

DOI: 10.18698/0236-3941-2015-6-59-73

УДК 621.434:536

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ ВПУСКНЫХ КАНАЛОВ НА ЭФФЕКТИВНЫЕ И ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

Р.З. Кавтарадзе, А.А. Зеленцов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация
e-mail: kavtaradzerz@mail.ru; zelentsov.aa@gmail.com

Проведено численное исследование организации вихревого движения во впускной системе среднеоборотного дизеля, а также процессов смесеобразования и сгорания топливозоудушной смеси в камере сгорания. Математическая модель основана на осредненных по Рейнольдсу уравнениях переноса количества движения, энергии, массы и концентрации реагирующих веществ, которые дополняются $(k - \zeta - f)$ -моделью турбулентности и моделью сгорания (CFM-моделью когерентного пламени) для определения скорости химической реакции окисления топлива. Задача решена в два этапа: сначала разработана форма впускных каналов, обеспечивающая интенсификацию вихревого движения потока в горизонтальной плоскости цилиндра, после чего рассчитаны эффективные и экологические показатели двигателя с модифицированной конструкцией впускных каналов в крышке.

Ключевые слова: среднеоборотные дизели, математическое моделирование, вихревое число, эффективные показатели.

INFLUENCE OF INTAKE PORT SHAPE ON EFFECTIVE AND ECOLOGICAL PARAMETERS OF MIDDLE-SPEED DIESEL ENGINE

R.Z. Kavtaradze, A.A. Zelentsov

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation
e-mail: kavtaradzerz@mail.ru; zelentsov.aa@gmail.com

The paper presents the numerical analysis of swirl motion generation inside the intake system of a middle-speed diesel engine. It also analyzes the processes of both mixture formation and air-fuel mixture combustion in the combustion chamber. The mathematical model is based on the three-dimensional non-stationary equations of momentum, energy, motion, mass transfer, and consistency of reacting substances in the Reynolds form with the addition of $k-\zeta-f$ turbulence model and the Coherent Flame Model (CFM), which are used for estimating the combustion chemical reaction rate. The authors solved the problem as follows: at first, an intake port shape with a higher swirl number was developed, and then effective and ecological parameters of the diesel engine with a modified shape of the intake ports in the cylinder head were calculated.

Keywords: middle-speed diesel engine, mathematical modeling, swirl number, effective parameters.

Поршневые двигатели внутреннего сгорания остаются на сегодняшний день основой силовых установок для наземного транспорта. Обеспечение высоких эффективных и экологических показателей

поршневого двигателя неразрывно связано с совершенствованием процессов в камере сгорания. Один из способов улучшения процессов смесеобразования и сгорания топливовоздушной смеси заключается в интенсификации вихревого движения свежего заряда в цилиндре двигателя.

Наиболее распространенным методом оценки интенсивности вихревого движения заряда в цилиндре дизеля является метод статической и изотермической продувки на холодных физических моделях [1]. Еще в 20-е годы прошлого века немецкий исследователь Ф. Засс из фирмы AEG устанавливал пластину с тензо- и индуктивным датчиками в камеру сгорания дизеля и исследовал воздействие потока впускного воздуха на пластину. Таким путем он определял энергетические возможности потока в цилиндре. Наличие пластины в цилиндре, конечно, деформировало поток, и поэтому Г. Рикардо, основатель фирмы Ricardo, впервые заменил пластину крыльчатим анемометром. Регистрируя частоту вращения крыльчатки, расположенной в цилиндре, он ввел понятие “вихревое отношение” (вихревое число или число Рикардо), представляющее собой отношение частот вращения n в крыльчатке и n коленчатого вала двигателя. Ясно, что частота вращения крыльчатки в таком случае отождествляется с частотой вращения воздушного вихря в плоскости, перпендикулярной оси цилиндра. В настоящее время используются и отличные от упомянутого определения вихревого числа, такие как отношение тангенциальной (окружной) C_u и аксиальной (осевой) C_a скоростей потока $D_c = C_u/C_a$, а также вихревое число $D_M = \frac{MR\rho}{\dot{m}^2}$, определяемое через измеренные значения крутящего момента M , созданного вращающимся потоком, и расхода воздуха \dot{m} через цилиндр (R — радиус цилиндра, ρ — плотность воздуха при впуске). В [2] показано, что между указанными показателями интенсивности вихревого движения в цилиндре поршневого двигателя существует однозначная зависимость.

Целью работы является повышение эффективных показателей среднеоборотного дизеля с обеспечением заданных экологических показателей путем модернизации конструкции впускных каналов, генерирующих вихревое движение в цилиндре в процессе впуска. Для решения поставленной задачи определяется форма впускных каналов, обеспечивающая интенсификацию закрутки потока в горизонтальной плоскости (в плоскости, перпендикулярной оси цилиндра), после чего рассчитываются эффективные и экологические показатели двигателя с модифицированной конструкцией крышки с предложенными формами впускных каналов.

