

05.20.01
УДК 62-224.4

ОЦЕНКА НАПОЛНЕНИЯ ЦИЛИНДРА ДВС СВЕЖИМ ЗАРЯДОМ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

© 2016

Абросимова Мария Владимировна, аспирант
Нижегородская ГСХА, Нижний Новгород (Россия)

Жолобов Лев Алексеевич, кандидат технических наук,
профессор кафедры «Эксплуатация мобильных энергетических средств и сельскохозяйственных машин»
Нижегородская ГСХА, Нижний Новгород (Россия)

Шелякин Иван Николаевич, аспирант
Нижегородская ГСХА, Нижний Новгород (Россия)

Аннотация. В данной статье представлены результаты математического и численного моделирования наполнения двигателя с учетом газодинамических факторов. При оценке наполнения двигателя необходимо рассматривать граничные условия в момент открытия впускного клапана и эффективную проходную площадь в горловине канала, которая совместно с величиной подъема клапана является определяющим размером в механизме газораспределения. Численные значения являются функцией отношения текущего перемещения клапана к диаметру горловины. Потери наполнения, связанные с подогревом воздушного заряда от стенок и частичное превращение кинетического заряда в теплоту, оцениваются потерями ΔT . Данная величина повышения температуры при наполнении ДВС выполнена для режима внешней скоростной характеристики. Изменения давления заряда в конце впуска оцениваются потерей части кинетической энергии с переходом в потенциальную вследствие торможения заряда. В работе проведена оценка вброса газов из цилиндра во впускную систему при частичных нагрузках вследствие увеличения зоны перекрытия клапанов. Что в конечном итоге снижает коэффициент наполнения. Даются данные по увеличению коэффициента наполнения за счет процесса дозарядки вследствие расширения фазы запаздывания закрытия впускного клапана. Предложена методика проведения расчетов и дана количественная оценка наполнения двигателя в зависимости от конструктивных особенностей элементов, составляющих впускную систему, в которую входят коэффициент сопротивления проточной части, средняя скорость поршня, площадь поперечного сечения цилиндра, среднее эффективное проходное течение клапанной щели, число клапанов, величина подъема клапана, диаметр горловины, а также дана оценка влияния суммарных потерь от газодинамического сопротивления.

Ключевые слова: базовая система уравнений, граничные и начальные условия, двигатель внутреннего сгорания, коэффициент наполнения, математическое и численное моделирование, расчетная сетка, технические характеристики впускной системы.

ASSESSMENT OF FILLING CYLINDER CHARGE ON ICE FRESH NUMERICAL SIMULATIONS

© 2016

Abrosimova Maria Vladimirovna, post-graduate student
Nizhny Novgorod State Agricultural Academy, Nizhny Novgorod (Russia)

Zholobov Lev Alexeevich, candidate of Technical Sciences,
professor of the Department «Exploitation of mobile power vehicles and agricultural machinery»
Nizhny Novgorod State Agricultural Academy, Nizhny Novgorod (Russia)

Shelyakin Ivan Nikolaevich, post-graduate student
Nizhny Novgorod State Agricultural Academy, Nizhny Novgorod (Russia)

Annotation. This article presents the results of mathematical and numerical modeling of filling the engine, considering gas-dynamic factors. When evaluating filling the engine it must be taken into account limited conditions at the moment of opening the intake valve and effective flow area in the throat of the channel, which is a determining factor together with gas distributing mechanism. Numeric values are function of the current movement of the valve to the diameter of the throat. Losses connected with heating the air charge by the walls and partial conversion kinetic charge into the heat estimating by ΔT . The value of increasing the temperature while filling the engine made for outward speed characteristic mode. Changing the pressure of the charge at the end of the inlet estimates by loses of kinematic energy with conversion into potential energy due to stopping the charge. There was made an assessment of emission of gases from the cylinder to the to the intake system while partial load due to the increasing the valve closing zone. Finally, it decreasing the coefficient of filling. There is data of increasing the coefficient of filling due to the process of charging because of expansion of the phase of the delay of closing the intake valve. Suggested the method-

ic of calculation and quantitative assessment of filling the engine, depending on design features of elements of intake system. Suggested the methodic of calculation and quantitative assessment of filling the engine, depending on design futures of elements of intake system which consists of: the drag coefficient of the flow area, the average piston speed, the cylinder cross-sectional area, average effective flow of the valve gap, number of valves, lift of the valve, diameter of the throat, and otherwise it was estimated sum loses of the gas-dynamic drag.

Key words: internal compulsion engine, mathematical and numerical modeling, calculating net, technical features of intake system, coefficient of filling, basic system of equations, limited and starting conditions.

