

**Л.М. Матюхин, П.В. Сафронов**

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ),  
Москва, Россия

## **ВЛИЯНИЕ УГЛА ЗАПАЗДЫВАНИЯ ЗАКРЫТИЯ ВПУСКНЫХ КЛАПАНОВ НА ВЕЛИЧИНУ КОЭФФИЦИЕНТА НАПОЛНЕНИЯ**

Запаздывание закрытия впускных клапанов приводит к изменению значения коэффициента наполнения, от которого зависят мощностные показатели двигателя. На практике отличие действительного наполнения от расчетного позволяет оценивать используемые при расчетах коэффициенты дозарядки и очистки. Для непосредственной оценки влияния угла запаздывания закрытия впускных клапанов на наполнение представляется целесообразным найти зависимости коэффициента наполнения от величины угла запаздывания. Поскольку коэффициент наполнения соотносит количество свежего заряда, в действительности поступившего в цилиндр, с количеством, которое могло бы разместиться в рабочем объеме цилиндра при условиях на входе, требуется принимать в расчет переменную величину действительной степени сжатия, т.е. учитывать зависящий от угла запаздывания закрытия впускных клапанов «объем сжатия» (объем пространства, описываемого поршнем от момента закрытия клапанов до его прихода в ВМТ). Чем больше угол запаздывания закрытия впускных клапанов, тем меньше – при фиксированных параметрах рабочей смеси в момент закрытия клапанов – количество остающегося в цилиндре свежего заряда и ниже развиваемая двигателем мощность. При этом уменьшение количества свежего заряда приводит к соответствующему увеличению коэффициента остаточных газов. В целях учета указанного влияния в предлагаемой статье приводятся зависимости, позволяющие определять величины коэффициента наполнения  $\eta_v''$ , отнесенного к объему сжатия, и коэффициента остаточных газов  $\gamma_r''$ , а также скорректированные значения коэффициентов остаточных газов и дозарядки. Полученные выражения дают возможность оценивать наполнение двигателей, включая поршневые двигатели внутреннего сгорания, работающие по циклу Миллера – Аткинсона, при их питании жидким и газообразным топливом, как при отсутствии рециркуляции отработанных газов, так и при ее использовании.

**Ключевые слова:** фазы газораспределения, ДВС с модифицированным рабочим циклом, тип топлива, рециркуляция, коэффициенты наполнения, остаточных газов, очистки и дозарядки.

**L.M. Matyukhin, P.V. Safronov**

Moscow Automobile and Road Construction State Technical University, Moscow, Russian Federation

## **THE EFFECT OF THE LAG ANGLE OF INLET VALVE CLOSURE ON THE COEFFICIENT OF CHARGE**

The delay in closing the inlet valves leads to change in the value of the coefficient of charge, on which the engine power indicators depend. In practice, the difference of the actual charge from the calculated allows the coefficients of charging and cleaning used in calculations. For a direct assessment of the effect of the lag angle of inlet valves closure on charge, it is advisable to find the dependences of the charge ratio on the magnitude of the lag angle. Since the charge ratio relates the amount of fresh charge actually received into the cylinder, with the amount that could fit in the working volume of the cylinder under the conditions at the entrance, it is necessary to take into account the variable value of the actual compression ratio, that is, take into account the inlet valves closure lag angle – dependent "volume of compression" (the amount of space described by the piston from the moment of closing of the valves to its arrival at TDC). The greater is the lag angle of inlet valves closure, the smaller (with fixed parameters of the working mixture at the time of closing of the valves) is the amount of fresh charge remaining in the cylinder and the power developed by the engine. In this case, a decrease in the amount of fresh charge leads to a corresponding increase in the residual gas coefficient. In order to take into account this influence, the dependencies that allow determining the values of the charge coefficient  $\eta_v''$ , related to the volume of compression, and the coefficient of residual gases  $\gamma_r''$ , as well as the corrected values of the coefficients of residual gases and charging are presented in this paper. The expressions obtained make it possible to evaluate the charge of engines, including reciprocating internal combustion engines, operating according to the Miller-Atkinson cycle, when powered by liquid and gaseous fuels, both in the absence of exhaust gas recirculation and its use.

**Keywords:** valve timing, engines with modified operating cycle, fuel type, recirculation, coefficient of charge, coefficient of residual gases, coefficient of additional charging, coefficient of inertia charging.

### Введение

Оценка наполнения цилиндров двигателя основана на соотношении количества свежего заряда, в действительности поступившего в цилиндр двигателя, и количества, которое могло бы разместиться в его рабочем объеме при условиях на входе, т.е. при  $p_k$  и  $T_k$ .