Математическая модель. Математическая модель нестационарных процессов переноса количества движения, энергии, массы и концентрации реагирующих веществ в расчетном объеме достаточно подробно описана в [1, 3, 4]. В табл. 1 эти уравнения представлены как

Уравнения законов сохранения в исходной форме и в форме Рейнольдса

Уравнения законов сохранения
как частные случаи обобщенного дифференциального уравнения

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho\Phi) + \text{div}(\rho\bar{W}\Phi) = \text{div}(\Gamma_{\Phi}\text{grad}\Phi) + S_{\Phi} \Leftrightarrow \frac{\partial}{\partial \tau}(\rho\Phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho W_j\Phi) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_{\Phi} \frac{\partial \Phi}{\partial x_j}\right) + S_{\Phi}$$

<p>Уравнение сохранения количества движения (уравнение Навье – Стокса)</p> <p>$\Phi = W_i, \Gamma_{\Phi} = \mu,$ $S_{\Phi} = G_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + V_{\mu}$</p>	Исходная форма	$\rho \frac{DW_i}{D\tau} = G_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial W_i}{\partial x_j} + \frac{\partial W_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial W_k}{\partial x_k} \right) \right]$
	<p>Форма Рейнольдса</p> <p>Новые неизвестные</p> <p>$\bar{\rho} \bar{W}'_i \bar{W}'_j$ – тензор рейнольдсовых турбулентных напряжений, определенный по пульсационным составляющим скорости; $\bar{\tau}_{ij} = \mu \left(\frac{\partial \bar{W}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{W}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{W}_k}{\partial x_k} \right)$ – тензор вязких (турбулентных) напряжений, определенный по усредненным значениям компонентов скорости</p>	$\bar{\rho} \frac{D\bar{W}_i}{D\tau} = \bar{G}_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{W}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{W}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{W}_k}{\partial x_k} \right) - \bar{\rho} \bar{W}'_i \bar{W}'_j \right],$
<p>Уравнение сохранения энергии</p> <p>$\Phi = H, \Gamma_{\Phi} = \frac{\lambda}{c_p},$ $S_{\Phi} = \frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\tau_{ij} W_j) + G_j W_j + w_r Q_r + \frac{\partial q_{Rj}}{\partial x_j}$</p>	Исходная форма	$\rho \frac{DH}{D\tau} = G_j W_j + \frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\tau_{ij} W_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + w_r Q_r + \frac{\partial q_{Rj}}{\partial x_j}$
	<p>Форма Рейнольдса</p> <p>Новая неизвестная</p> <p>$c_p \bar{\rho} \bar{T}' W'_j$ – турбулентный перенос энтальпии $\bar{\rho} c_p T'$ посредством флуктуации скорости W'_j</p>	$\bar{\rho} \frac{D\bar{H}}{D\tau} = \bar{G}_j \bar{W}_j + \frac{\partial \bar{p}}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\tau}_{ij} \bar{W}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - c_p \bar{\rho} \bar{T}' W'_j \right) + \bar{w}_r \bar{Q}_r + \frac{\partial \bar{q}_{Rj}}{\partial x_j}$
<p>Уравнение сохранения массы (неразрывности)</p> <p>$\Phi = 1, \Gamma_{\Phi} = 0, S_{\Phi} = 0$</p>	Исходная форма	$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho W_j) = 0$
	Форма Рейнольдса	$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho} \bar{W}_j) = 0$
<p>Уравнение диффузии (концентрации)</p> <p>$\Phi = \frac{C}{\rho}, \Gamma_{\Phi} = D_i,$ $S_{\Phi} = \dot{m}$</p>	Исходная форма	$\frac{DC}{D\tau} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(D \frac{\partial C}{\partial x_j} \right) + \dot{m}$
	<p>Форма Рейнольдса</p> <p>Новая неизвестная</p> <p>$\overline{C'W'_j}$ – турбулентный диффузионный перенос массы компонента посредством флуктуации скорости W'_j (C – концентрация компонента)</p>	$\frac{D\bar{C}}{D\tau} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(D \frac{\partial \bar{C}}{\partial x_j} - \overline{C'W'_j} \right) + \bar{\dot{m}}$

Примечание. В уравнениях применяется правило суммирования по индексу ($i, j, k = 1, 2, 3$), повторяющемуся дважды, а усреднения выполняются по Фавру, т.е. с использованием плотности в качестве весовой функции.

частные случаи обобщенного дифференциального уравнения, там же приведена тензорная форма записи этого уравнения для декартовой системы координат.

В уравнениях, приведенных в табл. 1, приняты следующие обозначения: $D/(D\tau)$ – субстанциональная производная; ρ – плотность; p – давление; G_i – проекция вектора плотности объемных сил на ось Ox_i прямоугольной декартовой системы координат; C – концентрация; H – полная удельная энергия; $V_\mu = \frac{1}{3}\mu \text{grad} (\text{div } \vec{W})$ – член, выражающий объемную деформацию; μ – динамическая вязкость; c_p – теплоемкость при постоянном давлении; w_r – скорость химической реакции на единицу объема; Q_r – количество выделяемой теплоты на единицу массы; λ – теплопроводность; δ_{ij} – символ Кронекера; D – коэффициент диффузии; \dot{m} – интенсивность источника массы (скорость изменения массы химической компоненты в единице объема); \vec{W} – вектор скорости; Φ – произвольная зависимая переменная; Γ_Φ – коэффициент обмена (диффузии); S_Φ – источниковый член, который в общем случае можно представить как разность генерации S_{Φ_g} и аннигиляции S_{Φ_a} потоков, т.е. $S_\Phi = S_{\Phi_g} - S_{\Phi_a}$. Конкретный вид Γ_Φ и S_Φ , а также S_{Φ_g} и S_{Φ_a} зависит от смысла переменной Φ (см. табл. 1) и после подстановки соответствующих значений из обобщенного дифференциального уравнения получаем уравнения Навье–Стокса, Фурье–Кирхгофа, Фика и сохранения массы (неразрывности).

Решение предусматривает определение локальных параметров газа во всей расчетной области, которые представляются в виде суммы осредненной и пульсационной составляющих. Незамкнутая система уравнений в форме Рейнольдса дополняется $(k-\zeta-f)$ -моделью турбулентности [4–6], где k – кинетическая энергия турбулентности, ζ – нормированный масштаб скорости, а f – эллиптическая функция релаксации.