В современных условиях большое значение приобретают вопросы прогнозирования мощностных и экономических показателей работы тракторных дизелей [1; 5]. Поэтому весьма важно уже на стадии проектирования дизеля иметь методику расчетной оценки коэффициента наполнения и коэффициента расхода воздуха во впускных каналах, которая достаточно близко соответствовала бы действительности.

Методика численного расчета коэффициента наполнения должна включать в себя учет всех факторов, влияющих на наполнение двигателя. Одним из которых является оценка совершенства впускной системы двигателя внутреннего сгорания (ДВС) [2; 11].

В общей проблеме совершенствования технико-экономических показателей тракторных дизелей важное значение имеют вопросы оценки качества впускных каналов, геометрии проточной части канала, ее качества, что во многом определяет снабжение двигателя свежим зарядом.

К важным показателям, используемым для оценки степени аэродинамического совершенства проточной части впускных каналов, относятся коэффициент наполнения и коэффициент расхода воздуха [18]. Последний определяет граничные условия в момент открытия впускного клапана и эффективную проходную площадь μf_k в горловине канала, которая совместно с величиной подъема клапана является определяющим размером в механизме газораспределения (МГР). Численное значение μ является функцией отношения текущего перемещения клапана к диаметру горловины впускного канала (h_k/d_2) , что позволяет связать характерные размеры клапана и канала [2; 14; 17].

Определение коэффициента наполнения при проектировании дизеля является одной из основных задач расчета рабочего цикла. Формула для определения коэффициента наполнения двигателя внутреннего сгорания является универсальной для любого типа двигателей и имеет вид:

$$\eta_v = \varphi_{\text{доз}} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \varphi_{\text{мен}} \cdot \varphi_{\text{доз}} \cdot \gamma \cdot T_r} \quad (1)$$

Однако по формуле (1) невозможно проследить влияние потерь, оцениваемых коэффициентом расхода, на величину коэффициента наполнения.

Коэффициент наполнения может быть представлен выражением, позволяющим выделить влия-

ние отрицательных и положительных составляющих газообмена на его величину:

$$\eta_v = 1 - \Delta\eta_{v\Sigma}, \quad (2)$$

где суммарная составляющая газообмена:

$$\Delta\eta_{v\Sigma} = -(\Delta\eta_{v_{\text{газ}}} + \Delta\eta_{v_{\text{пад}}} + \Delta\eta_{v_{\text{рас}}} + \Delta\eta_{v_{\text{заб}}}) + \Delta\eta_{v_{\text{доз}}}, \quad (3)$$

где $\Delta\eta_{v_{\text{газ}}}$ – уменьшение η_v , обусловленное газодинамическими потерями; $\Delta\eta_{v_{\text{пад}}}$ – потери от подогрева воздушного заряда, обусловленные подводом теплоты от горячих стенок и переходом части кинетической энергии движущегося заряда в теплоту; $\Delta\eta_{v_{\text{рас}}}$ – потери от расширения остаточных газов; $\Delta\eta_{v_{\text{заб}}}$ – потери от заброса заряда во впускной коллектор; $\Delta\eta_{v_{\text{доз}}}$ – увеличение η_v за счет дозарядки.

Связь η_v с коэффициентом расхода во впускных каналах отображается зависимостью $\Delta\eta_{v_{\text{газ}}}$, которая в общем виде записывается следующим образом:

$$\Delta\eta_{v_{\text{газ}}} = \frac{\Delta p_{\text{вп}}}{p_k}, \quad (4)$$

где потери давления воздушного заряда при прохождении его через проточную часть и клапанную щель впускного канала:

$$\Delta p_{\text{вп}} = 0,5 \cdot 10^{-6} \cdot \xi \cdot \rho_k \cdot \left[\frac{C_m \cdot F_{\text{ц}}}{(\mu \cdot f_k)_{\text{ср}} \cdot i_{\text{кл}}} \right]^2, \quad (5)$$

где коэффициент расхода воздуха через впускной канал определяем расчетным путем по предложенному выражению (33).

Потери в наполнении, связанные с подогревом воздушного заряда от стенок и частичного превращения кинетической энергии заряда в теплоту, оцениваются выражением [9]:

$$\Delta\eta_{v_{\text{пад}}} = (\Delta T_{\text{ст}} + \Delta T_{\text{ад}}), \quad (6)$$

где $\Delta T_{\text{ст}}$ – повышение температуры воздуха при наполнении вследствие теплоотдачи от стенок, град; $\Delta T_{\text{ад}}$ – повышение температуры воздуха, обусловленное торможением свежего заряда (переходом части кинетической энергии в теплоту).