При подобном подходе не учитывается изменение количества воздуха (свежего заряда), остающегося в цилиндре в период запаздывания закрытия впускного клапана, что приводит к необходимости корректировки результатов расчета введением коэффициента дозарядки. В случае переменных фаз газораспределения игнорирование изменения объема сжатия и значений параметров рабочей смеси в момент закрытия впускных клапанов приводит к неизбежным погрешностям в расчетах.

При известных значениях параметров рабочей смеси в момент полного закрытия впускных клапанов возможно определение коэффициента наполнения  $\eta_v''$ , учитывающего изменение количества свежего заряда (СЗ) в цилиндре в период запаздывания закрытия впускного клапана.

### Основная часть

В статье В.Г. Дьяченко [1] показано, что чем ниже степень сжатия, тем существеннее повышение термического КПД термодинамического цикла с продолженным расширением в результате увеличения степени расширения в сравнении со степенью сжатия. Любое изменение момента закрытия впускных клапанов влияет на значение действительной степени сжатия. Особенно существенно это влияние в двигателях, работающих по циклу Миллера – Аткинсона. Запаздывание закрытия впускных клапанов сопровождается изменением наполнения в результате дозарядки или обратного выброса, что влияет на наполнение и мощностные показатели двигателя [2–4].

Несмотря на отмечаемое многими авторами несовершенство коэффициента наполнения  $\eta_v$  в качестве основной оценочной характеристики качества результатов газообмена [5, 6], в настоящее время расчет рабочего цикла поршневого ДВС основывается на использовании именно этого коэффициента [7–9]. При этом коэффициент наполнения вычисляется в предположении закрытия впускных клапанов в НМТ. Отклонение реального наполнения от расчетного в данном случае оценивается коэффициентами дозарядки и очистки. При этом связь между указанными коэффициентами зачастую игнорируется [10].

Если понимать под коэффициентом дозарядки отношения количеств свежего заряда или воздуха в точках  $a''$  и  $a$ , то при задании параметров рабочей смеси в точке  $a''$  индикаторной диаграммы необходимость в использовании коэффициента дозарядки отпадает. В этом случае значение коэффициента наполнения  $\eta_v''$  можно определить, исходя из следующих посылок.

Реальное значение объема надпоршневого пространства цилиндра, соответствующее любому углу поворота коленчатого вала, можно определить как  $V_i = V_c + \Delta V_i$ , где в соответствии с рис. 1 [11]

$$\Delta V_i = \pi r^2 \Delta S_i \text{ и } \Delta S_i = r \left[ (1 - \cos \varphi) + (\lambda / 4)(1 - \cos 2\varphi) \right].$$

Здесь  $\varphi$  – текущее значение угла поворота коленчатого вала.

Обозначив стоящее в квадратных скобках выражение через  $B_i$ , текущее значение объема надпоршневого пространства можно определить выражением

$$\Delta V_i = V_c + \pi r^2 \frac{2r}{2} B_i = V_c + \frac{V_h}{2} B_i,$$

так как  $2r = S$  есть ход поршня. Следовательно,

$$V_i = V_c + \frac{V_a - V_c}{2} B_i$$

и при известных фазах газораспределения величина надпоршневого пространства может быть найдена по выражению

$$V_i = V_c \left[ \frac{2 + (\varepsilon - 1) B_i}{2} \right].$$

При угле, соответствующем моменту закрытия впускного клапана (точка  $a''$  на рис. 2), объем надпоршневого пространства определяется зависимостью

$$V_{a''} = V_c \left[ \frac{2 + (\varepsilon - 1) B_{a''}}{2} \right]. \quad (1)$$

Естественно,  $V_{a''} < V_a$ . Соответственно, и объем сжатия  $V_{h''} < V_h$ , а действительная степень сжатия  $\varepsilon''$  меньше геометрической  $\varepsilon$ . Величина объема сжатия (объема, описываемого поршнем при его перемещении от момента закрытия впускных клапанов до прихода в ВМТ)  $V_{h''} = V_{a''} - V_c$ . Следовательно,

$$V_{h''} = V_c \frac{(\varepsilon - 1) B_{a''}}{2}. \quad (2)$$

Объем рабочей смеси равен объему надпоршневого пространства  $V_{a''}$  [11, 12]. В соответствии с рис. 2 этому же объему равна сумма парциальных объемов свежего заряда и остаточных газов (ОГ). Следовательно,  $V_{a''} = V_{C3} + V_r$ . В связи с этим объем СЗ определяется разностью объема  $V_{a''}$  и парциального объема остаточных газов  $V_r$ , т.е.  $V_{C3}'' = V_{a''} - V_r$ . В предположении,

