

газах дизельного двигателя ЗМЗ-5145.10// Известия ВГТУ. Серия «Транспортные наземные системы». 2004. Вып.1 №3. С. 3-7.

4. Кавтарадзе З.Р., Миронычев М.А., Блинов А.Д. Применение двукратного впрыскивания топлива для улучшения экологических характеристик дизельного двигателя ЗМЗ-5145. 10// Тезисы докладов международного симпозиума «Образование через науку», посвященного 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2005. С.389.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ И РЕГУЛИРОВОЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ОБРАЗОВАНИЕ ОКСИДОВ АЗОТА В ГАЗОВОМ ДВИГАТЕЛЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТРЕХМЕРНОЙ МОДЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Шибанов А.В. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Система уравнений трехмерного нестационарного переноса в цилиндре поршневого двигателя записывается в общем виде для произвольного зависимого параметра Φ :

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho\Phi) + \text{div}\left(\rho \overset{p}{W}\Phi\right) = \text{div}(\Gamma_{\Phi} \text{grad}\Phi) + S_{\Phi} \quad (1)$$

$\overset{p}{W}$ - вектор скорости газа; ρ - плотность газа; Γ - представляет собой коэффициент обмена (диффузии); S_{Φ} - источниковый член.

В случае $\Phi = W_i$, $\Gamma_{\Phi} = \mu$, $S_{\Phi} = G_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + V_{\mu}$, из (1) получим уравнение сохранения количества движения (уравнение Навье-Стокса), в случае $\Phi = h$, $\Gamma_{\Phi} = \frac{\lambda}{c_p}$,

$S_{\Phi} = \frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\tau_{ij}W_j) + \rho G_j W_j - w_r Q_r - \nabla q_R$, - уравнение сохранения энергии, в случае $\Phi = 1$, $\Gamma_{\Phi} = 0$, $S_{\Phi} = 0$ - уравнение неразрывности, а в случае $\Phi = \frac{C_l}{\rho}$, $\Gamma_{\Phi} = D_l \rho$, $S_{\Phi} = \dot{m}_l$ - уравнение диффузии (концентрации).

Осреднение полученных уравнений по Рейнольдсу или по Фавру [1,2] дает систему уравнений переноса в форме Рейнольдса, для замыкания которой в данной работе используется стандартная $k - \varepsilon$ модель турбулентности [2, 3].

Численная реализация модели осуществляется программным комплексом FIRE, разработанным фирмой AVL List GmbH (Австрия) [1]. Ядро FIRE основано на численном методе контрольных объемов с использованием усовершенствованного алгоритма SIMPLE [2, 4].

В расчете используется модель сгорания, предложенная Магнусенном и Хьертгером, согласно которой средняя скорость реакции записывается в следующем виде [5]:

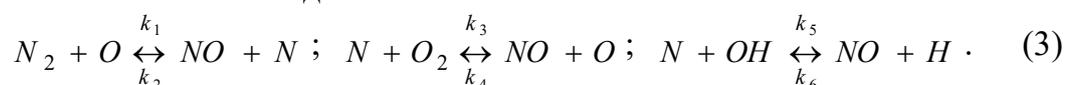
$$\overline{w_r} = \frac{B}{\tau_t} \overline{\rho} \min\left(\overline{m_T}, \frac{\overline{m_{O_2}}}{L_0}, C \frac{\overline{m_{np.c2.}}}{1 + L_0}\right), \quad (2)$$

где $\bar{m}_T, \bar{m}_{O_2}, \bar{m}_{пр.сг.}$ - средние значения масс реагентов (топлива и кислорода) и продуктов сгорания соответственно, L_0 – массовое стехиометрическое количество воздуха; $\tau_t = \frac{\bar{k}}{\varepsilon}$ - масштаб времени турбулентного перемешивания; B и C -

эмпирические коэффициенты, учитывающее влияние турбулентности и параметров топлива на скорость химической реакции.

Значение коэффициента B оказывает существенное влияние на турбулентность и параметры рабочего тела. В данной работе его значение выбирается на основе согласования расчетных и экспериментальных индикаторных диаграмм (рис 1).

Образование оксидов азота в цилиндре двигателя рассматривается на основе расширенного механизма Зельдовича:



Константы для прямых (k_1, k_3, k_5) и обратных (k_2, k_4, k_6) реакций задаются на основе известных результатов [6].

Проведено детальное исследование локальных параметров рабочего процесса газового двигателя с четырьмя различными конструктивными вариантами камеры сгорания (рис.2), расположенного в поршне, и проанализировано влияние формы камеры сгорания на экологические характеристики двигателя.