На основании экспериментальных материалов по дизелю 4ЧН15/20,5 повышение температуры воздуха при наполнении вследствие теплоотдачи от стенок для режимов внешней скоростной характеристики, как функция частоты вращения, может быть описано зависимостью [15]:

$$\Delta T_{\text{ст}_i} = \Delta T_{\text{ст}_H} : k \cdot \bar{n}, \quad (7)$$

где $\Delta T_{\text{ст}_H}$ – повышение температуры воздуха при

наполнении вследствие теплоотдачи от стенок для номинальной частоты вращения коленчатого вала, град; $\bar{n} = n_i/n_n$ – относительная частота вращения коленчатого вала; n_i – текущая частота вращения; n_n – частота вращения, соответствующая номинальному режиму; κ – эмпирический коэффициент (для дизелей типа 4ЧН 15/20,5 равен 1).

Повышение температуры воздушного заряда вследствие его торможения на впуске:

$$\Delta T_{ад} = T_K \cdot \left[\left(\frac{p_a}{p_{вп}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right], \quad (8)$$

где κ – показатель адиабаты для воздуха.

Давление в конце такта впуска можно оценить по выражению:

$$p_a = p_K - 0,5 \cdot p_{вп}, \quad (9)$$

где $p_{вп}$ – давление заряда в конце впуска применительно к условиям, когда бы при впуске отсутствовало влияние перехода части кинетической энергии в потенциальную вследствие торможения заряда. Как правило, $p_a > p_{вп}$ за счет имеющего место торможения заряда в конце впуска ($p_{вп} = p_K - p_{вп}$).

Потери коэффициента наполнения, связанные с затратой части хода поршня на расширение остаточных газов до давления перед впускными клапанами, оцениваются выражением [13]:

$$\Delta \eta_{v_{рас}} = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_r}{p_K} \right)^{\frac{1}{n_2}} - 1 \right]. \quad (10)$$

При работе дизеля на низких частотах вращения коленчатого вала, а также на частичных нагрузках и вхолостую возможен заброс газов из цилиндра во впускной коллектор ($p_{ал} > p_K$), что снижает коэффициент наполнения на величину $\Delta \eta_{v_{заб}}$.

Это обстоятельство может быть учтено с помощью следующего выражения:

$$\Delta \eta_{v_{заб}} = \frac{V_a}{V_{a1}} \cdot \left(\frac{p_{a1}}{p_K} - 1 \right), \quad (11)$$

где V_a – полный объем цилиндра; V_{a1} – объем цилиндра в момент закрытия впускного клапана; p_{a1} – давление в момент закрытия впускного клапана.

$$V_{a1} = V_c \cdot \Psi(\alpha_{a1}), \quad (12)$$

где $\Psi(\alpha_{a1})$ – значение кинематической функции изменения объема цилиндра при положении поршня, соответствующем моменту закрытия впускного клапана (α_{a1}):

$$\Psi(\alpha_{a1}) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \sigma(\alpha_{a1}), \quad (13)$$

где ε – степень сжатия; $\sigma(\alpha_{a1})$ – значение кинематической функции хода поршня при положении поршня, соответствующем моменту (α_{a1}).

$\sigma(\alpha_{a1}) = 1 + \frac{1}{\lambda} - \left(\cos \alpha_{a1} + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha_{a1}} \right)$, (14)
где $\lambda = r/L$ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Давление в цилиндре в момент закрытия впускного клапана:

$$p_{a1} = p_a \cdot \left(V_a / V_{a1} \right)^{n_1}, \quad (15)$$

где n_1 – показатель политропы сжатия.

Таким образом, с учетом (12) и (15) из (11) следует:

$$\Delta \eta_{v_{заб}} = \frac{\varepsilon}{\Psi(\alpha_{a1})} \cdot \left(\frac{p_a}{p_K} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\Psi(\alpha_{a1})} \right)^{n_1} - 1 \right) \cdot \bar{n}. \quad (16)$$

Увеличение коэффициента наполнения за счет процесса дозарядки может быть учтено выражением:

$$\Delta \eta_{v_{доз}} = \frac{\Psi(\alpha_{a1})}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{\beta_{вп}}{\alpha_{вп}} \cdot \bar{n}, \quad (17)$$

где $\beta_{вп}$ – фаза запаздывания закрытия впускного клапана; $\alpha_{вп}$ – продолжительность фазы впуска.

Используя (4, 6, 10, 16, 17) для составляющих газообмена, на основании (2) и (3) для η_v запишем:

$$\eta_v = 1 - \frac{0,5 \cdot 10^{-6} \cdot \xi \cdot \rho_K \cdot \left[\frac{C_m \cdot F_u}{(\mu \cdot f_K)_{ср} \cdot i_{кл}} \right]^2}{\rho_K} + \frac{\frac{\Delta T_{cmn}}{\kappa \cdot \bar{n}} + T_K \cdot \left[\left(\frac{p_a}{p_{вп}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}{T_K} + \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_r}{p_K} \right)^{\frac{1}{n_2}} - 1 \right] + \frac{\varepsilon}{\Psi(\alpha_{a1})} \cdot \left(\frac{p_a}{p_K} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\Psi(\alpha_{a1})} \right)^{n_1} - 1 \right) \cdot \bar{n} + \frac{\Psi(\alpha_{a1})}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{\beta_{вп}}{\alpha_{вп}}. \quad (18)$$

К достоинствам (18) относится то, что с его помощью учитывается влияние на η_v таких факторов, как коэффициент сопротивления проточной части, средняя скорость поршня, площадь поперечного сечения цилиндра, среднее эффективное проходное сечение клапанной щели, число клапанов, величина подъема клапана, диаметр горловины и др. [4; 12; 20].