Уравнения $(k-\zeta-f)$ -модели имеют вид [4, 5]:

$$\begin{aligned} \rho \frac{Dk}{D\tau} &= \rho (P_k - \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right], \\ \rho \frac{D\varepsilon}{D\tau} &= \rho \frac{c_{\varepsilon 1}^* P_k - c_{\varepsilon 2} \varepsilon}{T} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right], \\ \rho \frac{D\zeta}{D\tau} &= \rho f - \rho \frac{\zeta}{k} P_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\zeta} \right) \frac{\partial \zeta}{\partial x_j} \right]. \end{aligned} \quad (1)$$

Эллиптическая функция релаксации f определяется из выражения

$$f - l^2 \frac{\partial^2 f}{\partial x_j \partial x_j} = \left(c_1 + c_2 \frac{P_k}{\zeta} \right) \frac{2/3 - \zeta}{T}, \quad (2)$$

где T — масштаб времени турбулентности; l — масштаб длины, при этом

$$T = \max \left[\min \left(\frac{k}{\varepsilon}, \frac{a}{\sqrt{6}c_\mu^v |S| \zeta} \right), c_T \left(\frac{\bar{W}^3}{\varepsilon} \right)^{1/2} \right], \quad (3)$$

$$l = c_l \max \left[\left(\frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \right), c_\eta \frac{\bar{W}^{3/4}}{\varepsilon^{1/4}} \right]. \quad (4)$$

Значения параметров модели в (3) и (4) $c_T = 0,36$ и $c_\eta = 85$ определены эмпирическим путем; $S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$, где S_{ij} — среднее значение деформации элементарного объема жидкости в единицу времени.

В выражении для скорости диссипации кинетической энергии турбулентности ε была изменена одна из констант:

$$c_{\varepsilon 1}^* = c_{\varepsilon 1} \left(1 + 0,045 \sqrt{1/\zeta} \right). \quad (5)$$

Данное изменение имело целью более точно отразить влияние пристеночных эффектов в предлагаемой модели. Остальные константы, входящие в выражение (1), аналогичны константам стандартной $(k-\varepsilon-f)$ -модели: $c_{\varepsilon 2} = 1,92$; $\sigma_k = 1$; $\sigma_\varepsilon = 1,3$.

Влияние химического процесса горения учитывается с помощью интенсивности внутреннего источника теплоты q_v и интенсивности источника массы \dot{m} . Значения этих параметров могут быть вычислены с помощью скорости w_r химической реакции сгорания

$$q_v = Q_r w_r; \quad \dot{m} = -w_r, \quad (6)$$

где Q_r — выделившееся в результате химической реакции количество теплоты на единицу массы. Скорость процесса сгорания вычисляется по модели когерентного пламени, основанной на концепции распространения ламинарного пламени [1, 4]. Согласно этой концепции, усредненная по всему фронту пламени скорость w_l и толщина фронта δ_l зависят только от давления, температуры и состава свежего заряда. При этом считается, что реакция начинается в относительно тонких слоях, которые отделяют свежий несгоревший газ от продуктов сгорания.

В модель вводится дополнительное дифференциальное уравнение переноса плотности фронта пламени, записываемое относительно Σ — площади фронта пламени на единицу объема. Данное уравнение имеет вид [1, 4]

$$\frac{\partial \Sigma}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{W}_j \Sigma) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu_t}{\text{Pr}_{tD}} \frac{\partial \Sigma}{\partial x_j} \right) + S_\Sigma, \quad (7)$$

где ν_t — турбулентная кинематическая вязкость; Pr_{tD} — турбулентное диффузионное число Прандтля (число Шмидта); S_Σ — источниковый член, равный разности генерации протяженности поверхности фронта

пламени в результате деформирования из-за турбулентного горения и аннигиляции поверхности фронта пламени в результате расхода реагентов.

Тогда средняя скорость реакции горения топлива определяется как

$$\bar{w}_r = -\rho_{T_p} w_l \Sigma, \quad (8)$$

где ρ_{T_p} — парциальная плотность топлива; w_l — скорость ламинарного пламени, зависящая от локального давления p , температуры T свежего заряда газа и локального коэффициента избытка воздуха α_B .

Расчеты проводились с помощью 3D-CRFD-кода FIRE, разработанного фирмой AVL List GmbH (Австрия) [4]. Ядро FIRE основано на численном методе контрольных объемов с использованием усовершенствованного алгоритма SIMPLE. Верификация математической модели осуществлялась методом сравнения экспериментальных и расчетных индикаторных диаграмм, позволяющим в случае необходимости уточнить эмпирические коэффициенты в модели сгорания [7–9].

Результаты численного моделирования закрутки потока на впуске. Объект исследования — четырехтактный среднеоборотный дизель (одноцилиндровый отсек) с наддувом, размерностью $d/s = 265/310$ мм/мм и степенью сжатия 15,5. Мощность двигателя составляет $n_e = 331$ кВт при частоте вращения коленчатого вала $n = 1000$ мин⁻¹.

Для определения закрутки воздуха в цилиндре двигателя, обеспечиваемой впускными каналами, на основании трехмерной модели крышки цилиндра строится внутренний объем каналов. Полученная модель впускных каналов дополняется объемом цилиндра экспериментальной установки (диаметр соответствует диаметру цилиндра двигателя D , длина равна $2,5D$ (рис. 1, а), а также некоторым объемом на впуске для моделирования граничных условий на входе в канал (рис. 2, а, б). При расчетах крыльчатка анемометра заменяется выделенной областью цилиндра (рис. 1, б), в которой определяются осевые и аксиальные составляющие скорости потока воздуха.