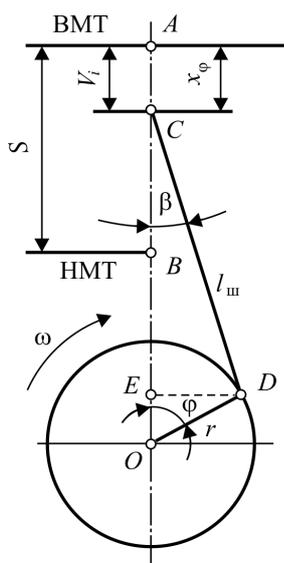


Рис. 1. К определению текущего значения объема надпоршневого пространства

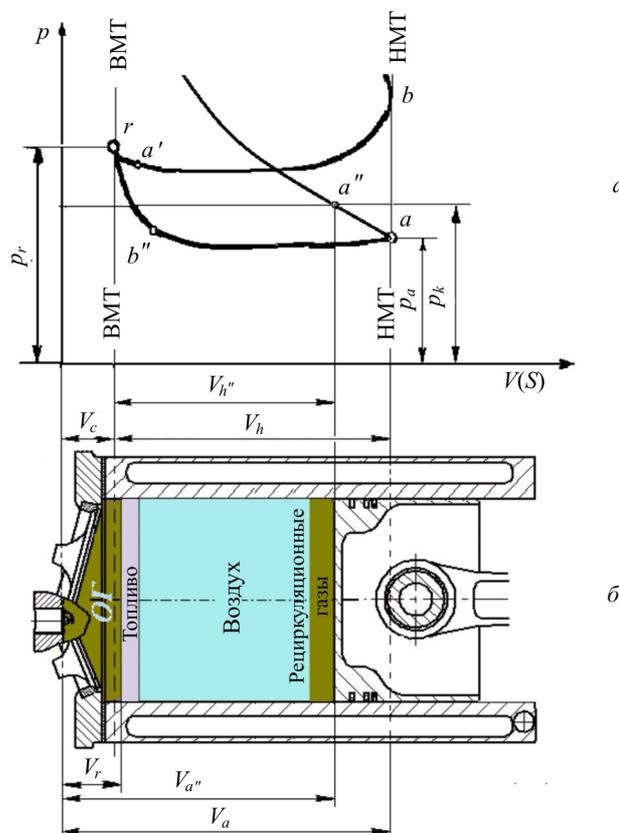


Рис. 2. Протекание (а) и результаты (б) процессов газообмена при учете запаздывания закрытия впускного клапана

что количество остаточных газов в рабочей смеси равно их количеству в объеме камеры сгорания  $V_c$  в момент нахождения поршня в ВМТ, парциальный объем продуктов сгорания при известных значениях  $p_r$  и  $T_r$  может быть определен приведением заполненного остаточными газами объема  $V_c$  к параметрам точки  $a''$  индикаторной диаграммы. В этом случае

$$V_r = V_c \frac{p_r T_{a''}}{p_{a''} T_r}.$$

На рис. 2, *a* точка  $a'$  – открытие впускного клапана;  $b''$  – закрытие выпускного клапана;  $a''$  – закрытие впускного клапана. На рис. 2, *б* указан состав рабочей смеси как сумма парциальных объемов ее компонентов (обозначения объемов:  $V_c$  – камеры сгорания;  $V_h$  – рабочий;  $V''_h$  – «объем сжатия»;  $V_r$  – остаточных газов;  $V_a = V_{PC} = V_b + V_t + V_r + V_R$  – рабочей смеси, равный полному объему  $V_a$ ;  $V''_a$  – объем надпоршневого пространства в момент закрытия впускных клапанов).

Тогда объем свежего заряда

$$V_{C3}'' = V_{a''} - V_r = V_c \left[ \frac{2 + (\varepsilon - 1) B_{a''}}{2} \right] - V_c \frac{p_r T_{a''}}{p_{a''} T_r}. \quad (3)$$

В общем случае свежий заряд состоит из воздуха, паров топлива и рециркуляционных газов. При этом объем воздуха определяется выражением [11, 13]

$$V_b'' = V_{C3}'' A (1 - R'_c).$$

Здесь численно равный объемной доле воздуха в горючей смеси коэффициент вытеснения [10–13] находится по зависимости  $A = \frac{\mu_m \alpha L_0}{\mu_m \alpha L_0 + 1}$ , учитывающей тип и молекулярную массу используемого топлива, а степень рециркуляции  $R'_c$  представляет собой объемную (мольную) долю рециркуляционных газов в свежем заряде  $R'_c = \frac{N_R}{N_{C3}} = \frac{N_R}{N_R + N_{ГС}}$ .

