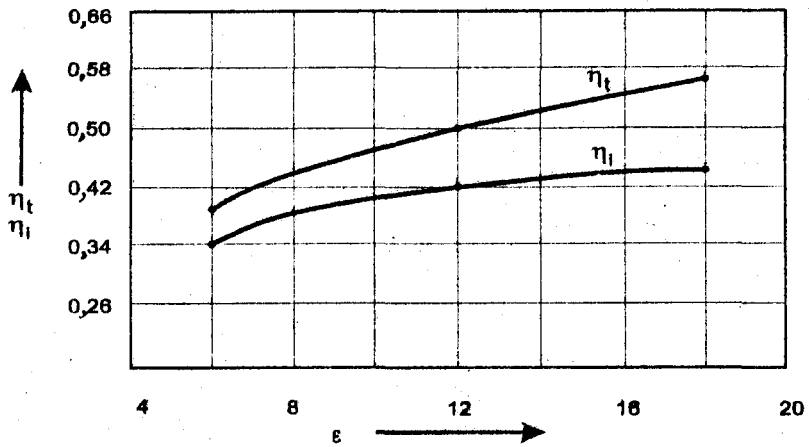


Рис.2. Зависимость термодинамического и индикаторного КПД от степени сжатия

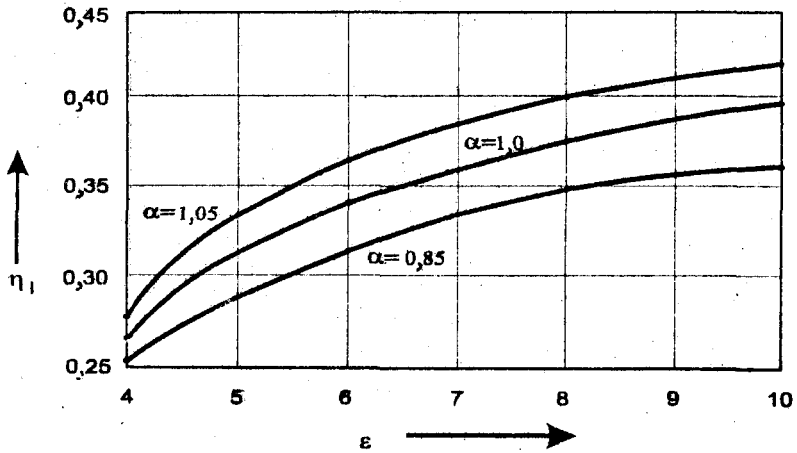


Рис.3. Влияние степени сжатия и коэффициента избытка воздуха на индикаторный КПД

тонационных процессов при сгорании рабочей смеси. Вследствие этого у современных двигателей эффективный КПД η_e повышается при повышении степени сжатия ϵ только до 11-13 единиц. Дальнейшее повышение ϵ с точки зрения экономичности нецелесообразно.

Выбор степени сжатия определяется прежде всего типом ДВС.

Повышению литровой мощности карбюраторных двигателей способствует увеличение степени сжатия ϵ и уменьшение коэффициента α . Улучшения же топливной экономичности можно достигнуть, повышая степень сжатия ϵ и, наоборот, увеличивая коэффициент α . Следовательно, для улучшения топливной экономичности и повышения мощности карбюраторных двигателей необходимо увеличивать степень сжатия и обеднять горючую смесь.

При обеднении горючей смеси достигается уменьшение технических потерь, связанных с ростом теплоемкости рабочего тела и неполнотой сгорания. Необходимо только в этом случае интенсифицировать зажигание и сгорание горючей смеси применением мощного источника ее воспламенения, чем удастся исключить основной недостаток бедной смеси - значительный рост потерь, обусловленных несовершенством динамики сгорания, и получить общий положительный эффект.

Рациональным методом решения указанной задачи является применение для карбюраторных ДВС факельного зажигания, а также применение воспламенения бедного заряда при расслоенном распределении смеси.