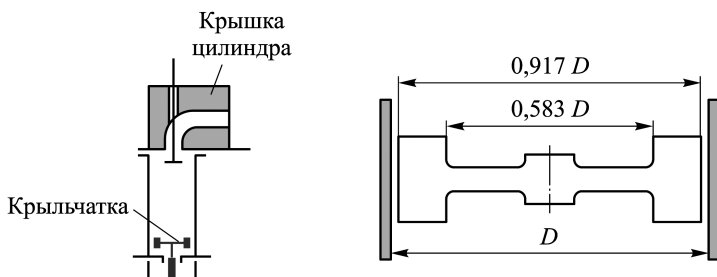


Рис. 1. Расчетные схемы:

а — экспериментальная установка для определения вихревого числа; б — крыльчатка анемометра (D — диаметр цилиндра)

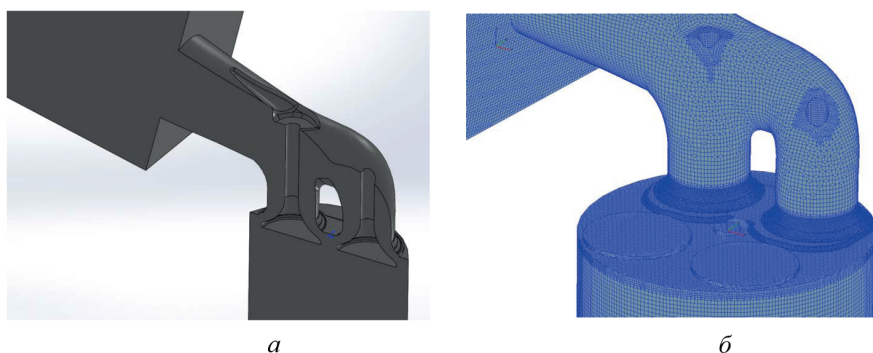


Рис. 2. Представление расчетной области (базовые впускные каналы) в виде: *а* — твердотельной модели; *б* — разбиения на контрольные объемы

Результат разбиения на контрольные объемы представлен на рис. 2, *б*. Максимальный размер элементов составляет 4 мм с измельчением сетки на огневом днище крышки цилиндра до 2 мм и седлах клапанов до 1 мм (число элементов составило 1 417 811). В процессе расчета перемещения клапанов не происходит (расчет стационарный).

Анализ трехмерных результатов показал, что в целом базовая геометрия впускных каналов обеспечивает безотрывное течение воздуха в системе впуска. Несмотря на то что каналы в крышке рассматриваемого двигателя — тангенциальные (обеспечивающие формирование вихревого движения в объеме цилиндра, а не в объеме канала), дальний от впускного сечения канал отчасти выполняет роль вихревого, поскольку в нем осуществляется интенсивное изменение направления движения воздуха (рис. 3). При этом скорость истечения воздуха в клапанной щели этого канала оказывается наибольшей и составляет ~ 40 м/с.

Поскольку на первом этапе исследования течения во впускной системе рассматривается как стационарный, процедура расчета является

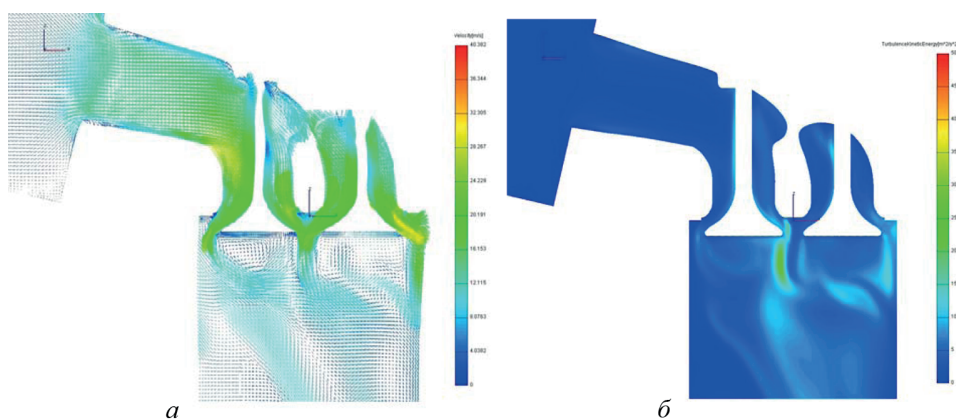


Рис. 3. Расчетные значения скоростей воздуха (*а*) и кинетической энергии турбулентности (*б*) для базовых впускных каналов

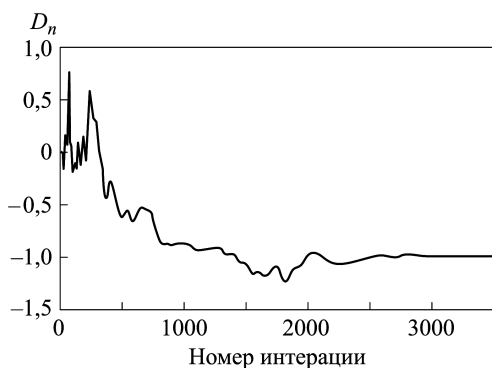


Рис. 4. Зависимость вихревого числа в горизонтальной плоскости D_n от номера итерации (итерация № 3500 соответствует окончанию расчета)