Таким образом изложена методика расчета коэффициента наполнения с учетом влияния суммарных потерь от газодинамического сопротивления, подогрева воздушного заряда, расширения остаточных газов, заброса газов во впускной коллектор и увеличение η_v от процесса дозарядки.

Учитывая сложность и длительность создания оптимальной формы проточной части системы впуска, при ее проектировании и модернизации целесообразно привлечение математических моделей [5; 6; 12; 15; 16; 19]. Это не только удешевляет и ускоряет создание оптимального воздушного тракта, но и обеспечивает условия для автоматизации процесса проектирования. Методы расчета системы впуска, направленные на оптимизацию ее параметров с учетом влияния условий работы двигателя, нестационарности процессов, протекающих во впускном тракте, движения клапанов, базируются, как правило, на экспериментальном или теоретическом определении коэффициента расхода. Применяемые статическая и динамическая продувки впускных каналов головок цилиндров, с помощью

которых определяется коэффициент расхода требуют значительных затрат времени и материальных средств. Расчетное определение коэффициента расхода, с использованием современных методов позволяет существенно сократить объем экспериментальных исследований и решить основные задачи, выбрав оптимальное сочетание конструктивных элементов впускных каналов на стадии проектирования и доводки двигателя.

Расчетному определению коэффициента расхода посвящены работы [7; 8; 16]. Эти работы базируются либо на строгих законах газовой динамики, либо на полученных эмпирических зависимостях, которые, как правило, связывают коэффициент расхода только с подъемом клапана или с отношением величины подъема клапана к диаметру горловины. Однако они не учитывают конструкцию, тип канала с клапаном и являются частными, то есть применимыми для одной конструкции каналов. В ряде работ коэффициент расхода связывается с коэффициентом сжатия и местного сопротивления.

Рассмотрим математическую модель определения коэффициента расхода, оценивающего газодинамическое совершенство впускного канала с клапаном. Именно в клапанной щели гидравлические потери наибольшие [2; 10; 17; 18].

Движение воздушного потока через клапан в канале головки цилиндров сопровождается потерями, уменьшающими расход воздуха. Эти потери связаны с наличием повышенных гидравлических сопротивлений на участке «канал–клапан–цилиндр» из-за резкого поворота канала и потока в клапанной щели, зон завихрения, сужения и трения. Возмущающее влияние каждого из перечисленных сопротивлений взаимосвязано, и тем не менее в данной работе с определенными допущениями предлагается при определении коэффициента расхода учесть по отдельности эти факторы и в целом учесть конструкции впускного канала с клапаном.

Коэффициент расхода зависит от величин (коэффициентов) сопротивлений на прямолинейном участке проточной части $\xi_{пр}$ при повороте канала к горловине $\xi_{пов}$ от сжатия в проточной части $\xi_{сж}$ и в клапанной щели $\xi_{кл.щ.}$, от удара потока $\xi_{уд.}$, а также от профиля канала (тангенциально $\xi_{тк.}$, винтового $\xi_{вк.}$) и числа клапанов $i_{кл}$ и влияния одной горловины на другую в канале четырехклапанной головки K_j . Влиянием втулки, бобышки (если они есть и не создают большого сопротивления) и стержнем клапана можно пренебречь.

Таким образом, коэффициент расхода можно представить, как:

$$\mu = f(\xi_{пр}, \xi_{пов}, \xi_{сж}, \xi_{кл.щ.}, \xi_{тк.}, \xi_{вк.}, i_{кл}), \quad (19)$$

Коэффициент сопротивления на прямолинейном участке не зависит от числа Рейнольдса и определяется только абсолютной шероховатостью [3]:

$$\xi_{пр} = \frac{1}{(2 \cdot \lg \frac{r}{h} + 1,68)^2}, \quad (20)$$

где r – радиус в сечении канала, м; h – высота бургов шероховатости, м.