Работу карбюраторного двигателя на обедненных смесях можно обеспечить установкой двух последовательно работающих карбюраторов. При работе на малых и средних оборотах смесь поступает из карбюратора, отрегулированного на обедненную смесь. В случае же работы на больших нагрузках вступает в работу второй карбюратор, отрегулированный на обогащенную смесь. Однако в этом случае необходимо иметь электронную систему зажигания, так как бесперебойное зажигание сильно обедненной смеси обычной искровой свечой невозможно.

В двигателях с принудительным воспламенением повышение степени сжатия приводит к нарушению нормального процесса сгорания, вызывая детонацию. Поэтому верхний предел степени сжатия для карбюраторных двигателей ограничивается антидетонационными свойствами топлива.

При данном сорте топлива максимально допустимая степень сжатия в свою очередь определяется рядом конструктивных и эксплуатационных факторов: формой и размером камеры сгорания, материалом деталей, образующих камеру сгорания, и их температурой, числом оборотов, нагрузочными режимами и способом смесеобразования (рис. 5).

Чем выше турбулизация заряда, чем лучше охлаждение смеси и чем короче путь пламени, тем меньше склонность двигателя к возникновению детонации. Наилучшими антидетонационными свойствами обладают компактные камеры сгорания в поршне. Такие камеры допускают повышение степени сжатия до 10...11 единиц. Хорошие антидетонационные качества имеют камеры сгорания с вытеснителями: плоскоовальные и полуклиновые, а также полусферические камеры.

С увеличением размеров камеры сгорания уменьшается относительная поверхность охлаждения, повышается температура газов в цилиндре, а также возрастает путь пламени от свечи до наиболее удаленных объемов рабочей смеси. Все это приводит к увеличению склонности двигателя большей размерности к детонации. Поэтому выбранную для данного сорта топлива и формы камеры сгорания степень сжатия следует скорректировать с увеличением величины диаметра цилиндра (рис. 5).

Повышение температуры деталей, образующих камеру сгорания (стенки головок цилиндра и поршня, клапаны), также увеличивает склонность двигателя к детонации. Применение жидкостных систем с отдельным охлаждением головки и цилиндра, позволяющим снизить температуру деталей камеры сгорания, дает возможность повысить степень сжатия. Этому способствует и охлаждение выпускного клапана применением натриевого или даже воздушного его охлаждения.

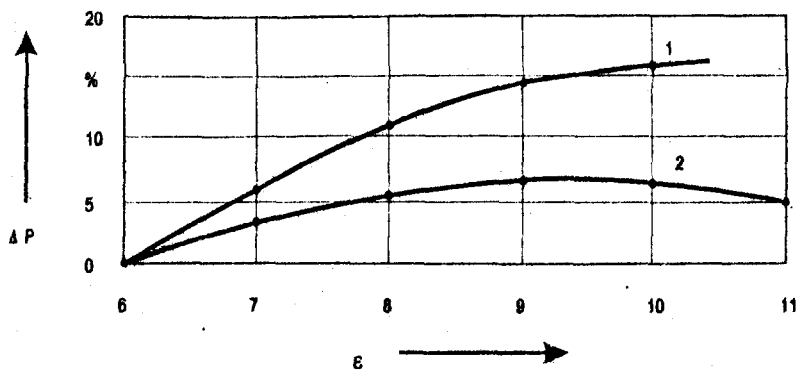


Рис.4. Зависимость прироста давления ΔP_e от степени сжатия у двигателей с нижним (1) и верхним (2) расположением клапанов

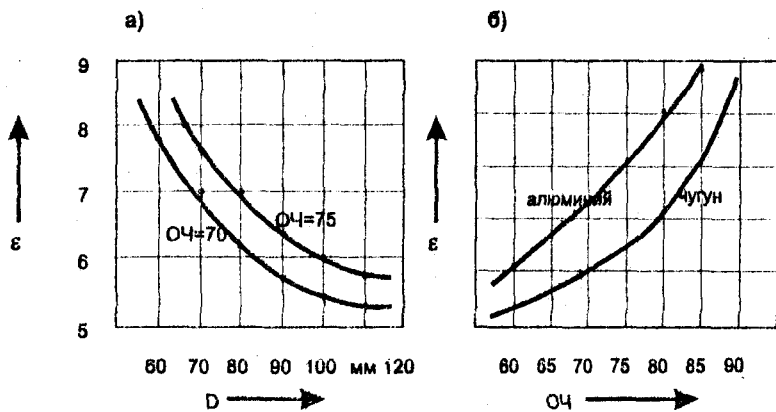


Рис. 5. Влияние на допустимую степень сжатия диаметра цилиндра (а) и материала деталей (б)

Применение теплопроводных алюминиевых сплавов для изготовления головки цилиндров и поршней также дает возможность выбора для двигателей более высоких степеней сжатия (рис. 5).