Из результатов расчетов следует, что базовая форма каналов обеспечивает умеренную закрутку свежего заряда в цилиндре ($D_n \approx 1$). Оптимальная интенсивность вихревого движения заряда в дизелях определяется прежде всего в зависимости от давления впрыскивания и числа факелов впрыскиваемого топлива. При этом необходимо избежать нежелательного эффекта чрезмерной закрутки потока, приводящего к ухудшению процессов смесеобразования и сгорания [1, 10]. Аналогичное ограничение следует иметь в виду и в случае бензиновых двигателей с непосредственным впрыскиванием, в которых, в отличие от двигателей с внешним смесеобразованием [8, 9, 11], также существует ограничение по интенсивности вихря. В рассматриваемом случае для среднеоборотного дизеля было установлено, что интенсификация вихревого движения может привести к существенному росту эффективных показателей двигателя, что требует обеспечения высокого (по сравнению с базовым двигателем) уровня закрутки потока на впуске.

Повышение вихревого числа может быть обеспечено различными вариантами модификации существующих каналов, часть из которых может быть осуществлена с минимальными изменениями исходной геометрии крышки цилиндра, что актуально с точки зрения снижения затрат на ее изготовление, часть реализуется при значительном изменении конструкции (например, замена дальнего от впускного сечения канала на вихревой). Однако второй вариант, хотя и улучшает условия для поступления воздуха в цилиндр двигателя, но конструктивно оказывается гораздо сложнее. Кроме того, сужение сечения канала в горизонтальном направлении при его повороте вокруг оси клапана приводит к необходимости увеличения размера канала по вертикальной оси (для сохранения проходного сечения), а следовательно, габаритных размеров крышки в целом. К тому же растут потери на поворот потока при впуске.

Изменение вихревого числа в горизонтальной плоскости (перпендикулярно оси цилиндра) D_n , равно отношению частот вращения воздушного вихря и коленчатого вала двигателя на заданном режиме работы, в зависимости от номера итерации приведено на рис. 4.

Следует отметить, что отрицательное значение вихревого числа показывает, что вращение происходит в обратном направлении, принятом в качестве положительного при определении D_n .

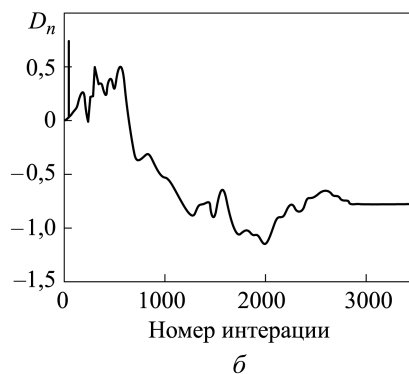
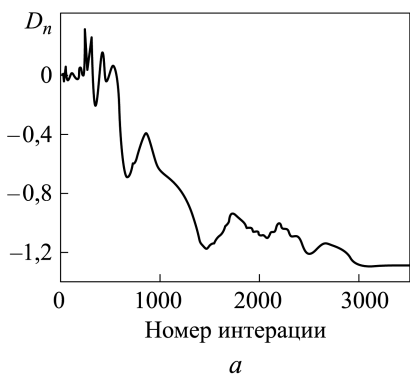


Рис. 5. Зависимости вихревого числа в горизонтальной плоскости (D_n) от формы впускных каналов:

а — угол наклона оси канала к плоскости огневого днища крышки 10° , *б* — угол наклона 17°

При сохранении конфигурации и проходных сечений базовых каналов изменяется угол наклона оси канала (до их разделения) относительно горизонтальной плоскости (угол наклона оси базовых каналов составляет 13°). При этом рассматриваются варианты с углами наклона 10° и 17° (см. далее).

Уменьшение угла наклона оси канала относительно горизонтальной плоскости привело к росту максимальной скорости истечения газа в клапанном канале (с 40 м/с при угле 13° до 53 м/с при 10°). Данное обстоятельство оказывает положительное влияние на создание вихревого потока в цилиндре двигателя (рис. 5, *а*): происходит интенсификация вихревых потоков в горизонтальной плоскости (число D_n растет от $0,99$ до $1,28$). При большем угле наклона оси канала к плоскости огневого днища крышки (рис. 5, *б*) отмечается снижение максимальных скоростей потока газа (до 38 м/с в клапанной щели). Данное обстоятельство вкупе со стремлением потока на входе в цилиндр к осевому объясняет уменьшение интенсивности горизонтального вихря D_n с одновременным увеличением вертикального вихря T_n .

Обобщенные результаты трехмерных расчетов течения газа во впускной системе в зависимости от формы каналов в крышке рассматриваемого двигателя следующие: при углах наклона оси каналов к плоскости огневого днища крышки 10° , 13° и 17° коэффициенты расхода составляют $0,569$, $0,563$ и $0,596$, а вихревые числа — $1,28$, $0,99$ и $0,78$ соответственно.

Таким образом, для повышения интенсивности вихревого движения заряда в цилиндре исследуемого двигателя рекомендуется использование каналов с уменьшенным углом наклона оси относительно горизонтальной плоскости (совпадающей с плоскостью огневого днища крышки цилиндра), как обеспечивающих рост в $1,29$ раза вихревого числа D_n .

Анализ влияния интенсивности закрутки потока на впуске на эффективные и экологические показатели дизеля. Второй, заключительный, этап расчета предусматривал исследование нестационарных турбулентных процессов переноса, горения и образования вредных веществ в цилиндре исследуемого дизеля в целях оценки эффективных и экологических показателей двигателя при использовании модифицированных впускных каналов.