Следовательно, в общем случае (при внешнем смесеобразовании для газового двигателя с рециркуляцией) выражение (1) принимает вид

$$V_b'' = V_c \left\{ \left[ \frac{2 + (\varepsilon - 1) B_{a''}}{2} \right] - \frac{p_r T_{a''}}{p_{a''} T_r} \right\} A (1 - R'_c).$$

При внутреннем смесеобразовании в отсутствие рециркуляции свежий заряд состоит из одного воздуха, т.е.  $A = 1$  и  $V_b = V_{C3}$ .

Влияние на коэффициент вытеснения типа топлива и коэффициента избытка воздуха показано на рис. 3.

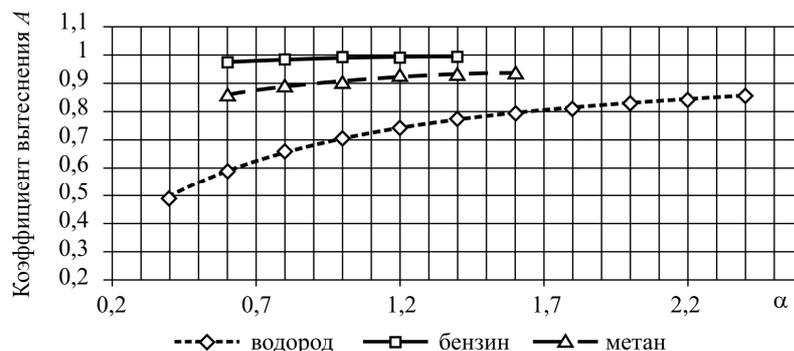


Рис. 3. Влияние коэффициента избытка воздуха на величину коэффициента вытеснения  $A$

Поскольку при  $\alpha = \text{idem}$  мощностные показатели двигателя определяются количеством поступившего в цилиндр воздуха, все последующие выводы будут относиться к нахождению коэффициента  $\eta_v''$  «по воздуху» [14]. Для упрощения изложения под свежим зарядом ниже будем подразумевать воздух. Соотношения коэффициентов наполнения «по воздуху» и «по смеси», равно как и влияние на наполнение степени рециркуляции и типа топлива, рассматриваются в [13, 14].

Чтобы определить значение коэффициента наполнения, необходимо привести к условиям точки  $a''$  индикаторной диаграммы тот «теоретический» объем воздуха, который заполнял бы рабочий объем цилиндра при параметрах на входе в цилиндры

$$V_e^m = V_h \frac{p_k T_{a''}}{p_{a''} T_k}$$

В этом случае при условии  $V_b = V_{c3}$  (внутреннее смесеобразование в отсутствие рециркуляции) можно записать:

$$\eta_v'' = \frac{V_{b''}}{V_b^m} = \frac{V_c}{V_a - V_c} \left\{ \left[ \frac{2 + (\varepsilon - 1) B_{a''}}{2} \right] - \frac{p_r T_{a''}}{p_{a''} T_r} \right\} \cdot \frac{p_{a''} T_k}{p_k T_{a''}}$$

или 
$$\eta_v'' = \left\{ \frac{[2 + (\varepsilon - 1) B_{a''}] p_{a''} T_r - 2 p_r T_{a''}}{2(\varepsilon - 1) p_k T_r} \right\} \cdot \frac{T_k}{T_{a''}}$$

В общем же случае отнесенный к объему сжатия коэффициент наполнения может быть найден по выражению

$$\eta_v'' = \left\{ \frac{[2 + (\varepsilon - 1) B_{a''}] p_{a''} T_r - 2 p_r T_{a''}}{2(\varepsilon - 1) p_k T_r} \right\} \cdot \frac{T_k}{T_{a''}} A(1 - R'_c). \quad (4)$$

Полученное равенство также может быть представлено в виде

$$\eta_v'' = \left[ \frac{(p_{a''} T_r - p_r T_{a''})}{(\varepsilon - 1) p_k T_r} + \frac{B_{a''} p_{a''} T_r}{2 p_k T_r} \right] \cdot \frac{T_k}{T_{a''}} A(1 - R'_c). \quad (4a)$$

Проверить правильность полученного выражения можно, сравнивая его с традиционно используемым значением коэффициента наполнения [10, 14]

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

найденным в предположении закрытия впускных клапанов в НМТ.

При угле  $\varphi = 180^\circ$  ПКВ и  $B_a = 2$  объем надпоршневого пространства равен полному объему цилиндра. В соответствии с (4) для случая внутреннего смесеобразования в отсутствие рециркуляции можно записать:

$$\eta_v'' = \frac{(p_a T_r - p_r T_a) + (\varepsilon - 1) p_a T_r T_k}{(\varepsilon - 1) p_k T_r T_a}$$

Отсюда после раскрытия скобок получаем

$$\eta_v'' = \frac{1}{(\varepsilon - 1)} \frac{(\varepsilon p_a T_r - p_r T_a) T_k}{p_k T_r T_a} = \eta_v,$$

т.е. уравнение (4) превращается в обычную зависимость [11, 13] для определения коэффициента наполнения, что подтверждает правильность полученного выражения для определения  $\eta_v''$ .

