

УДК 621.43.013

Матюхин Леонид Михайлович, канд. техн. наук, проф.,
МАДИ, Россия, 125319, Москва, Ленинградский пр., 64, panam1@mail.ru

ПОНЯТИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ВЫТЕСНЕНИЯ И ОПТИМАЛЬНОЕ НАПОЛНЕНИЕ

Аннотация. Мощностные показатели поршневого двигателя внутреннего сгорания зависят от количества поступившего в цилиндры топлива, которое в свою очередь определяется количеством находящегося в цилиндрах воздуха, то есть *наполнением* цилиндров.

В статье излагаются термодинамические основы альтернативной оценки наполнения и расчета рабочего цикла поршневых ДВС на базе традиционно используемых во всех областях науки и техники долей компонентов рабочей смеси.

Целью предлагаемой статьи является нахождение зависимостей, учитывающих влияние на наполнение типа используемого топлива и коэффициента избытка воздуха (для чего вводится понятие коэффициента вытеснения), а также определение коэффициента наполнения, соответствующего максимальному наполнению при отсутствии потерь свежего заряда.

Ключевые слова: поршневые двигатели внутреннего сгорания, газообмен, тип топлива, объемные доли компонентов, коэффициенты наполнения и остаточных газов.

Matyukhin Leonid M., Ph. D., professor,
MADI, 64, Leningradsky Prosp., Moscow, 125319, Russia, panam1@mail.ru

THE CONCEPT OF DISPLACEMENT RATIO AND OPTIMAL FILLING

Abstract. Power properties of piston internal combustion engines are depending on the cylinder's loading with air. In general, at the conclusion of the process of gas exchange in the cylinders of the engine there are a mixture consisting from air, fuel, recycling gases and residual gases. All properties of the engine are a function of the composition of this mixture.

The proposed article presents the thermodynamic backgrounds of the alternative assessment and calculation of piston internal combustion engine's cycle, based on traditionally used in all fields of science and technology fractions of components in a mixture.

The object of the proposed article is the finding of expressions, which take into account the effect on the loading of fuel used and of excess air ratio, (to this end was

introduced the concept of a coefficient of displacement), as well as the determination of the coefficient of volumetric efficiency, comply with the maximum loading in the absence of the new change's losses.

Key words: piston internal combustion engine, interchange of gases, fuel mode, volumetric ratios of components in the air-fuel-residual gases-mixture, volumetric efficiency, coefficient of residual gases.

Введение

Мощностные показатели двигателя определяются наполнением его цилиндров. При этом, как известно из опыта, величина коэффициента наполнения зависит от конструктивных особенностей двигателя, режима его работы, а также от типа используемого топлива.

Существующие зависимости для определения величины коэффициента наполнения не учитывают тип топлива и не позволяют судить о значении коэффициента наполнения, соответствующем идеальной очистке цилиндров от остаточных газов при отсутствии потерь свежего заряда в период перекрытия клапанов. В связи с этим ставится задача найти зависимости, учитывающие влияние на наполнение типа используемого топлива, а также выражение для нахождения предельно допустимого значения коэффициента наполнения, при котором еще отсутствуют потери свежего заряда в результате продувки.

Основные положения

Наполнение осуществляется за счет заполнения свежим зарядом (СЗ) рабочего объема цилиндра V_h , освобождаемого при работе двигателя в результате перемещения поршня от верхней (ВМТ) до нижней мертвой точки (НМТ). Общим для всех определений коэффициента наполнения η_v (например, «по воздуху» или «по смеси») является то, что этот коэффициент соотносит количество воздуха или горючей смеси, действительно поступившей в цилиндры двигателя, с «теоретическим» количеством, которое *могло бы* разместиться в рабочем объеме цилиндра

V_h (рис. 1) при условиях на входе в двигатель. Следовательно, коэффициент наполнения сравнивает количество свежего заряда, оставшегося в цилиндре к моменту начала процесса сжатия, с некой виртуальной величиной – идеальным наполнением, которое имело бы место при отсутствии в цилиндре остаточных газов (ОГ), подогрева заряда при его перемещении по впускному тракту и при отсутствии каких-либо гидравлических сопротивлений:

$$\eta_v = \frac{G_{\text{ц}}}{G_{\text{ц}}^T} = \frac{G_{\text{ц}}}{V_h \rho_k}. \quad (1)$$

В этом выражении: $G_{\text{ц}}$ – масса циклового заряда воздуха, $G_{\text{ц}}^T$ – «теоретическое» значение количества воздуха, которое могло бы разместиться в рабочем объеме цилиндра V_h при плотности воздуха ρ_k на входе в цилиндры двигателя.