Моделирование рабочего процесса двигателя было проведено в трехмерной постановке, что позволило учесть сложные течения внутри камеры сгорания в поршне (перетекание рабочего тела с периферии при движении поршня вблизи ВМТ и т.п.), а также особенности внутреннего смесеобразования (геометрические параметры распылителя, место его установки и ориентация относительно оси цилиндра). Расчетный объем представлен сектором камеры сгорания с подвижной нижней границей (огневым днищем поршня) и неподвижной верхней (головкой цилиндра).

Разбиение на контрольные объемы (КО) показано на рис. 6. При этом использовались следующие параметры разбиения: максимальный размер элементов 2,5 мм, число слоев вблизи стенок — 2, высота ячеек для описания пограничного слоя — 0,2 мм. Итоговое число элементов при разбиении меняется в зависимости от положения поршня, максимальное число достигается при положении поршня в НМТ — 39 664 контрольных объема (для одного сектора камеры сгорания, число секторов соответствует числу сопловых отверстий в форсунке, для исследуемого двигателя их 8). Таким образом, максимальное число контрольных объемов для всего объема камеры сгорания (см. рис. 6) составляет 317 312.

Контроль достоверности результатов численного эксперимента является одним из основных этапов исследования рабочего процесса

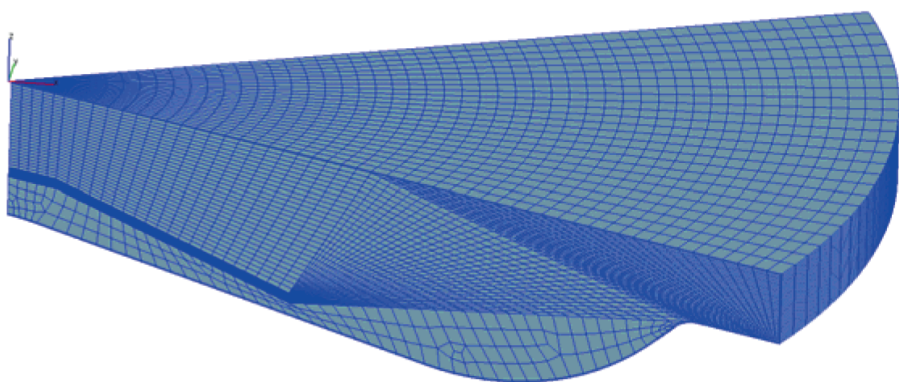


Рис. 6. Разбиение сектора камеры сгорания двигателя Д500 на контрольные объемы (положение поршня в ВМТ, степень сжатия $\epsilon = 15,5$)

в цилиндре поршневого двигателя. В общем случае верификация проводится путем сравнения расчетных результатов с экспериментальными данными, в случае отсутствия таковых допустимо использование данных, полученных из нульмерного моделирования с применением апробированных математических моделей.

Верификация математической модели осуществлялась на основании экспериментальных данных. При верификации проводилось сравнение индикаторных диаграмм и зависимостей осредненных по объему камеры сгорания температур от угла п.к.в. (рис. 7, 8), показавшее удовлетворительное согласование расчетных данных, особенно зависимостей давления от угла п.к.в. (в этом случае погрешность по значению максимального давления p_z не превышает 1,6%, а по углу его достижения — менее 1%). При этом наибольшие значения температур различаются менее чем на 3% (см. рис. 8).

Сравнение индикаторных диаграмм исследуемого двигателя при различных значениях закрутки заряда на впуске приведено на рис. 9. Некоторое повышение максимальных давлений цикла происходит с ростом интенсивности вихревого движения заряда в цилиндре, что

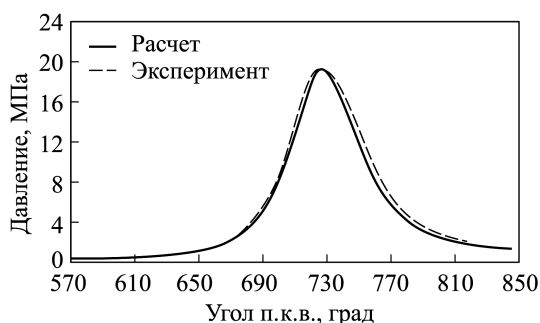


Рис. 7. Сравнение расчетной и экспериментальной индикаторных диаграмм исследуемого двигателя (степень сжатия $\varepsilon = 15,5$; 720° п.к.в. соответствуют ВМТ)

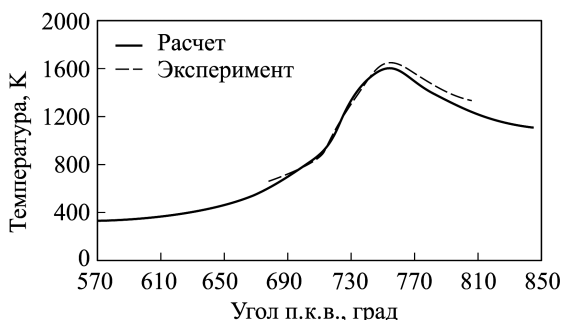


Рис. 8. Сравнение осредненных по объему КС температур рабочего тела исследуемого двигателя (степень сжатия $\varepsilon = 15,5$; 720° п.к.в. соответствуют ВМТ)

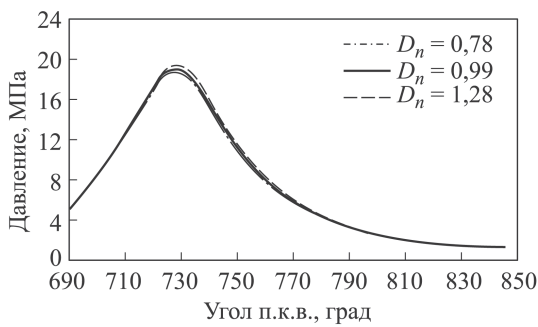


Рис. 9. Зависимости давления в цилиндре двигателя Д500 от угла поворота коленчатого вала при различных значениях вихревого числа D_n