Значение коэффициента остаточных газов, скорректированного с учетом изменения наполнения ввиду запаздывания закрытия впускных клапанов, можно найти как  $\gamma_r'' = \frac{V_r}{V_{C3}''}$ ,

где  $V_r = V_c \frac{p_r T_{a'}}{p_{a'} T_r}$  и  $V_{C3}$  определяется зависимостью (3)

$$V_{C3} = V_c \left\{ \left[ \frac{2 + (\varepsilon - 1) B_{a'}}{2} \right] - \frac{p_r T_{a'}}{p_{a'} T_r} \right\} = V_c \left\{ \frac{[2 + (\varepsilon - 1) B_{a'}] p_{a'} T_r - 2 p_r T_{a'}}{2 p_{a'} T_r} \right\}.$$

В этом случае

$$\gamma_r'' = \frac{2 p_r T_{a'}}{[2 + (\varepsilon - 1) B_{a'}] p_{a'} T_r - 2 p_r T_{a'}}$$

или 
$$\gamma_r'' = \frac{2 p_r T_{a'}}{2(p_{a'} T_r - p_r T_{a'}) + (\varepsilon - 1) B_{a'} p_{a'} T_r}. \quad (5)$$

Отличие  $\gamma_r''$  от  $\gamma_r$  никак не характеризует изменения качества очистки цилиндров от ОГ, поскольку объясняется изменением лишь количества и параметров свежего заряда. Более объективное представление о качестве очистки дает доля ОГ в рабочей смеси [9, 11, 12].

Если  $\varphi = 180^\circ$  ПКВ,  $p_{a'} = p_a$ ,  $T_{a'} = T_a$  и  $B_{a'} = 2$ , то полученное выражение (5) превращается в зависимость для определения значения  $\gamma_r$  в предположении закрытия впускных клапанов в НМТ [12, 14]:

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

Как следует из рис. 4, с увеличением угла запаздывания закрытия впускного клапана происходит снижение коэффициента наполнения при одновременном возрастании коэффициента ОГ. Указанный рост  $\gamma_r''' = \frac{V_r}{V_{C3}'''}$  объясняется уменьшением количества СЗ, остающегося в цилиндре к моменту закрытия впускных клапанов.

Соотношение коэффициентов  $\eta_v''$  и  $\eta_v$  определится выражением

$$\Phi_1 = \frac{\eta_v''}{\eta_v} = \left\{ \frac{[2 + (\varepsilon - 1) B_{a'}] p_{a'} T_r - 2 p_r T_{a'}}{2(\varepsilon p_a T_r - p_r T_a)} \right\}.$$

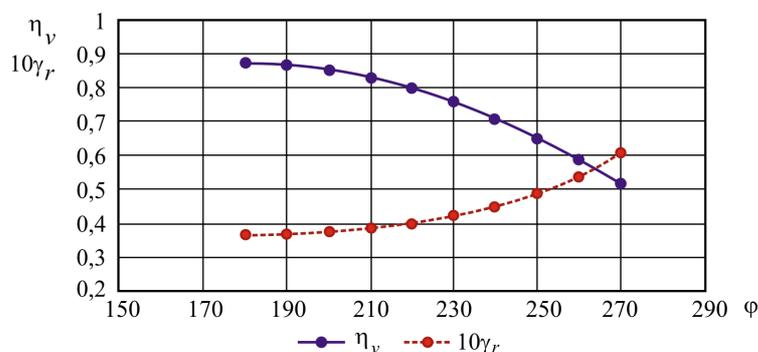


Рис. 4. Влияние угла запаздывания закрытия впускного клапана на коэффициенты наполнения и остаточных газов

Следовательно, это отношение характеризует изменение количества свежего заряда в период запаздывания закрытия впускных клапанов и представляет собой коэффициент дозарядки, как он понимается в [15]. Но этот коэффициент не дает представления об изменении наполнения в результате улучшения/ухудшения очистки в период перекрытия клапанов вблизи ВМТ. Более информативен коэффициент дозарядки, учитывающий изменение наполнения как в результате запаздывания закрытия впускных клапанов, так и в результате изменения количества ОГ в период перекрытия клапанов [9].

Значение коэффициента  $\eta_v''$  определяется как произведение  $\eta_v'' = \phi_1 \eta_v$ .

При угле  $\phi = 180^\circ$  ПКВ,  $p_{a^*} = p_a$ ,  $T_{a^*} = T_a$  и  $B_a = 2$

$$\phi_1 = \frac{\varepsilon p_a T_r - p_r T_a}{\varepsilon p_a T_r - p_r T_a} = 1,$$

т.е. в этом случае коэффициенты наполнения  $\eta_v''$  и  $\eta_v$  одинаковы.