Повышение числа оборотов двигателя, обуславливая рост турбулентности заряда, ускоряет процесс распространения основного пламени, уменьшает длительность воздействия температур на рабочую смесь и одновременно интенсифицирует теплоотдачу от несгоревшей части заряда в стенки цилиндра. По этим причинам склонность быстроходных двигателей к детонации уменьшается и для них возможно некоторое увеличение степени сжатия по сравнению с тихоходными.

При уменьшении нагрузки резко снижаются температура и давление рабочего тела в процессе сгорания, в связи с чем образование очагов самовоспламенения впереди основного фронта пламени практически исключается. Поэтому для двигателей, рассчитанных на работу при небольших нагрузках (двигатели легковых автомобилей и др.), степень сжатия выбирают более высокой, чем для двигателей, большую часть времени работающих на полных или близких к ним нагрузках (двигатели грузовых автомобилей).

Некоторое повышение степени сжатия можно осуществить, используя впрыск топлива вместо карбюрации. В этом случае сокращается продолжительность воздействия высоких температур и давлений на топливо и на его предпламенную подготовку, а также усиливается охлаждение заряда за счет испарения жидкого топлива.

В дизелях величина степени сжатия определяется в основном способом смесеобразования и выбирается с таким расчетом, чтобы обеспечить надежное самовоспламенение топлива при запуске холодного двигателя. Поэтому величина степени сжатия дизелей обычно превышает оптимальное значение, обеспечивающее максимум теплоиспользования.

Наиболее низкие степени сжатия ($\epsilon=15-17$) выбирают для дизелей с неразделенными камерами сгорания, имеющими наименьшую охлаждающую поверхность.

В дизелях с разделенными камерами сгорания (предкамерных, вихрекамерных, воздушно-камерных) значения сте-

пени сжатия более высокие ($\varepsilon=17..21$). В некоторых моделях, предназначенных для работы на низкоцетановых сортах топлива, степень сжатия может достигать 27-29 единиц. Здесь ограничение на величину степени сжатия накладывается нагруженностью деталей КШМ газовыми и инерционными силами.

Наиболее рациональным следует считать применение автоматически регулируемой степени сжатия. В этом случае на каждом режиме работы устанавливается наиболее подходящая величина ε : при запуске и на малых оборотах - высокая, а при больших нагрузках - пониженная.

4.2. Совершенствование качества смесеобразования и повышение механического КПД

Рабочий процесс ДВС достиг довольно высокой степени совершенства. Современные двигатели имеют относительно малые термодинамические потери и дальнейшее их снижение практически затруднительно.

В то же время технические потери у двигателей с воспламенением от сжатия составляют 18-22% теплоты сгорания топлива.

Эти потери можно значительно снизить, приняв меры к улучшению динамики и полноты сгорания введенного в цилиндры топлива за счет повышения качества смесеобразования. Перспективным путем в решении указанной задачи является создание топливной аппаратуры и камер сгорания, обеспечивающих высокое качество распыления топлива и интенсификацию турбулизации заряда в цилиндрах двигателя.

Повышение экономичности и мощности двигателей всех типов может быть выполнено за счет снижения механических потерь, на преодоление которых затрачивается 8-12% теплоты сгорания введенного в двигатель топлива. Значение механического КПД η_m можно увеличить, уменьшая потери на трение деталей КШМ и на приведение в действие вспомогательных механизмов двигателя. На величину механических потерь оказывает значительное влияние и материал поршня,

а также качество обработки и сборки сопряженных деталей двигателя.