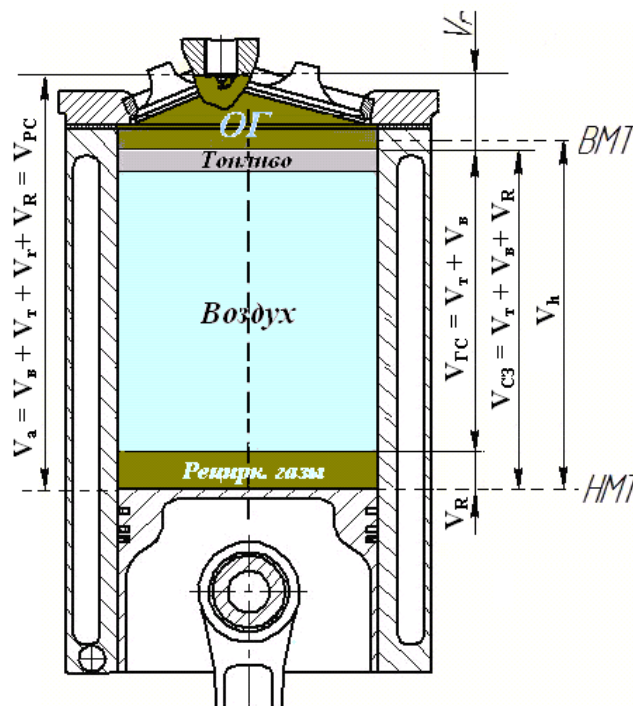


Рис. 1. Состав рабочей смеси как сумма парциальных объемов ее компонентов. Обозначения объемов: V_h – рабочий; $V_{\text{в}}$ – воздуха; V_m – топлива; V_r – остаточных газов; V_R – рециркуляционных газов; $V_{\text{ГС}} = V_{\text{в}} + V_m$ – горючей смеси; $V_{\text{СЗ}} = V_{\text{в}} + V_m + V_R$ – свежего заряда; $V_{\text{РС}} = V_{\text{в}} + V_m + V_r + V_R$ – рабочей смеси, равный полному объему V_a

В связи с наличием гидравлических сопротивлений и подогревом заряда при работе двигателя масса поступающего в цилиндр воздуха уменьшается в сравнении с идеальным «теоретическим» значением циклового заряда $G_{\text{ц}}^T = V_h \rho_k$, а потому обычно $\eta_v < 1$. Таким образом, коэффициент *наполнения оценивает не столько наполнение цилиндров свежим зарядом, сколько его ухудшение в сравнении с идеальным наполнением при отсутствии ОГ, гидравлических сопротивлений и подогрева заряда.*

При отсутствии наддува плотность воздуха принимается равной плотности ρ_0 окружающей среды. Стоящая в знаменателе виртуальная величина «теоретической» массы переменна, так как ее значение зависит от спонтанно изменяющихся параметров окружающей среды. В связи с этим одному и тому же значению массового наполнения при различных параметрах окружающей среды может соответствовать бесконечное множество значений коэффициента избытка воздуха. Точно также при одном и том же расходе воздуха и одинаковом полном объеме цилиндра V_a , но при различных рабочих объемах V_h , коэффициент наполнения окажется также различным. Таким образом, коэффициент наполнения не отражает степени заполнения СЗ объема цилиндра. С его помощью невозможно оценить резервы по наполнению и назвать значения коэффициента наполнения η_v , к которым следует стремиться для достижения максимальной мощности, которая может быть получена лишь при полном заполнении цилиндра свежим зарядом.

Учитывая зависимость мощностных показателей двигателя от количества поступающего в его цилиндры окислителя, естественно осуществлять мероприятия, направленные на повышение коэффициента η_v . В ряде случаев экспериментально удавалось получать равные значения коэффициента наполнения, или даже превышающие единицу, что не всегда приводило к ожидаемому повышению мощности.

В любом случае значения $\eta_v > 1$ свидетельствуют о том, что в цилиндры двигателя поступило большее количество воздуха, чем может находиться в их суммарном рабочем объеме при параметрах на входе. Но соответствующее превышение действительного расхода воздуха над его «теоретическим» значением не означает, что весь воздух, поступавший в цилиндры при впуске, остался в них к моменту начала процесса сжатия (точка a'' на рис. 2). За время перекрытия клапанов, когда вблизи ВМТ уже открыты впускные клапаны и еще не закрыты клапаны выпускные (период $a'-r-b''$), часть поступившего в цилиндры воздуха в результате продувки могла перетечь «транзитом» из впускного трубопровода в выпускной. Но потери СЗ крайне нежелательны. Следовательно, значение коэффициента η_v больше единицы не должно сопровождаться потерями свежего заряда. В случае с двигателями с внешним смесеобразованием – бензиновыми и газовыми – потери СЗ однозначно означают ухудшение экономических и экологических характеристик в результате выбросов некоторой части топлива в выпускной трубопровод.

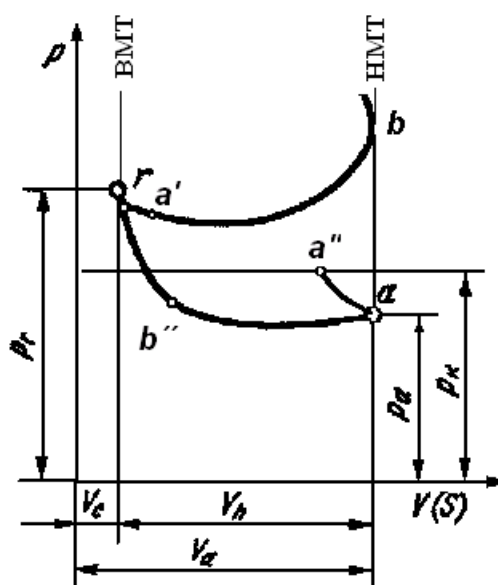


Рис. 2. Процессы газообмена: точка a' – открытие впускного клапана; точка b'' – закрытие выпускного клапана; точка a'' – закрытие впускного клапана. ВМТ – верхняя мертвая точка; НМТ – нижняя мертвая точка

В процессе впуска (линия $a'-a-a''$ на рис. 2) уменьшение массы поступившего в цилиндр свежего заряда в результате подогрева заряда и понижения его давления сопровождается увеличением его объема. В результате парциальный объем свежего заряда V_{C3} при параметрах рабочей смеси (РС) может быть равным, меньшим или большим рабочего объема цилиндра.