Соотношение действительного и скорректированного значений коэффициентов остаточных газов  $\zeta = \frac{\gamma_r''}{\gamma_r}$  не характеризует очистку цилиндров, так как  $\zeta$  учитывает изменение количества не остаточных газов, а свежего заряда. После подстановки значений  $\gamma_r''$  и  $\gamma_r$  получаем

$$\zeta = \frac{2 p_r T_{a^*} (\varepsilon p_a T_r - p_r T_a)}{[2(p_{a^*} T_r - p_r T_{a^*}) + (\varepsilon - 1) B_{a^*} p_{a^*} T_r] p_r T_{a^*}}.$$

После упрощений это выражение принимает вид

$$\zeta = \frac{2(\varepsilon p_a T_r - p_r T_a)}{[2(p_{a^*} T_r - p_r T_{a^*}) + (\varepsilon - 1) B_{a^*} p_{a^*} T_r]} \frac{T_{a^*}}{T_a}.$$

Следовательно, скорректированное с учетом запаздывания закрытия впускных клапанов значение коэффициента ОГ может быть найдено при известной величине коэффициента  $\zeta$  как произведение

$$\gamma_r'' = \zeta \gamma_r.$$

При  $\phi = 180^\circ$  ПКВ,  $p_{a^*} = p_a$ ,  $T_{a^*} = T_a$  коэффициент  $\zeta$  равен единице:

$$\zeta = \frac{2 p_r T_a (\varepsilon p_a T_r - p_r T_a)}{[2(p_a T_r - p_r T_a) + (\varepsilon - 1) 2 p_a T_r] p_r T_a} = \frac{(\varepsilon p_a T_r - p_r T_a)}{p_a T_r - p_r T_a + \varepsilon p_a T_r - p_a T_r} = 1.$$

Таким образом, при проведении расчетов влияние на газообмен запаздывания закрытия впускных клапанов можно учитывать использованием коэффициента наполнения, отнесенного к объему сжатия, и величины скорректированного коэффициента остаточных газов  $\gamma_r''$ .

### Заключение

Запаздывание закрытия впускных клапанов приводит к изменению количества поступающего в цилиндры двигателя свежего заряда и величины коэффициента наполнения в сравнении с таковыми, полученными с использованием приводимых в литературе расчетных зависимостей. Учет влияния на наполнение угла запаздывания  $\phi$  особенно важен для двигателей с переменными фазами газообмена и двигателей, работающих по циклам Миллера – Аткинсона [16–20]. Для уточнения влияния на результаты газообмена угла  $\phi$  получены аналитические зависимости для определения коэффициента наполнения  $\eta_v''$ , скорректированного коэффициента остаточных газов  $\gamma_r''$  и коэффициента дозарядки  $\phi_1$  в функции угла запаздывания закрытия впускных клапанов. Эти зависимости позволяют при проведении расчетов учитывать влияние на показатели двигателя угла запаздывания закрытия впускных клапанов.