Коэффициент сопротивления при повороте канала:

$$\xi_{пов} = K_{\Delta} \cdot K_{Re} \cdot \xi_M + 0,0175 \cdot \delta \cdot \lambda \cdot R_0 / D_r, \quad (21)$$

где K_{Δ} – коэффициент шероховатости, выбирается из диаграммы; $K_{Re} = 1,3 - 0,29 \ln (Re \cdot 10^{-5})$ – определяется при $Re / D_0 > 0,7$; R_0 – радиус поворота проточной части впускного канала по осевой линии, м; D_0 – диаметр в сечении канала, м; $\xi_M = A_1 \cdot B_1 \cdot C_1$ – коэффициент местного гидравлического сопротивления; δ – угол поворота канала, град; λ – коэффициент гидравлического сопротивления; D_r – гидравлический диаметр, м.

Канал круглого или квадратного сечения с углом поворота $\delta = 90^\circ$ имеет следующие значения коэффициентов:

$$A_1 = 1,0; B_1 = 0,21(R_0 / D_0)^{-2,5}; C_1 = 1,0.$$

Тангенциальный впускной канал имеет конфузорный участок, обеспечивающий увеличение скорости воздушного потока, направленного по касательной к стенке цилиндров. При этом по длине сужающегося конфузорного участка, имеющего плавные криволинейные образующие стенок, величина сопротивления может быть найдена из выражения [4]:

$$\xi_{тк} = K_{пс} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2, \quad (22)$$

где $K_{пс}$ – коэффициент смягчения, зависящий от угла конусности. Сопротивление от сжатия в проточной части впускного канала круглого сечения:

$$\xi_{сж} = 0,1 \cdot L / D_r - 0,0017 \cdot L / a_0 \cdot b_0; \quad (23)$$

эллиптического сечения:

$$\xi_{сж} = 0,145 \cdot L / D_r - 0,0017 \cdot L / a_0 \cdot b_0, \quad (24)$$

где L – длина участка от сжатого сечения проточной части канала до горловины, м; a_0 и b_0 – размеры полуосей эллипса, м.

Коэффициент сопротивления в клапанной щели, связанный со сжатием струи, может быть определен по формуле:

$$\xi_{кл.щ.} = \frac{1}{\varepsilon^2}, \quad (25)$$

где $\varepsilon = f_{min} / f$ – коэффициент сжатия струи воздушного потока; f_{min} – площадь зауженного сечения струи, m^2 ; f – геометрическая площадь отверстия, m^2 .

Коэффициент сжатия струи определяется по таблице 1 [12].

Таблица 1 – Зависимость коэффициента сжатия струи от отношения подъема клапана к диаметру горловины

h_g/d_r	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,269	0,3	0,35
ε	0,674	0,672	0,6705	0,668	0,665	0,664	0,661	0,656

В винтовом впускном канале первичное вращение воздушного потока создается в улитке непосредственно над тарелкой клапана. При этом профиль проточной части улитки может быть построен по логарифмической спирали либо спирали Архимеда. В первом случае текущий радиус логарифмической спирали R_0 определяется по формуле:

$$R_0 = 0,5 \cdot d_0 \cdot e^{\varphi/2\pi}, \quad (26)$$

где d_0 – диаметр выходного сечения, м; e – основание натуральных логарифмов; φ – угол раскрытия спирали, град.

Коэффициент сопротивления в улитке винтового канала определяется из характеристики улитки, при этом почти все потери в проточной части канала связаны с потерями в улитке канала $\xi_{вк} = \xi_{ул}$. По результатам обработки авторами большого числа экспериментальных материалов [2; 5; 6; 13; 20] с использованием метода наименьших квадратов сопротивление в улитке впускного винтового канала $\xi_{ул}$ в зависимости от относительной величины подъема впускного клапана h_k/d_c может быть представлено в виде полинома пятой степени:

$$\xi_{ул} = -10,13 \cdot 10^4 \cdot (h_k/d_r)^5 + 97,96 \cdot 10^3 \cdot (h_k/d_r)^4 - 33,05 \cdot 10^3 \cdot (h_k/d_r)^3 + 55,13 \cdot 10^2 \cdot (h_k/d_r)^2 - 373,6 \cdot (h_k/d_r) + 15,1. \quad (27)$$

Действительные процессы истечения воздушного потока в виде кольцевой струи из клапанной щели впускного канала головки цилиндров двигателя сопровождаются потерями на удар $\xi_{уд}$ из-за резкого увеличения площади сечения [4; 20]:

$$\xi_{уд} = \left(1 - \frac{f_{кл.щ.}}{F_{ц}}\right)^2, \quad (28)$$

где $f_{кл.щ.}$ – площадь в клапанной щели, м; $F_{ц}$ – площадь поперечного сечения цилиндра, м.

Необходимое увеличение эффективного проходного сечения в клапанной щели может быть достигнуто применением двух клапанов на впуске.