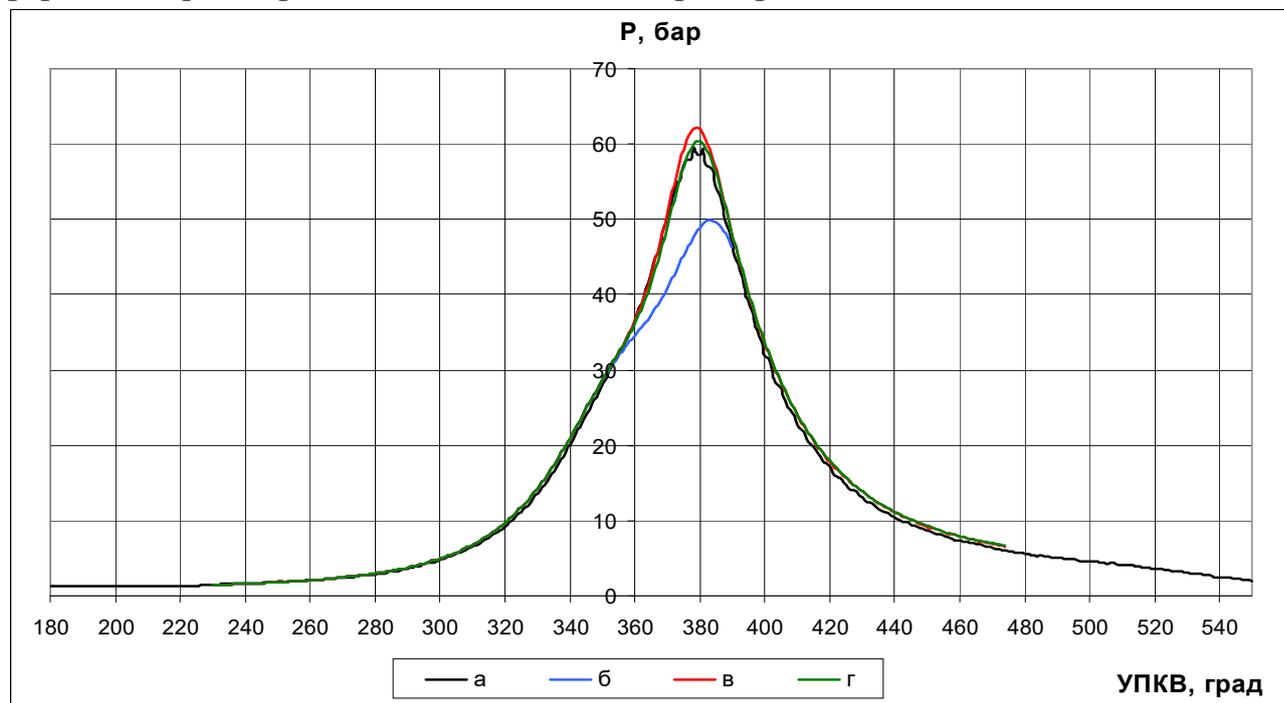


Рис. 1. Изменение давления в цилиндре в зависимости от коэффициента B : а) эксперимент; б) $B = 16$; в) $B = 18$; г) $B = 17,7$. ($C = 0,5 = \text{const}$) (КамАЗ-740.13 .Г-260 с искровым зажиганием, работающий на природном газе. Режим максимального крутящего момента $M_k = 864 \text{ Нм}$, $n = 1550 \text{ мин}^{-1}$)

Камеры отличались друг от друга только по форме и по расположению относительно оси цилиндра, при этом для всех камер степень сжатия $\varepsilon = 11,25 - 11,27 \approx \text{const}$, что в $\sim 1,5$ раза меньше по сравнению с базовым дизелем КамАЗ. Численные эксперименты подтвердили, что форма камеры сгорания газового двигателя оказывает существенное влияние на его экологические показатели [7]. Например, на номинальном режиме количество образовавшихся NO_x за цикл в случае ω -образной камеры сгорания равно 0,0035 гр, что в $\sim 3,5$ раза больше, чем в случае использования конической камеры. На рис. 2 приведены результаты расчета локальных образований $[\text{NO}_x]$. Хорошо видно, что ω -образная форма камеры в поршне, по сравнению с другими камерами сгорания, больше соответствует образованию оксидов азота.