## Список литературы

1. Дьяченко В.Г. Термодинамические циклы двигателей внутреннего сгорания с продолженным расширением // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – № 1. – С. 25–29.
2. Тер-Мкртчян Г.Г. Манипулирование коэффициентом наполнения и фактической степенью сжатия за счет вариации фаз газораспределения в двигателях с количественным регулированием мощности // Труды НАМИ. – 2014. – Вып. 258. – С. 144–176.
3. Бриллинг Н.Р., Вихерт М.М., Гутерман И.И. Быстроходные дизели. – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1951. – 98 с.
4. Шароглазов Б.А., Поваляев В.А. Расчетная оценка качества наполнения свежим зарядом цилиндров поршневого двигателя на стадии проектирования // Вестник Национального исследовательского Южно-Уральского государственного университета. – 2008. – № 23. – С. 20–24.
5. Шароглазов Б.А., Фарофантов М.Ф., Клеменьтьев В.В. Двигатели внутреннего сгорания: Теория, моделирование и расчет процессов. – Челябинск: ЮУрГУ, 2005. – 403 с.
6. Ковылов Ю.Л., Угланов Д.А. Влияние различных факторов на коэффициент наполнения поршневого двигателя // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им С.П. Королева. – 2007. – № 2. – С. 114–117.
7. Küntscher V. Krafnfahrzeugmotoren. VEB. – Berlin: Verlag Technik, 1989. – P. 505, 558.
8. Тареев В.М. Справочник по тепловому расчету рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. – Ленинград: Речной транспорт, 1961. – 414 с.
9. Масленников М.М., Рапипорт М.С. Авиационные поршневые двигатели. Государственное издательство оборонной промышленности. – М., 1951. – 847 с.
10. Матюхин Л.М. Расчетное определение коэффициентов дозарядки и очистки // Вестник МАДИ. – 2015. – № 4 (43). – С. 40–45.
11. Матюхин Л.М., Тер-Мкртчян Г.Г. Термодинамические основы расчета рабочего цикла двигателей с укороченным впуском или укороченным сжатием на основе анализа состава рабочей смеси // Труды НАМИ. – 2015. – № 263. – С. 35–44.
12. Матюхин Л.М. Анализ наполнения и тепловой расчет ДВС на базе состава рабочей смеси. – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2011. – 170 p.
13. Матюхин Л.М. Особенности использования коэффициентов наполнения «по воздуху» и «по смеси» для оценки результатов газообмена в газовых двигателях // Транспорт на альтернативном топливе. – 2014. – № 4 (40). – С. 38–46.
14. Матюхин Л.М. Универсальная формула коэффициента наполнения четырехтактного двигателя внутреннего сгорания // Вестник МАДИ. – 2010. – № 3 (22). – С. 39–43.
15. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А.С. Орлина, М.Г. Крутова. – М.: Машиностроение, 1990. – 289 с.
16. Тер-Мкртчян Г.Г. Газовый двигатель с количественным бездрессельным регулированием мощности // Автомобильная промышленность. – 2014. – № 3. – С. 4–12.
17. Diesel-to-natural gas engine conversion with lower compression ratio / G.G. Ter-mkrtychyan, A.M. Saikin, K.E. Karpukhin, A.S. Terenchenko, Yu.G. Ter-Mkrtychyan // Pollution Research. Enviro Media. – 2017. – Vol. 36, no 3. – P. 678–683.
18. Тер-Мкртчян Г.Г. Двигатели с модифицированным рабочим циклом и продолженным расширением // Труды НАМИ. – 2014. – № 259. – С. 59–71.
19. Тер-Мкртчян Г.Г. Двигатели с продолженным расширением рабочего тела // Двигателестроение. – 2015. – № 2 (260). – С. 3–9.
20. Тер-Мкртчян Г.Г. Двигатели внутреннего сгорания с нетрадиционными рабочими циклами: учеб. пособие. – М.: МАДИ (ТУ), 2015. – 80 с.

## References

1. D'yachenko V.G. Termodinamicheskie tsikly dvigatelej vnutrennego sgoraniya s prodolzhenym rasshireniem [Thermodynamics cycles of combustion engines are with the continued expansion]. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, 2005, no. 1, pp. 25–29.
2. Ter-Mkrtych'yan G.G. Manipulirovanie koehffitsientom napolneniya i fakticheskoy stepen'yu szhatiya za schet variatsii faz gazoraspredeleya v dvigatelyakh s kolichestvennym regulirovaniem moshhnosti [Manipulation of the filling ra-

tion and the actual compression ratio due to variation of the valve timing in engines with quantitative power control]. *Trudy NAMI*, 2014, iss. 258, pp. 144–176.

3. Brillings N.R., Vihert M.M., Guterman I.I. Bystrohodnye dizeli [High speed diesel engines]. Moscow, Gosudarstvennoe nauchno-tekhnicheskoe izdatel'stvo mashinostroitel'noj literatury, 1951, 98 p.

4. Sharoglazov B.A., Povalyaev V.A. Raschetnaya otsenka kachestva napolneniya svezhim zaryadom tsilindrov porshnevoogo dvigatelya na stadii proektirovaniya [Estimated quality assessment of filling with fresh cylinder charge of a piston engine at the design stage]. *Vestnik natsional'nogo issledovatel'skogo YUzhno-Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta*, 2008, no. 23, pp. 20–24.

5. Sharoglazov B.A., Farofantov M.F., Klemen'tev V.V. Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Teoriya, modelirovaniye i raschet processov [Internal combustion engines: Theory, modeling and calculation processes], Chelyabinsk, YuUrGU, 2005, 403 p.

6. Kovylov YU.L., Uglanov D.A. Vliyaniye razlichnykh faktorov na koehffitsient napolneniya porshnevoogo dvigatelya [The influence of various factors on the filling ratio of a piston engine], *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aehro-kosmicheskogo universiteta im S.P. Koroleva*, 2007, iss. 2, pp. 114–117.

7. Volkmar Küntscher. Krafnfahrzeugmotoren. VEB, Verlag Technik, Berlin, 1989, pp 505, 558.

8. Tareev V.M. Spravochnik po teplovomu raschetu rabocheho processa dvigatelej vnutrennego sgoraniya [Handbook of thermal calculation of the working process of internal combustion engines]. Leningrad, Rechnoj transport, 1961, 414 p.