На основе обработки авторами большого экспериментального материала по продувкам самых различных каналов (каналы с падающим потоком, тангенциальные, винтовые) и теории газовой динамики, с использованием метода наименьших квадратов, получены следующие выражения для определения коэффициента расхода для впускных каналов с клапаном: впускной канал с падающим потоком:

$$\mu = 1 - \left[(\xi_{пр} + \xi_{пов}) \cdot \left(\frac{h_k}{d_r}\right) + (\xi_{сж} + \xi_{кл.щ.}) \cdot \left(\frac{h_k}{d_r}\right)^2 + \xi_{уд} \cdot \left(\frac{h_k}{d_r}\right)^3 \right]; \quad (29)$$

тангенциальный впускной канал:

$$\mu = 1 - \left[(\xi_{пр} + \xi_{пов} + \xi_{мк}) \cdot \left(\frac{h_k}{d_r}\right) + (\xi_{сж} + \xi_{кл.щ.}) \cdot \left(\frac{h_k}{d_r}\right)^2 + \xi_{уд} \cdot \left(\frac{h_k}{d_r}\right)^3 \right]; \quad (30)$$

винтовой впускной канал:

$$\mu = 1 - \left[(\xi_{пр} + \xi_{пов}) \cdot \left(\frac{h_k}{d_r}\right) + (\xi_{сж} + \xi_{кл.щ.} + \xi_{вк}) \cdot \left(\frac{h_k}{d_r}\right)^2 + \xi_{уд} \cdot \left(\frac{h_k}{d_r}\right)^3 \right]; \quad (31)$$

впускной канал 4-х клапанной головки цилиндров:

$$\mu = 1 - K_1 \cdot \left[(\xi_{пр} + \xi_{пов}) \cdot \left(\frac{h_k}{d_r}\right) + (\xi_{сж} + \xi_{кл.щ.}) \cdot \left(\frac{h_k}{d_r}\right)^2 + \xi_{уд} \cdot \left(\frac{h_k}{d_r}\right)^3 \right], \quad (32)$$

где K_1 – коэффициент влияния впускных горловин. В общем виде формула для расчетного определения коэффициента расхода воздуха для впускных каналов с различной конфигурацией проточной части может быть представлена выражением, предложенным автором:

$$\mu = 1 - K_1 \cdot \left[(\xi_{пр} + \xi_{пов} + \xi_{мк}) \cdot \left(\frac{h_k}{d_r}\right) + (\xi_{сж} + \xi_{кл.щ.} + \xi_{вк}) \cdot \left(\frac{h_k}{d_r}\right)^2 + \xi_{уд} \cdot \left(\frac{h_k}{d_r}\right)^3 \right]. \quad (33)$$

Проверка сходимости величин коэффициентов расхода воздуха, полученных при продувке и при расчете, показала, что математическая модель [11; 16; 19] имеет статистический критерий достоверности 95 %.

Таким образом, расчетное определение коэффициента расхода впускных каналов с клапанами позволяет оценить конструкцию впускного канала на стадии проектирования, упростить математическую модель расчета рабочего цикла для создания которой уже не потребуется проведение экспериментов по продувке каналов, а также наметить пути совершенствования каналов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агафонов А. Н., Слесаренко И. В., Гудзь В. Н., Горланов А. В., Пчельников Д. П., Разуваев А. В. Экспериментальные исследования работы ДВС с усовершенствованной системой воздухооборудования // Двигателестроение. 2007. № 2. С. 11–15.
2. Васильев А. В., Григорьев Е. А. Формирование характеристик газораспределения ДВС // Двигателестроение. № 1. 2002. С. 23–25.
3. Голев Б. Ю. Численный расчет движения воздушного заряда во впускном винтовом канале и цилиндре дизеля // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей : Материалы XII Международной научно-практической конференция, г. Владимир. 2010. С. 29–31.
4. Горнушкин Ю. Г., Михайлов Я. А. Требования к воздухопроводящему тракту моторного испытательного стенда // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей : Материалы X Международной научно-практической конференция. г. Владимир. 2005.

С. 29–31.

5. Гоц А. Н., Гаврилов А. А. Моделирование показателей цикла двигателя по внешней скоростной характеристике // Материалы IX Международной научно-практической конференции. г. Владимир. 2003. С. 52–56.

6. Грицюк А. В., Алехин С. А., Опалеев В. А., Солодов В. Г., Хандримайлов А. А. Исследование газодинамических характеристик впускных каналов дизеля при его разработке // Материалы X Международной научно-практической конференции. г. Владимир. 2005. С. 82–88.

7. Гусаков С. В., Макаревский А. С. Опыт применения метода планируемого эксперимента в исследованиях ДВС // Материалы X Международной научно-практической конференции. г. Владимир. 2005. С. 38–40.