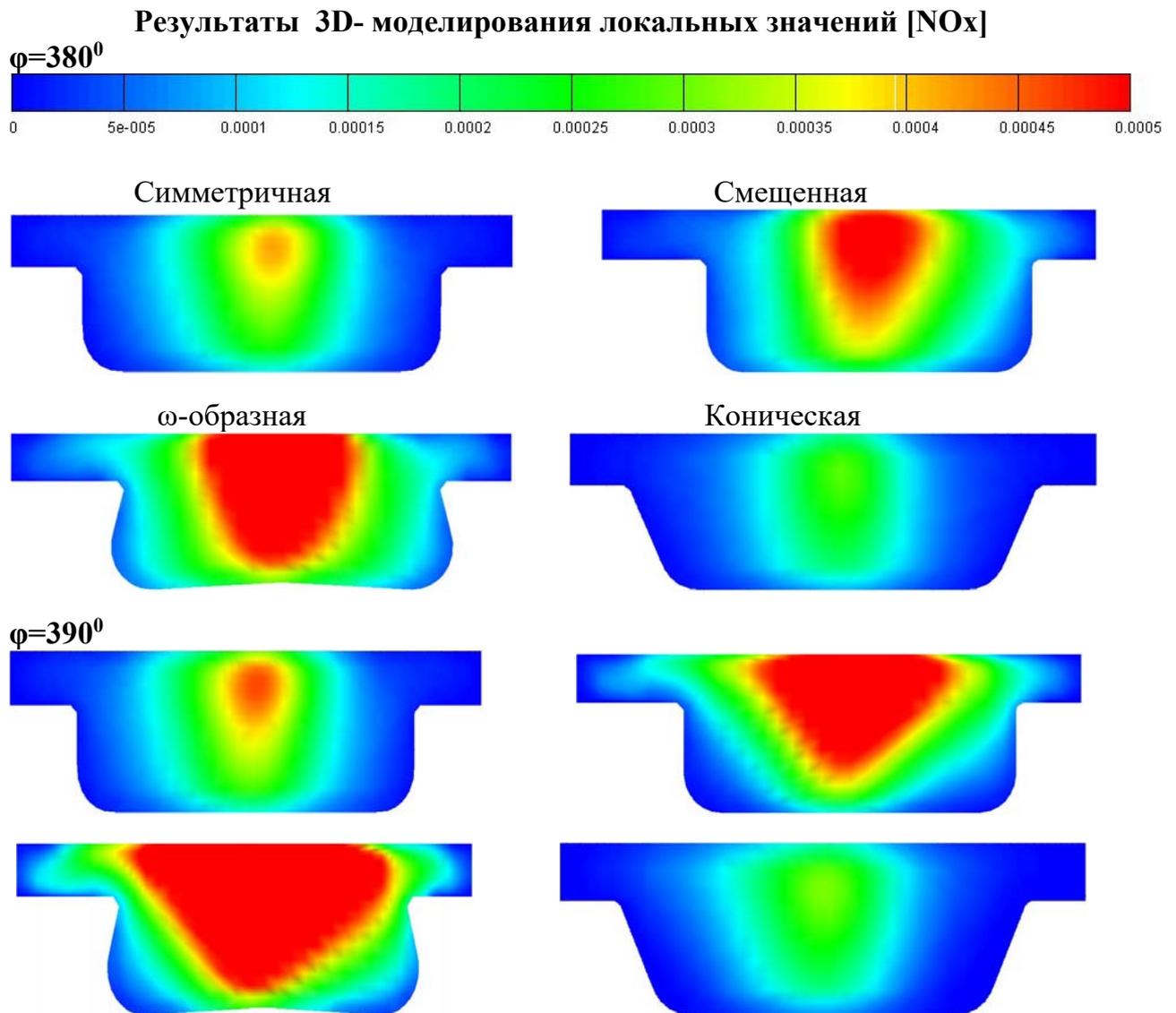


Рис. 2. Локальные концентрации оксидов азота в различных моментах рабочего цикла в зависимости от формы камеры сгорания (КамАЗ-740.13 .Г-260 с искровым зажиганием, работающий на природном газе. Режим номинальной мощности $N_e=176$ кВт, $n=2200$ мин $^{-1}$)

Очевидно, что здесь определяющую роль играет высокий уровень турбулентности, обусловленный конструкцией камеры, и как результат интенсивное тепловыделение за относительно короткий промежуток времени, приводящее к повышению локальных температур в зонах горения.