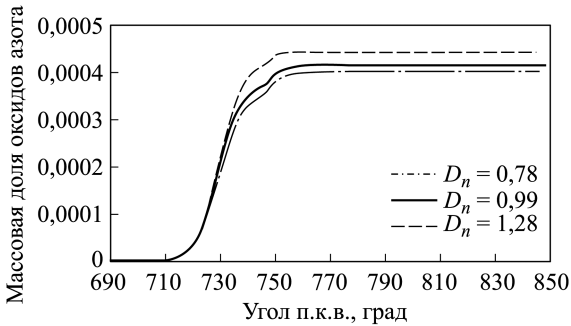


Рис. 10. Зависимости массовых долей оксидов азота от угла п.к.в. для различных значений D_n

объясняется улучшением условий для смесеобразования и сгорания топливовоздушной смеси.

На рис. 10 также приведено сравнение массовых долей выделившихся в результате сгорания топлива вредных веществ (оксидов азота). Зависимость для NO_x оказывается аналогичной — рост D_n ведет также к некоторому увеличению выбросов оксидов азота, однако при этом возрастают и показатели эффективности работы двигателя (табл. 2).

Таблица 2

Сравнение эффективных показателей дизеля при различных значениях вихревого числа

Параметр	Значения вихревого числа D_n		
	0,78	0,99	1,28
N_e , кВт	320,19	325,64	328,97
g_e , г/(кВт·ч)	221,1	217,4	215,2
η_i	0,42	0,43	0,436

Следует отметить, что некоторая погрешность в определение индикаторных и эффективных показателей двигателя вносится принятыми при расчетах допущениями о том, что рассматривается только сжатие

и рабочий ход двигателя, выпуск и выпуск учитываются только при задании граничных условий расчета (в том числе и при задании закрутки потока на впуске). Таким образом, расчет ведется для углов п.к.в. от 570° до 846° (здесь угол п.к.в. 720° соответствует ВМТ).

Заключение. Разработаны конструкции впускной системы дизеля, позволяющие добиться повышенной ($D_n = 1,28$) и пониженной ($D_n = 0,78$) относительно базовых каналов ($D_n = 0,99$) интенсивности вихревого движения в цилиндре дизеля. Вихревые числа для исследуемых каналов были определены моделированием процесса впуска в трехмерной постановке с имитацией условий испытательного стенда с крыльчатым анемометром для определения расходных характеристик канала при максимальном подъеме клапанов.

Для повышения интенсивности вихревого движения заряда в цилиндре исследуемого двигателя рекомендуется использование каналов с уменьшенным углом наклона оси относительно горизонтальной плоскости (совпадающей с плоскостью огневого днища крышки цилиндра), как обеспечивающих рост вихревого числа D_n в 1,29 раза.

Трехмерный расчет с учетом локальных нестационарных температур рабочего тела, а также сложной формы камеры сгорания позволяет оценить влияние закрутки воздуха на впуске в двигатель на его эффективные и экологические показатели. В результате расчетов было получено повышение эффективных показателей двигателя при интенсификации вихревого движения воздушного потока. В то же время увеличение вихревого числа D_n , характеризующего закрутку заряда в горизонтальной плоскости цилиндра, приводит к некоторому повышению эмиссии оксидов азота. При уменьшении вихревого числа наблюдается обратная зависимость.

Таким образом, изменение геометрии впускных каналов позволяет добиться улучшения либо эффективных, либо экологических показателей двигателя. Одновременного снижения и сажи, и оксидов азота с приемлемым уровнем эффективных показателей также можно добиться, изменяя тип рабочего процесса (частично-гомогенное сгорание топлива), либо используя систему пост-обработки отработавших газов.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства промышленности и торговли РФ (государственный контракт № 13411.1370399.20.011 от 18.06.2013, шифр “Выброс”).

ЛИТЕРАТУРА

1. *Кавтарадзе Р.З.* Теория поршневых двигателей. Специальные главы. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 719 с.
2. *Вошни Г., Цайлингер К., Кавтарадзе Р.З.* Вихревое движение воздуха в быстросходном дизеле с четырьмя клапанами на цилиндр // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 1997. № 1. С. 74-84.