Однако реальные резервы повышения механического КПД довольно ограничены и в основном состоят не столько в снижении абсолютной величины механических потерь, сколько в повышении индикаторной мощности N_i . В этом случае снижается относительная величина потерь на трение и механический КПД η_m возрастает. Поэтому увеличение индикаторной мощности при газотурбинном наддуве приводит к некоторому росту η_m и снижает удельный расход топлива.

4.3. Увеличение рабочего объема двигателя

Рабочий объем обуславливает практически пропорциональное изменение веса заряда, поступающего в цилиндры, что соответственно сказывается на мощности двигателя.

Рабочий объем двигателя может быть изменен как за счет размерности цилиндров, так и путем изменения их числа.

Увеличение размерности цилиндра, кроме непосредственного роста при этом веса циклового заряда, сопровождается уменьшением его относительной поверхности ($S_{отн} = S/V_H$), что приводит к сокращению тепловых потерь в стенке рабочей полости, к улучшению теплоиспользования и рабочего процесса двигателя. Кроме этого, в цилиндре большой размерности уменьшается относительная утечка рабочего тела через зазор между зеркалом цилиндра и поршневыми кольцами. Этот факт также сказывается на увеличении мощностных и экономических показателей двигателя.

Следует дополнительно отметить, что в цилиндре большой размерности легче организовать направленное движение воздушного заряда, а при впрыске топлива не возникает затруднений в согласовании дальнобойности факела с размерами камеры сгорания.

Однако с увеличением размерности цилиндров двигателя, как было указано выше, возрастают масса деталей КШМ, вес и габариты двигателя, а также удлиняется путь поршня за каждый цикл, что вызывает значительный рост сил инерции.

средней скорости поршня и вынуждает снижать число оборотов коленчатого вала. Поэтому обеспечить повышение мощности двигателя пропорционально росту его рабочего объема при конструировании не удается. Следствием этого факта является то, что литровая мощность двигателей с большим рабочим объемом, как правило, ниже, чем малолитражных.

Снижение теплоотдачи в стенки рабочей полости и увеличение пути пламени при росте размерности цилиндров двигателей с принудительным воспламенением приводят к возникновению очагов самовоспламенения и к появлению детонации. Поэтому эти двигатели большей размерности имеют степень сжатия, несколько меньшую, чем малой. Отрицательными качествами роста размерности цилиндров ограничивается диаметр карбюраторных двигателей до величины 100-110 мм.

Положительные особенности увеличения размерности - возможность лучшего смесеобразования при впрыске топлива, малые тепловые потери и уменьшение относительной утечки рабочего тела - оказывают благоприятное воздействие на рабочий процесс двигателей с воспламенением от сжатия. По этой причине наиболее распространенным диаметром цилиндров дизелей является размерность 100-150 мм.

При этом трудности повышения быстроходности не являются лимитирующими.

Таким образом, возможность увеличения мощности двигателя за счет роста размерности цилиндров наиболее пригодна для дизелей, а для карбюраторных двигателей мощность при достижении оптимального диаметра цилиндра повышается в основном увеличением их числа.

4.4. Повышение числа оборотов коленчатого вала

Из формулы (57) следует, что развиваемая двигателем литровая мощность прямо пропорциональна числу оборотов коленчатого вала двигателя. Однако эта зависимость справедлива лишь в узком диапазоне угловых скоростей при незначительном изменении давления P_e или момента M_e , т.е. около максимальных значений $P_{e\max}$ или $M_{e\max}$.

Так как величина отношения η_i/α с увеличением числа оборотов коленчатого вала изменяется незначительно, то изменение литровой мощности N_L по угловой скорости в основном зависит от произведения $\eta_v \eta_m \eta_i$.

Практически увеличение быстроходности двигателя вызывает рост газодинамических потерь на впуске свежего заряда, что является причиной понижения коэффициента наполнения η_v (п.5.5 второй части учебного пособия). Повышение скорости взаимного перемещения деталей КШМ обуславливает также рост механических потерь η_m . Индикаторный КПД η_i при высоком скоростном режиме может уменьшаться вследствие переноса части сгорания топлива на линию расширения. Кроме того, увеличение числа оборотов коленчатого вала ограничивается ростом инерционных нагрузок на детали КШМ, тепловой и механической напряженностью двигателя.