При этом значения $\eta_v = 1$ свидетельствуют о том, что в цилиндрах двигателя находится масса воздуха, равная той, которая могла бы находиться в суммарном рабочем объеме цилиндров при отсутствии гидравлического сопротивления и подогрева заряда. Если же учесть реальное снижение плотности заряда и соответствующее ему увеличение объема СЗ, то при $\eta_v = 1$ и при современных значениях степени сжатия

$(\varepsilon = \frac{V_a}{V_c})$ объем свежего заряда должен превосходить полный объем

цилиндров. А это возможно лишь в случае потери части свежего заряда в период продувки. Учитывая то, что коэффициент η_v сравнивает действительный расход воздуха с зависящим от параметров окружающей среды виртуальным значением «идеального» расхода, определение того значения коэффициента наполнения, при котором в отсутствии потери свежего заряда цилиндр полностью этим зарядом заполнен, оказывается затруднительным.

Несовершенство коэффициента η_v в качестве оценочного критерия наполнения явилось причиной существования различных зависимостей для его определения [1], результаты расчетов по которым могут различаться достаточно существенно [2]. Упомянутых выше недостатков лишено *общетехническое понятие* объемных (молярных) долей компонентов заполняющей цилиндр двигателя рабочей смеси. Применение этих долей позволяет, в частности, найти и предельно целесообразное

значение коэффициента η_v , в настоящее время традиционно используемого для оценки наполнения.

В отличие от коэффициента η_v объемная доля свежего заряда характеризует степень заполнения им полного объема цилиндра, что позволяет оценивать резервы по наполнению. Если доля СЗ равна единице, то это означает, что в цилиндре не остается остаточных газов (ОГ) и двигателем достигается максимально возможная для данного режима его работы мощность. В случае с двигателями с искровым зажиганием превышение долей свежего заряда единицы ($\sigma_{СЗ} > 1$) неизбежно ухудшение экономических показателей двигателя в результате потери со свежим зарядом некоторого количества топлива. Поскольку используемые в настоящее время зависимости для определения коэффициента наполнения не позволяют определить его предельно допустимое значение $\eta_v^{\max}$, то неопределенность с определением этой величины создает неудобства при конструировании и доводке двигателя.

Определение объемных долей компонентов рабочей смеси

В общем случае рабочая смесь, состоящая из воздуха, ОГ, паров топлива и рециркуляционных газов, занимает полный объем цилиндра V_a . Следовательно, этот объем, равный объему рабочей смеси, может быть представлен в виде суммы парциальных объемов ее компонентов:

$$V_a = V_v + V_m + V_r + V_R, \quad (2)$$

где V_i – соответственно парциальные объемы воздуха, топлива, ОГ и рециркуляционных газов при параметрах рабочей смеси (точки «а» индикаторной диаграммы). В результате деления равенства (2) на объем рабочей смеси V_a получается выражение:

$$\sigma_v + \sigma_m + \sigma_r + \sigma_R = 1, \quad (3)$$

в котором σ_i – объемные доли отдельных компонентов рабочей смеси и превышение долей свежего заряда $\sigma_{C3} = \sigma_b + \sigma_m + \sigma_R$ единицы свидетельствует о его потерях в результате продувки, когда вблизи верхней мертвой точки одновременно открыты впускной и выпускной клапаны.

В результате подобного подхода появляется возможность как расчетного, так и экспериментального исследования влияния на показатели двигателя содержания в рабочей смеси нейтральных продуктов сгорания на основе удобных оценочных критериев. Так, определяемое в результате расчета значение доли σ_r позволяет судить о степени внутренней рециркуляции, а суммарная доля продуктов сгорания в рабочей смеси $\sigma_r^\Sigma = \sigma_r + \sigma_R$ – оценивать их влияние на показатели двигателя [3, 4, 5]. Массовое наполнение цилиндра воздухом в этом случае определяется произведением $G_b = \sigma_b V_a \rho_b$.

Парциальный объем свежего заряда (воздуха в случае с двигателями с внутренним смесеобразованием) может быть найден как разность полного объема цилиндра и парциального объема продуктов сгорания [3]:

$$V_{C3} = V_a - V_r.$$

В свою очередь парциальный объем остаточных газов определяется в предположении, что в конце такта выпуска при нахождении поршня в ВМТ пространство камеры сгорания V_c над поршнем заполнено продуктами сгорания при параметрах точки «r» индикаторной диаграммы. Следовательно, при параметрах рабочей смеси (точки «a» индикаторной диаграммы) парциальный объем ОГ определится выражением:

$$V_r = V_c \frac{p_r}{p_a} \frac{T_a}{T_r}, \quad (4)$$

и парциальный объем свежего заряда равен:

$$V_{C3} = V_a - V_r = V_c \frac{\varepsilon p_a T_r - p_r T_a}{p_a T_r},$$

где $\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$ – степень сжатия, представляющая собой отношение полного объема цилиндра к объему камеры сгорания. В случае с двигателями с внутренним смесеобразованием и бензиновыми двигателями без рециркуляции $V_{c3} = V_v$ и $\sigma_{c3} = \sigma_v$.