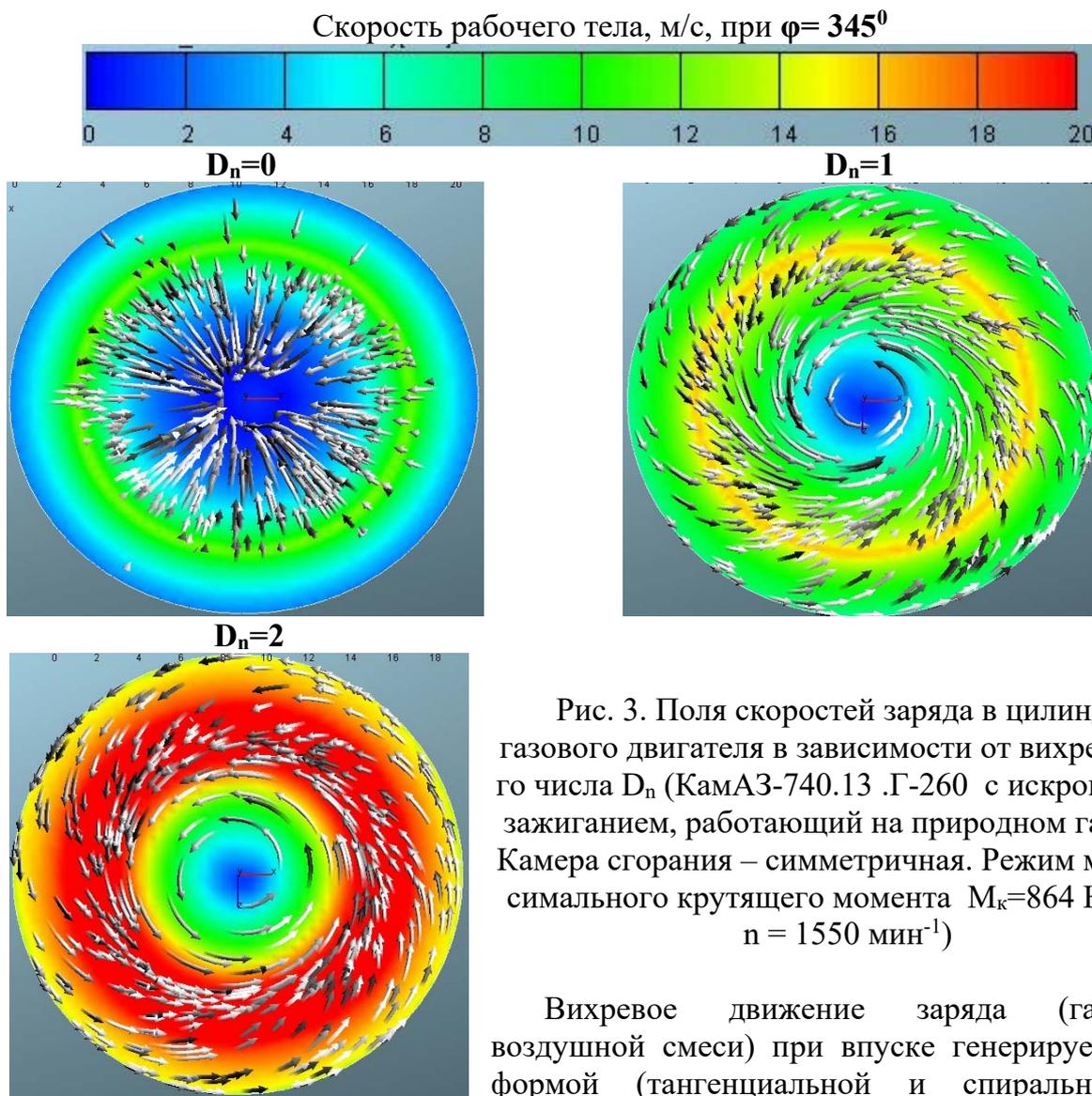


Рис. 3. Поля скоростей заряда в цилиндре газового двигателя в зависимости от вихревого числа D_n (КамАЗ-740.13 .Г-260 с искровым зажиганием, работающий на природном газе. Камера сгорания – симметричная. Режим максимального крутящего момента $M_k=864$ Нм, $n = 1550$ мин⁻¹)

Вихревое движение заряда (газовоздушной смеси) при впуске генерируется формой (тангенциальной и спиральной)

впускного канала и его интенсивность оценивается вихревым числом $D_n = \frac{n_z}{n}$, представляющим собой отношение частот вращения заряда n_z в цилиндре и коленчатого вала двигателя n . Расчеты были проведены для $D_n = 1$ и $D_n = 2$, а также для предельного случая $D_n = 0$, когда нет закрутки заряда, а его движение вызвано перемещением поршня. На рис. 3 приведены поля скоростей рабочего тела в конце такта сжатия в зависимости от вихревого числа. Исследование интегральной концентрации NO_x в рабочем цикле газового двигателя при различных интенсивностях закрутки заряда показало, что к моменту открытия выпускного клапана суммарное количество NO_x для двигателя с вихревым числом 2 почти в два раза больше, чем для вариантов с вихревыми числами 0 и 1.