3. *Basshuysen R., Schäfer F. (Hrsg.) Handbuch Verbrennungsmotor. 4. Auflage. Vieweg und Sohn Verlag. Wiesbaden, 2007. 1032 s.*
4. *FIRE. Users Manual Version 2013. AVL List GmbH Graz, Austria, 2014 (License Agreement for Use of the Simulation Software AVL FIRE between Bauman Moscow State Technical Univ. and AVL List GmbH, 2014).*
5. *Hanjalić K., Popovać M., Hadziabdić M. A Robust Near-Wall Elliptic-Relaxation Eddy-Viscosity Turbulence Model for CFD // Int. J. Heat Fluid Flow. 2004. No. 25. P. 897–901.*
6. *Advanced Turbulent Heat Transfer Modeling for IC-Engine Applications Using AVL FIRE / R. Tatschl [et al.] // International Multidimensional Engine Modeling User's Group Meeting. Detroit, 2006. P. 1–10.*
7. *Kavtaradze R.Z., Onishchenko D.O., Zelentsov A.A., Sergeev S.S. The influence of rotational charge motion intensity on nitric oxide formation in gas-engine cylinder // International J. of Heat and Mass Transfer. 2009. T. 52. No. 19–20. P. 4308–4316.*
8. *Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Зеленцов А.А., Финкельберг Л.А., Костюченков А.Н. Моделирование процессов в системе “впускной коллектор–цилиндр” авиационного поршневого двигателя с распределенным впрыскиванием топлива // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2012. № 4. С. 3–16.*
9. *Ланиши А.И., Финкельберг Л.А., Костюченков А.Н., Зеленцов А.А., Баканов М.А. Исследование влияния предварительной закрутки потока на характеристики авиационного поршневого двигателя // Вестник ВГТУ. 2012. Т. 8. № 2. С. 96–99.*
10. *Кавтарадзе Р.З., Сергеев С.С. Новый альтернативный (частично гомогенный) процесс сгорания как способ снижения концентраций оксидов азота и сажи в продуктах сгорания дизеля // РАН. Теплофизика высоких температур. 2014. Т. 52. № 2. С. 294–309.*
11. *Kavtaradze R.Z., Zelentsov A.A., Skripnik A.A. 3D Investigation of Features of Realization of Working Processes of Aircraft Piston Engines. Proceedings International User Conference Advanced Simulation Technologies (AST), 18–20 June 2013, Austria, Graz. 2013. P. 1–9.*

REFERENCES

- [1] *Kavtaradze R.Z. Teoriya porshnevnykh dvigateley. Spetsial'nye glavy [Theory of reciprocating engines. Specific chapters]. Moscow, MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2008. 719 p.*
- [2] *Woschni G., Zeilinger K., Kavtaradze R.Z. Air vortex motion in a high-speed diesel with four valves on a cylinder. Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Bauman, Mashinost. [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.], 1997, no. 1, pp. 74–84 (in Russ.).*
- [3] *Basshuysen R., Schäfer F. (Hrsg.) Handbuch Verbrennungsmotor. 4. Auflage. Vieweg und Sohn Verlag. Wiesbaden, 2007. 1032 s.*
- [4] *FIRE. Users Manual Version 2013. AVL List GmbH Graz, Austria, 2014 (License Agreement for Use of the Simulation Software AVL FIRE between Bauman Moscow State Technical Univ. and AVL List GmbH, 2014).*
- [5] *Hanjalić K., Popovać M., Hadziabdić M. A Robust Near-Wall Elliptic-Relaxation Eddy-Viscosity Turbulence Model for CFD. Int. J. Heat Fluid Flow, 2004, no. 25, pp. 897–901.*
- [6] *Tatschl R. et al. Advanced Turbulent Heat Transfer Modeling for IC-Engine Applications Using AVL FIRE. International Multidimensional Engine Modeling User's Group Meeting. Detroit, 2006, pp. 1–10.*
- [7] *Kavtaradze R.Z., Onishchenko D.O., Zelentsov A.A., Sergeev S.S. The Influence of Rotational Charge Motion Intensity on Nitric Oxide Formation in Gas-Engine Cylinder. International J. of Heat and Mass Transfer, 2009, vol. 52, no. 19–20, pp. 4308–4316.*

- [8] Kavtaradze R.Z., Onishchenko D.O., Zelentsov A.A., Finkel'berg L.A., Kostyuchenkov A.N. Simulation of processes in the “inlet collector–cylinder” system of aviation reciprocating engine with distributed fuel injection. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinostr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.], 2012, no. 4, pp. 3–16 (in Russ.).
- [9] Lanshin A.I., Finkelberg L.A., Kostyuchenkov A.N., Zelentsov A.A., Bakanov M.A. Investigation of Inlet Flow Swirl Influence on the Gasoline Aviation Piston Engine Characteristics. *Vestnik VGTU* [The Bulletin of VSTU], 2012, vol. 8, no. 2, pp. 96–99 (in Russ.).
- [10] Kavtaradze R.Z., Sergeev S.S. New Alternative (Partially Homogeneous) Combustion Process as a Method for Reduction of Concentrations of Nitric Oxides and Soot in Combustion Products of Diesel. *High Temperature (TVT)*, 2014, vol. 52, no. 2, pp. 294–309.
- [11] Kavtaradze R.Z., Zelentsov A.A., Skripnik A.A. 3D Investigation of Features of Realization of Working Processes of Aircraft Piston Engines. Proceedings International User Conference Advanced Simulation Technologies (AST), 18–20 June 2013, Austria, Graz. 2013, pp. 1–9.

Статья поступила в редакцию 27.03.2015

Кавтарадзе Реваз Зурабович — д-р техн. наук, профессор кафедры “Поршневые двигатели” МГТУ им. Н.Э. Баумана.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

Kavtaradze R.Z. — D.Sc. (Eng.), Professor, Department of Piston Engines, Bauman Moscow State Technical University.

Bauman Moscow State Technical University, 2-ya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation.

Зеленцов Андрей Александрович — канд. техн. наук, доцент кафедры “Поршневые двигатели” МГТУ им. Н.Э. Баумана.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

Zelentsov A.A. — Ph.D. (Eng.), Associate Professor, Department of Piston Engines, Bauman Moscow State Technical University.

Bauman Moscow State Technical University, 2-ya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation.

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Кавтарадзе Р.З., Зеленцов А.А. Влияние формы впускных каналов на эффективные и экологические показатели среднеоборотного дизеля // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2015. № 6. С. 59–73.

Please cite this article in English as:

Kavtaradze R.Z., Zelentsov A.A. Influence of intake port shape on effective and ecological parameters of middle-speed diesel engine. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinostr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.], 2015, no. 6, pp. 59–73.