С учетом очистки в период перекрытия клапанов, когда вблизи ВМТ одновременно открыты впускной и выпускной клапаны, приведенное выражение переписывается как [3, 8]:

$$V_{c3} = V_c \frac{\varepsilon p_a T_r - \varphi_s p_r T_a}{p_a T_r}. \quad (5)$$

Здесь φ_s – коэффициент очистки, представляющий собой отношение действительного количества киломолей ОГ в надпоршневом пространстве в момент закрытия впускного клапана (точка «b''» индикаторной диаграммы) к расчетному количеству. Используемый также при расчете рабочего цикла двигателя коэффициент дозарядки φ_1 представляет собой отношение действительного количества киломолей свежего заряда в конце процесса наполнения (точка a'' индикаторной диаграммы на рис. 2) к расчетному (в точке a). Как следует из равенства (3), увеличение/уменьшение доли свежего заряда может происходить лишь при уменьшении/увеличении доли остаточных газов. В связи с этим при расчете величинами коэффициентов дозарядки и очистки нельзя задаваться произвольно. Связь между ними определяется выражением ([3, 8, 9]):

$$\varphi_s = \frac{1 - \varphi_1 \sigma_{c3}}{1 - \sigma_{c3}} \text{ и } \varphi_1 = \frac{1 - \varphi_s \sigma_r}{1 - \sigma_r}.$$

Исходя из того, что коэффициент остаточных газов γ_r есть отношение количества киломолей ОГ и свежего заряда, и парциальные объемы пропорциональны соответствующему количеству киломолей, получаем [3, 10]:

$$\gamma_r = \frac{p_r T_a \Phi_s}{\varepsilon T_r p_a - p_r T_a \Phi_s}.$$

Коэффициент наполнения для двигателей, работающих на жидком топливе при отсутствии рециркуляции, определится в этом случае выражением ([3] и [8]):

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{T_k}{T_a} \frac{(\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r - p_r \cdot T_a \cdot \Phi_s)}{p_k \cdot T_r}. \quad (6)$$

Деление зависимостей (4) и (5) на полный объем цилиндра V_a , равный объему свежего заряда, позволяет определить доли ОГ и свежего заряда в рабочей смеси как отношения $\sigma_r = \frac{V_r}{V_a}$ и $\sigma_{сз} = \frac{V_{сз}}{V_a}$. Следовательно,

$$\sigma_r = \frac{p_r T_a \Phi_s}{\varepsilon p_a T_r} \text{ и } \sigma_{сз} = \frac{\varepsilon p_a T_r - p_r T_a \Phi_s}{\varepsilon p_a T_r}.$$

Как показано в [3] и [10], проведение теплового расчета поршневого ДВС упрощается при использовании вместо коэффициентов наполнения и очистки доли свежего заряда (воздуха).

Коэффициент вытеснения

Указанное упрощение не в последнюю очередь объясняется удобством определения термодинамических характеристик рабочего тела [3, 12] при известных значениях объемных долей его компонентов.

Используя выражение для определения коэффициента избытка воздуха

$$\alpha = \frac{G_b}{l_0 G_m}, \text{ в котором } G_b \text{ и } G_m - \text{расход воздуха и топлива, а } l_0 -$$

стехиометрическое соотношение, показывающее минимальное количество воздуха в кг (теоретически необходимое для сжигания 1 кг топлива), а также определяя степень рециркуляции как отношение количества киломолей рециркуляционных газов, подаваемых в составе свежего заряда в цилиндр, к общему количеству киломолей свежего заряда

($R'_c = \frac{N_R}{N_B + N_m + N_R}$), можно получить зависимости для определения

парциальных объемов и объемных долей всех компонентов рабочей смеси.

Для этого лишь необходимо подставить в правую часть равенства (2)

парциальные объемы топлива $V_T = V_B \frac{1}{\alpha L_0 \mu_m}$ и рециркуляционных газов

$V_R = V_B \frac{1}{1 - R'_c}$, выраженные через парциальный объем воздуха V_B .

В приведенных зависимостях $L_0 = \frac{l_0}{\mu_B}$ – минимальное количество

киломолей воздуха, теоретически необходимое

для полного окисления 1 кг топлива.

После ряда преобразований получаем окончательно:

$$V_B = V_c \frac{\varepsilon p_a T_r - p_r T_a \Phi_s}{p_a T_r} \cdot \frac{\alpha L_0 \mu_r}{\alpha L_0 \mu_r + 1} \cdot (1 - R'_c).$$

Если обозначить:

$$A = \frac{\mu_m \alpha L_0}{(\mu_m \alpha L_0 + 1)} = \frac{\alpha L_0}{(\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_m})}, \quad (7)$$

то зависимость для определения величины парциального объема воздуха принимает вид:

$$V_B = V_c \frac{\varepsilon p_a T_r - p_r T_a \Phi_s}{p_a T_r} A (1 - R'_c).$$

В результате имеем [3, 6, 9] $V_B = V_{C3} A (1 - R'_c)$ и $\sigma_B = \sigma_{C3} A (1 - R'_c)$.