8. Жлуктов С. В., Субботина П. Н. Моделирование течений с частицами и двухфазного горения программным комплексом FlowVision // Материалы X Международной научно-практической конференции. г. Владимир. 2005. С. 52–53.

9. Захаров Л. А., Хрунков С. Н. и др. Расчет действительного цикла поршневого бензинового двигателя с использованием индикаторной диаграммы // Межвуз. сб. научн. тр. г. Н. Новгород : НГТУ. 2000. С. 102–110.

10. Иващенко Н. Л. Двигатели внутреннего сгорания, перспективы силовых установок // Материалы IX Международной научно-практической конференции. г. Владимир. 2003. С. 15–17.

11. Ильгамов М. А., Гильманов А. Н. Неотражающие условия на границах расчетной области. М. : Физматлит. 2003. 285 с.

12. Калугин С. П., Балабин В. Н. Математическое моделирование процессов газообмена двигателя внутреннего сгорания // Прикладная наука. 2007. № 1. С. 20–27.

13. Куликовский А. Г., Погорелов Н. В., Семенов А. Ю. Математические вопросы численного решения гиперболических систем уравнений. М. : Физматлит. 2001. 318 с.

14. Лиханов В. А., Лопатин О. П. Моделирование рабочего процесса газодизеля при работе с рециркуляцией ОГ // Материалы X Международной научно-практической конференции. г. Владимир. 2005. С. 31–33.

15. Лобов Н. В. Расчет по трехмерной модели процесса газообмена двухтактного одноцилиндрованного бензинового двигателя с кривошипно-камерной продувкой // Материалы IX Международной научно-практической конференции, г. Владимир. 2003. С. 261–263.

16. Малиованов М. В., Хмелев Р. Н. К вопросу разработки математического и программного

обеспечения расчета газодинамических процессов в ДВС // Материалы IX Международной научно-практической конференции, г. Владимир, 2003, С. 213–216.

17. Миронычев М. А., Павельев В. Н., Низовцев В. А., Орлов С. А., Хрунков С. Н. Радиональная организация рабочих процессов поршневых двигателей с целью повышения их технико-экономических показателей // Материалы X Международной научно-практической конференции. г. Владимир. 2005. С. 65–67.

18. Химич В. Л., Макаров А. Р., Захаров И. Л. Разработка трехзонной математической модели участков смесеобразования и сгорания рабочего процесса бензинового поршневого ДВС // Материалы X Международной научно-практической конференции. г. Владимир. 2005. С. 71–81.

19. Эфрос В. В., Голев Б. Ю. Численное моделирование впускных каналов // Двигателестроение. 2007. № 4. С. 24–27.

20. Янович Ю. В. Влияние закрутки потока во впускном канале на структуру движения заряда в цилиндре двигателя // Материалы VIII научно-практической конференции. г. Владимир. 2001. С. 268–271.

REFERENCES

1. Agafonov A. N., Slesarenko I. V., Gudz' V. N., Gorlanov A. V., Pchel'nikov D. P., Razuvaev A. V. Eksperimental'nie issledovaniya raboti DVS s usovershenstvovannoy sistemoy vozduhosnabzheniya (EXPO-ICE works tal studies with improved air supply system), *Dvigatellestroenie*. 2007. No. 2. pp. 11–15.

2. Vasil'ev A. V., Grigor'ev E. A. Formirovanie harakteristik gazoraspredeleniya DVS (Formation ICE timing characteristics), *Dvigatellestroenie*. No. 1. 2002. pp. 23–25.

3. Golev B. YU. Chislenniy raschet dvizheniya vozduhnogo zaryada vo vpusknom vintovom kanale i tsilindre dizelya (The numerical calculation of the charge air in the intake channel and the screw cylinder diesel), *Fundamental'nie i prikladnie problemi sovershenstvovaniya porshnevihi dvigateley : Materiali XII Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii*. g. Vladimir. 2010. pp. 29–31.

4. Gornushkin YU. G., Mihaylov YA. A. Trebovaniya k vozduhoprovodyashemu traktu motornogo ispitatel'nogo stenda (Requirements vozduhoprovodyashemu path engine test bed), *Fundamental'nie i prikladnie problemi sovershenstvovaniya porshnevihi dvigateley : Materiali X Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsiya*. g. Vladimir. 2005. pp. 29–31.

5. Gots A. N., Gavrilov A. A. Modelirovanie pokazateley tsikla dvigatelya po vneshney skorostnoy

harakteristike (Simulation engine cycle indicators for external speed characterized Stick), *Materiali IX Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii*. g. Vladimir. 2003. pp. 52–56.

6. Gritsyuk A. V., Alehin S. A., Opaleev V. A., Solodov V. G., Handrimaylov A. A. Issledovanie gazodinamicheskikh harakteristik vpusknykh kanalov dizelya pri ego razrabotke (The study of gas dynamic characteristics of the intake channel of a diesel engine in its development), *Materiali X Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii*. g. Vladimir. 2005. pp. 82–88.