По этим причинам повышение быстроходности двигателей обязательно должно сопровождаться конструктивными мероприятиями, обеспечивающими увеличение коэффициентов η_v , η_m и η_i , и долговечности двигателя.

Наиболее эффективными из этих мероприятий являются: увеличение размеров клапанов ГРМ и установка их в верхнее положение; уменьшение отношения S/D (при этом увеличиваются площади проходных сечений впускных клапанов, уменьшается путь, проходимый поступающей в цилиндр горючей смесью, и снижается средняя скорость поршня), специальная настройка впускной и выпускной систем, расширение фаз газораспределения, улучшение формы впускного тракта, применение многокамерных карбюраторов или переход к впрыску топлива.

Увеличение индикаторного КПД при высоких числах оборотов достигается применением камер сгорания специальной формы, способствующих вихреобразованию заряда.

У современных быстроходных короткоходовых двигателей отношение S/D находится в пределах 0,8-1,0.

Короткоходовые конструкции двигателей совместно с увеличением литровой мощности позволяют уменьшить их удельную массу, т.е. массу, приходящуюся на 1 кВт или на единицу рабочего объема, снизить тепловые потери, увели-

чить жесткость коленчатого вала и сделать двигатель более компактным. Применение короткоходовой конструкции при V-образном расположении цилиндров обуславливает значительное сокращение длины и массы двигателя.

4.5. Переход с четырехтактного на двухтактный цикл

При организации двухтактного цикла коэффициент тактности в уравнении мощности уменьшают с $\tau=4$ до $\tau=2$. Это означает, что за одно и то же время совершается двойное количество рабочих циклов. Поэтому литровая мощность двухтактных двигателей теоретически должна увеличиться в два раза.

Однако очистка цилиндров от отработавших газов и наполнение их свежим зарядом не могут быть при этом достаточно качественными. Обычно в большинстве конструкций двухтактных двигателей коэффициент остаточных газов γ_r значительно выше, а коэффициент наполнения η_v ниже, чем у четырехтактных. Кроме того, часть рабочего объема двухтактных двигателей, занятая окнами, является потерянной при сжатии и расширении. Для организации продувки требуется и значительная затрата мощности на привод продувочного насоса. В связи с указанными недостатками переход на двухтактный цикл позволяет повысить литровую мощность не в два, а только в 1,5-1,6 раза.

Следует также отметить, что двухтактные двигатели имеют недостаточную экономичность (потеря части рабочей смеси при очистке цилиндров от продуктов сгорания) и повышенную теплонапряженность. По этим причинам двухтактный цикл применяется, главным образом, в силовых установках малой мощности, где используется их исключительная простота, или в крупных тихоходных судовых и тепловозных установках, которые трудно форсировать путем увеличения числа оборотов.

4.6. Увеличение массы циклового заряда

При увеличении в выражении (57) произведения $\eta_v \gamma_b$ увеличивается масса заряда и литровая мощность двигателя,

так как в этом случае больше сгорает топлива в единице рабочего объема цилиндра.

Коэффициент наполнения η_v и удельный вес воздуха γ_b можно увеличить, снижая газодинамические сопротивления и уменьшая подогрев заряда на впуске, а также применяя наддув.

Наддув двигателя является одним из наиболее эффективных методов улучшения удельных мощностных и весогабаритных показателей двигателя. Для двигателей с наддувом произведение $\eta_{vk} \gamma_k$ значительно больше, чем произведение $\eta_v \gamma_b$ для двигателей без наддува.

Кроме этого, применение наддува и повышение количества воздуха в цилиндрах позволяет одновременно увеличить подачу топлива для дизелей и количество поступающей смеси для карбюраторных двигателей. Сгорание большего количества топлива в цилиндрах двигателя влечет за собой повышение среднего эффективного давления и, следовательно, литровой мощности.

По способу привода нагнетателей различают механический, газотурбинный и комбинированный виды наддува (см. п. 1.5 первой части учебного пособия).

По величине давления поступающего в двигатель воздуха P_k и соответствующей ему степени повышения мощности наддув классифицируют на низкий, средний и высокий (табл. 5).