Выражение (6) для определения коэффициента наполнения в этом случае принимает вид [3, 6, 13]:

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{T_k}{T_a} \frac{(\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r - p_r \cdot T_a \cdot \Phi_s)}{p_k \cdot T_r} A (1 - R'_c). \quad (8)$$

Эта зависимость универсальна, поскольку позволяет определять значения коэффициента наполнения для любых поршневых двигателей –

работающих как на жидком, так и на газообразном топливе, как при наличии, так и при отсутствии рециркуляции отработавших газов.

Универсальные зависимости для определения парциальных объемов и соответствующих им объемных долей компонентов рабочей смеси приведены ниже в таблице. Как показано в [3], расчет рабочего цикла поршневого ДВС может проводиться на основе объемной доли воздуха без использования понятия коэффициентов наполнения и остаточных газов. Более того, оценка наполнения объемными долями позволяет рассчитывать двигатели, работающие по циклу Миллера, в которых действительная степень сжатия является переменной величиной. При этом упрощаются расчетные зависимости и появляется возможность учитывать тип используемого топлива и величину степени рециркуляции [13].

Коэффициент A численно равен доле воздуха в горючей смеси ([3, 14]) (числитель выражения (7) равен количеству киломолей воздуха, а знаменатель – топливовоздушной смеси). Чем «легче» используемое топливо и чем богаче смесь, тем меньше величина этого коэффициента и тем меньшее количество воздуха попадает в цилиндр, что неизбежно приводит к снижению мощности двигателя. В связи с этим данный коэффициент предложено называть *коэффициентом вытеснения*. Подача в цилиндры рециркуляционных газов также снижает массовое наполнение воздухом пропорционально доле этих газов $(1 - R'_c)$ в свежем заряде [3, 6, 15].

Приведенная зависимость для нахождения коэффициента A может быть получена и из выражения для определения коэффициента избытка воздуха:

$$\alpha = \frac{G_v}{l_0 G_m} = \frac{\mu_v N_v}{l_0 \mu_m N_m}.$$

После деления числителя и знаменателя на суммарное количество молей горючей смеси N и молекулярную массу воздуха получаем [12]:

$$\sigma_B = \frac{\mu_m \alpha L_0}{(\mu_m \alpha L_0 + 1)} = \frac{\alpha L_0}{(\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_m})} = A.$$

Зависимости для определения парциальных объемов
и объемных долей компонентов рабочей смеси [3]

Компоненты	Парциальный объем	Объемная доля
Воздух	$V_B = V_c \frac{\varepsilon p_a T_r - p_r T_a \varphi_s}{p_a T_r} A \cdot (1 - R'_c)$	$\sigma_\varepsilon = \frac{\varepsilon p_a T_r - p_r T_a \varphi_s}{\varepsilon p_a T_r} \cdot A(1 - R'_c)$
Газообразное топливо	$V_m = V_c \frac{\varepsilon p_a T_r - p_r T_a \varphi_s}{p_a T_r} \times$ $\times \frac{A}{\mu_m \alpha L_0} \cdot (1 - R'_c)$	$\sigma_m = \frac{\varepsilon p_a T_r - p_r T_a \varphi_s}{\varepsilon p_a T_r} \frac{(1 - R'_c)}{(\mu_m \alpha L_0 + 1)}$
Горючая смесь	$V_{г.см} = V_c \cdot \frac{(\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r - p_r \cdot T_a \cdot \varphi_s)}{p_a \cdot T_r} \times$ $\times (1 - R'_c).$	$\sigma_{г.см} = \frac{\varepsilon p_a T_r - p_r T_a \varphi_s}{\varepsilon p_a T_r} (1 - R'_c)$
Свежий заряд	$V_{сз} = V_c \frac{\varepsilon p_a T_r - p_r T_a \varphi_s}{p_a T_r}$	$\sigma_{сз} = \frac{\varepsilon p_a T_r - p_r T_a \varphi_s}{\varepsilon p_a T_r}$
ОГ	$V_r = V_c \frac{p_r}{p_a} \frac{T_a}{T_r} \varphi_s$	$\sigma_r = \frac{p_r T_a \varphi_s}{\varepsilon p_a T_r}.$
Рециркуляционные газы	$V_R = V_c \frac{R'_c (\varepsilon p_a T_r - p_r T_a \varphi_s)}{p_a T_r}$	$\sigma_R = \frac{R'_c (\varepsilon p_a T_r - p_r T_a \varphi_s)}{\varepsilon p_a T_r}$ или $\sigma_R = \frac{R'_c \sigma_B}{A(1 - R'_c)}$
Продукты сгорания	$V_r^\Sigma = V_c \frac{p_r T_a \varphi_s (1 - R'_c) + R'_c \varepsilon p_a T_r}{p_a T_r}$	$\sigma_r^\Sigma = \frac{p_r T_a \varphi_s (1 - R'_c) + R'_c \varepsilon p_a T_r}{\varepsilon p_a T_r}$

Как следует из (7), значение коэффициента вытеснения уменьшается при обогащении смеси (уменьшении α) и в случае перевода двигателя на более «легкие» сорта топлив. В соответствии с (8) это приводит к снижению коэффициента наполнения. Игнорирование величины коэффициента A при расчетном определении коэффициента наполнения газового двигателя неизбежно приводит к ошибкам [3, 15].