9. Maslennikov M.M., Rapiort M.S. Aviacionnye porshnevyye dvigateli [Aircraft piston engines]. Moscow, Gosudarstvennoe izdatel'stvo oboronnoj promyshlennosti, 1951, 847 p.

10. Matyukhin L.M. Raschetnoye opredeleniye koehffitsientov dozaryadki i ochistki [Estimated determination of charge and cleanup factors]. *Vestnik MADI*, iss. 4 (43), pp. 40–45.

11. Matyukhin L.M., Ter-Mkrtychyan G.G. Termodinamicheskie osnovy rascheta rabocheho tsikla dvigatelej s ukorochennym vpuskom ili ukorochennym szhatiemy na osnovye analiza sostava rabochej smesi [Thermodynamic principles of calculating the operating cycle of engines with a shorter intake or shortened compression based on an analysis of the composition of the working mixture]. *Trudy NAMI*, 2015, no. 263, pp. 35–44.

12. Matyukhin L.M. Analiz napolneniya i teplovoj raschet DVS na baze sostava rabochej smesi [Analysis of the filling and thermal calculation of the internal combustion engine based on the composition of the working mixture] Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2011, 170 p.

13. Matyukhin L.M. Osobennosti ispol'zovaniya koehffitsientov napolneniya «po vozdukh» i «po smesi» dlya otsenki rezul'tatov gazoobmena v gazovykh dvigatelyakh [Features of using the coefficients of filling «by air» and «by mixture» for evaluating the results of gas exchange in gas engines]. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2014, no. 4 (40), pp. 38–46.

14. Matyukhin L.M. Universal'naya formula koehffitsienta napolneniya chetyrekhtaktnogo dvigatelya vnutrennego sgoraniya [The universal formula for the filling ratio of a four-stroke internal combustion engine]. *Vestnik MADI*, 2010, iss. 3 (22), pp. 39–43.

15. Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Teoriya porshnevyykh i kombinirovannykh dvigatelej [Internal combustion engines. Theory of piston and combined engines]. Ed. A.S. Orlina, M.G. Krutova, Moscow, Mashinostroenie, 1990, 289 p.

16. Ter-Mkrtychyan G.G. Gazovyy dvigatel' s kolichestvennym bezdrossel'nyim regulirovaniemy moshhnosti [Gas engine with quantitative throttle-free power control] *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2014, no. 3, pp. 4–12.

17. Ter-mkrtychyan G.G., Saikin A.M., Karpukhin K.E., Terenchenko A.S., Ter-mkrtychyan Yu.G. Diesel-to-natural gas engine conversion with lower compression ratio // *Pollution Research. Enviro Media ISSN: 0257-8050*, 2017. T. 36. № 3. pp. 678–683.

18. Ter-Mkrtychyan G.G. Dvigateli s modifitsirovannym rabochim tsiklom i prodolzhenym rasshireniemy [Modified duty cycle engines with extended expansion]. *Trudy NAMI*, 2014, no. 259, pp. 59–71.

19. Ter-Mkrtychyan G.G. Dvigateli s prodolzhenym rasshireniemy rabocheho tela [Engines with continued expansion of the working body]. *Dvigatelistroenie*, 2015, no. 2 (260), pp. 3–9.

20. Ter-Mkrtychyan G.G. Dvigateli vnutrennego sgoraniya s netraditsionnymi rabochimi tsiklami: Uchebnoye posobie [Internal combustion engines with unconventional work cycles: Tutorial]. Moscow, MADI (TU), 2015, 80 p.

Получено 16.10.2018

#### Об авторах

**Матюхин Леонид Михайлович** (Москва, Россия) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Теплотехника и автотракторные двигатели» Московского государственного автомобильно-дорожного технического университета (МАДИ) (125319, г. Москва, Ленинградский пр., 64, e-mail: panam1@mail.ru).

**Сафронов Павел Владимирович** (Москва, Россия) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Теплотехника и автотракторные двигатели» Московского государственного автомобильно-дорожного технического университета (МАДИ) (125319, г. Москва, Ленинградский пр., 64, e-mail: pavel\_safronov@mail.ru).

#### About the authors

**Leonid M. Matyukhin** (Moscow, Russian Federation) – Ph.D. in Technical Sciences, Associate Professor, Department of Heat Engineering and Automobile and Tractor Engines, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (64, Leningradsky av., Moscow, 125319, Russian Federation, e-mail: panam1@mail.ru).

**Pavel M. Safronov** (Moscow, Russian Federation) – Ph.D. in Technical Sciences, Associate Professor, Department of Heat Engineering and Automobile and Tractor Engines, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (64, Leningradsky av., Moscow, 125319, Russian Federation, e-mail: pavel\_safronov@mail.ru).