7. Gusakov S. V., Makarevskiy A. S. Opit primeneniya metoda planiruemogo eksperimenta v issledovaniyakh DVS (Experience of applying the method of the planned experiment in ICE research), *Materiali X Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii*. g. Vladimir. 2005. pp. 38–40.

8. ZGluktov S. V., Subbotina P. N. Modelirovanie techeniy s chastitsami i dvuhfaznogo goreninya programmnim kompleksom FlowVision (Modelling of particle two-phase and burning software FlowVision complex), *Materiali X Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii*. g. Vladimir. 2005. pp. 52–53.

9. Zaharov L. A., Hrunkov S. N. i dr. Raschet deystvitel'nogo tsikla porshneвого бензинового двигателя s ispol'zovaniem indikatornoy diagrammi (Calculation of the actual cycle reciprocating gasoline engine is-the use of the indicator diagram), *Mezgvuz. sb. nauchn. tr.* g. N. Novgorod : NGTU. 2000. pp. 102–110.

10. Ivaschenko N. L. Dvigateli vnutrennego sgoraniya, perspektivi siloviyh ustanovok (Internal combustion engines, power plants perspectives), *Materiali IX Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii*. g. Vladimir. 2003. pp. 15–17.

11. Il'gamov M. A., Gil'manov A. N. *Neotrazgayuschie usloviya n granitsah raschetnoy oblasti* (Nonreflecting conditions n boundaries of the region). M. : Fizmatlit. 2003. 285 p.

12. Kalugin S. P., Balabin V. N. Matematicheskoe modelirovanie protsessov gazoobmena dvigatelya vnutrennego sgoraniya (Mathematical modeling of the gas exchange of the combustion engine), *Prikladnaya nauka*. 2007. No. 1. pp. 20–27.

13. Kulikovskiy A. G., Pogorelov N. V., Semenov A. YU. *Matematicheskie voprosi chislennogo resheniya giperbolicheskikh sistem uravneniy* (Mathematical problems in the numerical solution of hyper-parabolic uravneniy). M. : Fizmatlit. 2001. 318 p.

14. Lihanov V. A., Lopatin O. P. Modelirovanie rabocheго protsessа gazodizelya pri rabote s retsirkul-

yatsiey OG (Modeling of gas diesel engine working process when working with EGR), *Materiali X Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii*. g. Vladimir. 2005. pp. 31–33.

15. Lobov N. V. Raschet po trehmernoy modeli protsessа gazoobmenya dvuehtaktnogo odnotsilindrovannogo benzinovogo dvigatelya s krivoshipno-kamernoy produvkoy (Calculation of the three-dimensional model of a two-stroke gas exchange process odnotsilindrovannogo ben Zinoviev engine crank-chamber scavenging), *Materiali IX Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii*, g. Vladimir. 2003. pp. 261–263.

16. Maliovanov M. V., Hmelev R. N. K voprosu razrabotki matematicheskogo i programmnogo obespecheniya rascheta gazodinamicheskikh protsessov v DVS (On the question of the development of mathematical and software calculation of dynamic processes in internal combustion engines), *Materiali IX Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii*, g. Vladimir, 2003, pp. 213–216.

17. Mironichev M. A., Pavel'ev V. N., Nizovtsev V. A., Orlov S. A., Hrunkov S. N. Ratsional'naya organizatsiya rabocheго protsessov porshnevih dvigateley s tsel'yu povisheniya ih tekhniko-ekonomicheskikh pokazateley (The rational organization of working processes of piston engines in order to increase their technical and economic exponents-lei), *Materiali X Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii*. g. Vladimir. 2005. pp. 65–67.

18. Himich V. L., Makarov A. R., Zaharov I. L. Razrabotka trehzonnoy matematicheskoy modeli uchastkov smeseobrazovaniya i sgoraniya rabocheго protsessа бензинового поршневого DVS (Development of a three-zone mathematical model plots mixture formation and combustion-working process piston petrol DVS), *Materiali X Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii*. g. Vladimir. 2005. pp. 71–81.

19. Efros V. V., Golev B. YU. CHislennoe modelirovanie vpusknykh kanalov (Numerical simulation of engine intake channels), *Dvigatelistroenie*. 2007. No. 4. pp. 24–27.

20. Yanovich YU. V. Vliyaniye zakrutki potoka vo vpusknom kanale na strukturu dvizgeniya zaryada v tsilindre dvigatelya (Influence of spin flow in the inlet channel to the motion of the charge in the cylinder structure), *Materiali VIII nauchno-prakticheskoy konferentsii*. g. Vladimir. 2001. pp. 268–271.

Дата поступления статьи в редакцию 10.09.2016