Соотношение долей воздуха и топлива в горючей смеси можно получить из выражения $\alpha = \frac{G_B}{l_0 G_m} = \frac{N_B \mu_B}{l_0 N_m \mu_m}$. После деления числителя и знаменателя на молекулярную массу воздуха μ_B и на суммарное количество молей горючей смеси N имеем:

$$\frac{\sigma_B}{\sigma_m} = L_0 \alpha \mu_m.$$

Таким образом, в отличие от традиционно используемых не взаимосвязанных коэффициентов α , η_v и γ_r , доли воздуха и топлива, а также коэффициент избытка воздуха, являются взаимозависимыми величинами, и их соотношение определяется (кажущейся) молекулярной массой топлива и стехиометрическим соотношением L_0 . Указанная связь позволяет учитывать влияние на наполнение типа применяемого топлива. Так, из последнего равенства следует, что при неизменном коэффициенте избытка воздуха в результате уменьшения произведения $L_0 \mu_m$ доля воздуха уменьшается при переходе на более «легкие» сорта топлив при одновременном возрастании объемной доли топлива σ_m . При $\alpha = 1$ это отношение равно для бензина приблизительно 62, а для водорода – лишь 2.4. Отсюда следует – чем «тяжелее» используемое топливо, тем больше в цилиндр поступает воздуха и тем большее количество топлива может быть окислено в процессе сгорания, что определяет большую мощность двигателя. Таким образом, подтверждается известное из опыта положение о том, что переход на более легкие газообразные топлива для двигателей с внешним смесеобразованием всегда приводит к снижению наполнения по воздуху и, следовательно, к уменьшению мощности.

Использование в расчетах коэффициента наполнения позволяет отказаться от определения коэффициентов наполнения «по воздуху» и «по смеси», поскольку можно показать [6], что эти коэффициенты численно равны, если при определении коэффициента наполнения

«по воздуху» по экспериментальным данным в выражение для нахождения данного коэффициента подставлять плотность воздуха *при его парциальном давлении* в свежем заряде, то есть, $\rho_b = \rho_k A$.

Определение предельного значения коэффициента наполнения

Так как при заданном значении коэффициента избытка воздуха количество подаваемого в цилиндры двигателя топлива определяется массой находящегося в них воздуха, для получения большей мощности необходимо обеспечить поступление в цилиндры большего количества топлива. В связи с этим естественно повышать величины коэффициента наполнения. Однако экспериментально получаемые значения $\eta_v \geq 1$ могут являться следствием потери части свежего заряда вблизи ВМТ в период перекрытия клапанов.

В отличие от коэффициента наполнения, для которого неизвестно значение, необходимое для получения максимальной мощности, оптимальное значение доли свежего заряда (воздуха) очевидно – оно равно единице. При отсутствии остаточных газов максимальная мощность двигателя при любых значениях параметров РС в точке «а» индикаторной диаграммы будет достигаться в случае $\sigma_{сз} = 1$ (или $\sigma_r = 0$).

С использованием парциального объема поступившего в цилиндр и являющегося компонентом рабочей смеси воздуха V_b равенство (1) может быть представлено в виде:

$$\eta_v = \frac{G_b}{V_h \rho_0} = \frac{V_b \rho_a}{V_h \rho_0}, \quad (9)$$

где ρ_a – плотность воздуха при параметрах точки «а» индикаторной диаграммы и V_b – парциальный объем воздуха в свежем заряде.

Но $V_h = V_a \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}$, где $\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$ – степень сжатия. В этом случае

выражение (9) можно выразить через полный объем цилиндра V_a :

$$\eta_v = \frac{V_b \rho_a}{V_a \rho_0} \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)}. \quad (10)$$

Так как отношение $\frac{V_b}{V_a}$ представляет собой объемную долю воздуха в рабочей смеси, то:

$$\eta_v = \sigma_b \frac{\rho_a}{\rho_0} \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)}.$$

Используя выражение $V_b = V_{C3} A(1 - R'_c)$, из зависимости (10) получаем:

$$\eta_v = \frac{V_{C3} A(1 - R'_c) \rho_a}{V_a \rho_0} \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)}$$

или

$$\eta_v = \sigma_{C3} A(1 - R'_c) \frac{\rho_a}{\rho_0} \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)}.$$

Но так как $\rho_i = \frac{p_i}{RT_i}$, то последнее выражение можно записать как:

$$\eta_v = \sigma_b \frac{p_a}{p_0} \frac{T_0}{T_a} \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \quad (11)$$

или

$$\eta_v = \sigma_{C3} A(1 - R'_c) \frac{p_a}{p_0} \frac{T_0}{T_a} \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)}. \quad (12)$$

Как следует из последнего выражения, коэффициент наполнения зависит от доли СЗ в рабочей смеси, параметров окружающей среды и РС, от типа топлива и степени рециркуляции, а также от численного значения дроби $\frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)}$, характеризующей соотношение полного и рабочего объемов

цилиндра. Обозначив $\frac{p_a}{p_0} \frac{T_0}{T_a} = K$, выражение (10) можно переписать

следующим образом:

$$\eta_v = \sigma_b \frac{K \varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \text{ или } \eta_v = \sigma_{сз} A(1 - R'_c) \frac{K \varepsilon}{(\varepsilon - 1)}.$$

Выражение (11) устанавливает связи между долей воздуха и коэффициентом наполнения, а зависимость (12) позволяет определить для конкретных условий на входе в двигатель предельное значение коэффициента наполнения, соответствующее максимальному заполнению цилиндров свежим зарядом при отсутствии его потери в период перекрытия клапанов.