Таблица 5

Влияние величины давления наддува на степень повышения мощности

Наименование наддува	Тип двигателя	Величина давления наддува P_k , МПа	Степень повышения индикаторной мощности Φ_{ik}	Степень повышения эффективной мощности Φ_{ek}
низкий	карбюраторный дизель	до 0,15	1,4	1,35
		до 0,15	1,45	1,4
средний	дизель	0,15...0,2	1,45...1,8	1,4...1,7
высокий	дизель	более 0,2	более 2,0	более 2,0

Степень повышения мощности наддувом и его общее влияние на рабочий процесс оценивается отношением

$$\varphi_{ик} = P_{ик}/P_i = N_{ик}/N_i. \quad (58)$$

Оно отражает влияние P_k на N_i , исключая факторы, которые полностью от наддува не зависят: насосные и механические потери, тип и параметры нагнетателя, привод вспомогательных агрегатов при наддуве.

Суммарная оценка эффекта наддува дается по степени повышения эффективной мощности:

$$\varphi_{ек} = P_{ек}/P_e = N_{ек}/N_e. \quad (59)$$

В трубопроводах двигателей образуется колебательное движение газов, приводящее к возникновению волн давлений. Они могут быть использованы как для лучшей очистки цилиндров от отработавших газов, так и для увеличения поступившего в двигатель воздуха (смеси). Использование волн давления в целях улучшения эффективности газообмена ДВС равноценно инерционному наддуву, для осуществления которого необходима соответствующая конструкция (длина, сечение, конфигурация) впускных и выпускных трубопроводов. Для автомобильных двигателей инерционный наддув используется преимущественно на режиме максимального крутящего момента в целях улучшения проходимости и тяговых качеств транспортных машин.

На основании вышеизложенного можно сделать вывод, что основную роль в увеличении литровой мощности, в уменьшении расхода топлива и удельной массы двигателя играют повышение степени сжатия, установка верхних клапанов ГРМ, использование высокооборотных и короткоходовых конструкций ДВС, а также применение принудительного наддува воздуха (смеси) в камеры сгорания, совершенствование впускного тракта с целью уменьшения газодинамических сопротивлений и снижения подогрева заряда на впуске.

Литература

1. Ховах М.С. Автомобильные двигатели. - М.: Машиностроение, 1977.
2. Белов П.М., Буренков В.Р., Акатов Е.Н. Двигатели армейских машин: Теория. В 2 ч. - М.: Воениздат, 1971.- Ч.1.
3. Гаспарянц Г.А. Конструкция, основы теории и расчета автомобиля. - М.: Машиностроение, 1978.
4. Тур Е.Я., Серебряков К.Б., Жолобов П.А. Устройство автомобиля.- М.: Машиностроение, 1990.
5. Конструкция и расчет автотракторных двигателей /М.М.Вихерт, Р.П.Доброгаев, М.А.Ляхов и др. - М.: Машиностроение, 1964.
6. Мацкерле Ю. Современный экономичный автомобиль. - М.: Машиностроение, 1987.
7. Автомобили: Лабораторный практикум /Г.Е.Атлас, Д.М.Ломако, В.Г.Ревский, В.А.Сергеенко - Мн.: Выш. школа, 1992.
8. Методическое пособие: Лабораторные работы по курсу "Конструкция автомобилей и тракторов" для студентов специальности 05.13 - "Автомобили". В 3 ч./Б.Н.Хваль, Г.Е.Атлас, М.П.Дубровский, В.В.Палазова - Мн.: БПИ, 1985. - Ч.1: Двигатели внутреннего сгорания.
9. Разумовский М.А. Тепловой и динамический расчет двигателя. - Мн.: БГПА, 1994.

Содержание

Введение	3
ИНДИКАТОРНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ, РАБОТАЮЩИХ НА ЖИДКОМ ТОПЛИВЕ	4
1. Индикаторные показатели	4
2. Связь между основными параметрами рабочего цикла ..	11
3. Эффективные показатели	13
4. Методы повышения мощности и экономичности порш- невых ДВС	21
Литература	36