Это предельное наполнение соответствует доле свежего заряда $\sigma_{сз} = 1$. Следовательно,

$$\eta_v^{\max} = A(1 - R'_c) \frac{p_a}{p_0} \frac{T_0}{T_a} \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \quad (13)$$

или

$$\eta_v^{\max} = A(1 - R'_c) \frac{K \varepsilon}{(\varepsilon - 1)}.$$

Эта зависимость позволяет определять значение коэффициента наполнения, необходимого для достижения максимальной мощности двигателя, работающего на любом виде топлива при использовании рециркуляции или при ее отсутствии.

Для двигателя, работающего на жидком топливе, при отсутствии рециркуляции это выражение переписывается как:

$$\eta_v^{\max} = \frac{K \varepsilon}{(\varepsilon - 1)}.$$

Например, при $\varepsilon = 10$, $p_0 = 0,1$ МПа, $T_0 = 298$ К, $T_r = 1050$ К и $T_a = 340$ К полное заполнение цилиндра свежим зарядом соответствует величине $\eta_v^{\max} = 0,8959$.

Превышение величины $\eta_v^{\max}$ свидетельствует о потере части свежего заряда в период перекрытия клапанов. В результате в двигателях с внутренним смесеобразованием в цилиндрах остается лишь часть

циклового заряда воздуха. В случае определения количества впрыскиваемого топлива как функции расхода воздуха, потеря части подаваемого в цилиндры воздуха должна сказаться на действительном значении коэффициента избытка воздуха – оно будет меньше расчетного. При этом отличие реального значения коэффициента α от рассчитанного по замерам воздуха приводит к обогащению смеси, что в свою очередь приводит к ухудшению экономических и экологических характеристик двигателя. При $\sigma_{сз} > 1$ в двигателях с внешним смесеобразованием часть содержащегося в свежем заряде топлива выбрасывается в период перекрытия клапанов в окружающую среду. Результат тот же – ухудшение экономических и экологических показателей.

Заключение

Проведение анализа результатов газообмена на базе парциальных объемов компонентов рабочей смеси проще и нагляднее анализа с использованием коэффициентов наполнения и остаточных газов. Предлагаемый подход к оценке наполнения и расчета рабочего цикла позволяет оценивать влияние на наполнение типа используемого топлива и рециркуляции, а также угла запаздывания закрытия впускных клапанов (действительной степени сжатия). Поскольку соответствующие доли представляют собой отношение парциальных объемов компонентов смеси к полному объему цилиндра V_a , объемная доля СЗ характеризует степень заполнения свежим зарядом цилиндров двигателя. Значение $\sigma_{сз} = 1$ соответствует полному заполнению свежим зарядом объема всего цилиндра, а следовательно, максимально достижимой мощности на каждом режиме работы двигателя. А так как в настоящее время расчет рабочего цикла двигателя традиционно производится на базе коэффициента наполнения, оптимальное по мощности значение коэффициента наполнения для любых условий на входе (p_k и T_k) может

быть найдено по выражению (13). Эта зависимость имеет универсальный характер и может быть использована для любых типов поршневых ДВС.

Соотношение объемных долей компонентов рабочей смеси характеризует ее состав, от которого зависят все показатели двигателя. При этом значение доли остаточных газов σ_r является оценочным критерием для определения степени внутренней рециркуляции. Суммарная доля продуктов сгорания в рабочей смеси дает возможность более полной и объективной оценки их влияния на показатели двигателя в сравнении со степенью рециркуляции R'_c .

Список литературы

1. Шароглазов, Б.А. Расчетная оценка качества наполнения свежим зарядом цилиндров поршневого двигателя на стадии проектирования / Б.А. Шароглазов, В.А. Поваляев // Вестник нац. исслед. Южно-Уральского гос. ун-та. – 2008. – № 23. – С. 20–24.
2. Ковылов, Ю.Л. Влияние различных факторов на коэффициент наполнения поршневого двигателя / Ю.Л. Ковылов, Д.А. Угланов // Вестник Самар. гос. аэрокосм. ун-та им. С.П. Королева. – 2007. – № 2. – С. 114–117.
3. Матюхин, Л.М. Анализ наполнения и тепловой расчет ДВС на базе состава рабочей смеси / Л.М. Матюхин. – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2011. – 180 с.
4. Матюхин, Л.М. Анализ процессов газообмена и состава рабочей смеси газового двигателя с внешним смесеобразованием / Л.М. Матюхин // Вестник МАДИ. – 2007. – № 4 (11). – С. 5–7.
5. Матюхин, Л.М. Альтернатива коэффициенту наполнения / Л.М. Матюхин // Сборник научных трудов по материалам Международной конференции Двигатель-2007, посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана. – М., 2007. – С. 80–85.

6. Матюхин, Л.М. Особенности использования коэффициентов наполнения «по воздуху» и «по смеси» для оценки результатов газообмена в газовых двигателях / Л.М. Матюхин // Транспорт на альтернативном топливе. – 2014. – № 4 (40). – С. 38–46.

7. Матюхин, Л.М. Термодинамические основы учета рециркуляции в тепловом расчете ДВС / Л.М. Матюхин // Вестник МАДИ. – 2010. – № 2 (21). – С. 10–14.

8. Матюхин, Л.М. Использование объемных долей компонентов рабочей смеси для проведения теплового расчета двигателя / Л.М. Матюхин // Вестник МАДИ. – 2007. – № 1 (8). – С. 46–51.

9. Матюхин, Л.М. Универсальная формула коэффициента наполнения четырехтактного двигателя внутреннего сгорания / Л.М. Матюхин // Вестник МАДИ. – 2010. – № 3 (22). – С. 39–43.

10. Matyukhin, L.M. Evaluation of results for the gas exchange processes by the use of volumetric ratios of air-fuel-residual gases-mixture / L.M. Matyukhin // Science and Education: Materials of the VIII international research and practice conference. – Vela-Verlag, Waldkraiburg–Munich–Germany, 2015. – S. 5–23.

11. Матюхин, Л.М. Универсальное выражение для определения количества молей свежего заряда / Л.М. Матюхин // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. – 2015. – № 2 (4). Электронный ресурс. – Режим доступа: (<http://adi.madi.ru/index.php./madi/article/view/3217>).

12. Матюхин, Л.М. Термодинамические основы расчета рабочего цикла двигателей с укороченным впуском или укороченным сжатием на основе анализа состава рабочей смеси / Л.М. Матюхин, Г.Г. Тер-Мкртчян // Труды НАМИ. – 2015. – № 263. – С. 35–44.

13. Матюхин, Л.М. Оценка наполнения и индикаторных показателей газовых ДВС / Л.М. Матюхин // Автогазозаправочный комплекс + Альтернативное топливо. – 2012. – № 1 (61). – С. 15–18.

14. Матюхин, Л.М. Предварительное прогнозирование показателей двигателя при его переводе на газообразное топливо, а также при использовании рециркуляции / Л.М. Матюхин // Автогазозаправочный комплекс + Альтернативное топливо. – 2013. – № 4 (73). – С. 14–18.

15. Матюхин, Л.М. Зависимость индикаторных показателей двигателей внутреннего сгорания от типа используемого топлива / Л.М. Матюхин // Вестник МАДИ. – 2011. – № 4 (27). – С. 26–29.

References

1. Kovylov Yu.L., Uglov D.A. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. S.P. Koroleva*, 2007, no. 2, pp. 114–117.

2. Sharoglasov B.A., Povalyayev V.A. *Vestnik natsional'nogo issledovatel'skogo Yuzhno-Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta*, 2008, no. 23, pp. 20–24.

3. Matyukhin L.M. *Analiz napolneniya y teplovoy rastcheot DVS na baze sostava rabochey smesi* (Analysis of the content and the thermal design of the internal combustion engine on the basis of the composition of the working mixture), Saarbrücken, LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2011, 170 p.

4. Matyukhin L.M. *Vestnik MADI*, 2007, no. 4 (11), pp. 5–7.

5. Matyukhin L.M. *Sbornik nauchnykh trudov po materialam Mezhdunarodnoy konferentsii Dvigatel'-2007, posvyastcheonnoy 100-letiyu shkoly dvigatelestroeniya MGTU im. N.E. Bauman*, 2007, pp. 80–85.

6. Matyukhin L.M. *Transport na alternativnom toplive*, 2014, no. 4 (40), pp. 38–46.

7. Matyukhin L.M. *Vestnik MADI*, 2011, no. 2 (21), pp. 10–14.

8. Matyukhin L.M. *Vestnik MADI*, 2007, no. 1 (8), pp. 46–51.

9. Matyukhin L.M. *Vestnik MADI*, 2010, no. 3 (22), pp. 39–43.

10. Matyukhin L.M. Evaluation of results for the gas exchange processes by the use of volumetric ratios of air-fuel-residual gases-mixture / L.M. Matyukhin // Science and Education: Materials of the VIII international research and practice conference. – Vela-Verlag, Waldkraiburg–Munich–Germany, 2015. – S. 5–23.
11. Matyukhin L.M. *Avtomobil. Doroga. Infrastruktura*, 2015, no. 2 (4), adi.madi.ru/index.php./madi/article/view/3217
12. Matyukhin L.M., Ter-Mkrtichyan G.G. *Trudy NAMI*, 2015, no. 263, pp. 35–44.
13. Matyukhin L.M. *Avtozapravochny kompleks + Al'ternativnoye toplivo*, 2012, no. 1 (61), pp. 15–18.
14. Matyukhin L.M. *Avtozapravochny kompleks + Al'ternativnoye toplivo*, 2013, no. 4 (73), pp. 14–18.
15. Matyukhin L.M. *Vestnik MADI*, 2011, no. 4 (27), pp. 26–29.