Существенную роль в формировании как интегральных, так и локальных параметров газового двигателя играет угол опережения зажигания (УОЗ), что подтверждается результатами 3D-моделирования. Расчеты, выполненные для различных значений УОЗ в случае варианта с ω – образной камерой сгорания показали, что количество образованных NO_x уменьшается примерно на 28% с приближением угла начала зажигания к ВМТ. Количество NO_x , образовавшихся при УОЗ = -5° составляет лишь 3,6% от количества оксидов азота, выделившихся при УОЗ = -35° .

Таким образом, при удачном сочетании исследуемых факторов (форма камеры сгорания, форма впускного канала, генерирующего вихревое движение в цилиндре, и УОЗ) можно существенно улучшить экологические показатели газовых двигателей с искровым зажиганием.

Проведенные исследования позволяют заключить:

1. Выявлено заметное влияние формы камеры сгорания дизеля, конвертированного на природный газ и работающего с искровым зажиганием, на концентрацию образованных в рабочем цикле оксидов азота. При прочих одинаковых условиях наилучшей из исследованных четырех форм камеры сгорания с точки зрения токсичности является камера конической формы, для которой, количество образованных NO_x в 3,5 (на номинальном режиме работы) и в 6 раз (на режиме максимального крутящего момента) меньше, чем для ω -образной камеры.

2. Регулированием угла опережения зажигания можно существенно снизить концентрацию оксидов азота в продуктах сгорания газового двигателя. В частности, для ω -образной камеры сгорания приближением момента зажигания к верхней мертвой точке значение $[\text{NO}_x]$ можно уменьшить примерно на 28%.

3. Влияние вихревого числа на образование NO_x в газовом двигателе с искровым зажиганием в исследуемом диапазоне, относительно менее заметно, чем влияние конструкции камеры сгорания и угла опережения зажигания. Однако, стоит отметить, что зависимость $[\text{NO}_x]=f(D_n)$ носит отнюдь не линейный характер. Так, разница в количестве образованных оксидов азота между вариантами с вихревым числом 0 и 1 составляет лишь 14%, в то время как, между вариантами с вихревым числом 1 и 2 – 44%.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (грант № 05-08-01311а).

Литература:

1. FIRE. Users Manual Version 8. AVL LIST GmbH Graz, Austria, 2002. (Лицензионное соглашение DKNR: BMSTU70203 между МГТУ им. Н. Э. Баумана и АВЛ ЛИСТ ГмбХ).

2. Быстров Ю.А., Исаев С.А., Кудрявцев Н.А., Леонтьев А.И. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб. СПб.: Судостроение, 2005. 392 с.

3. Byun D., Baek S.W. Numerical investigation of combustion with non-gray thermal radiation and soot formation effect in a liquid rocket engine// Int. J. Heat and Mass Transfer. 2007. № 50. P. 412-422.

4. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. М.: Энергоатомиздат, 1984. 152 с.

5. Merker G., Schwarz Ch., Stiesch G., Otto F. Verbrennungsmotoren. Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung. Stuuugart, Leipzig, Wiesbaden. Teubner-Verlag. 2004. 410 S.

6. Иващенко Н.А., Кавтарадзе Р.З., Голосов А.С., Кавтарадзе З.Р., Скрипник А.А. Метод расчета локальных концентраций оксидов азота в поршневых двигателях с внутренним смесеобразованием на основе многозонной модели// Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. 2004. №1. С.43-59.

7. Кавтарадзе Р.З., Гайворонский А.И., Шибанов А.В., Онищенко Д.О., Федоров В.А.. Численный анализ влияния формы камеры на турбулентное движение и сгорание газа в цилиндре дизеля//Труды четвертой Российской национальной конференции по теплообмену. 2006. Т.3. С.246-249.

2. КОНСТРУИРОВАНИЕ, ПРОЧНОСТЬ, ДИНАМИКА, ТРИБОЛОГИЯ

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЧИСЛЕННОГО МЕТОДА ФОРМИРОВАНИЯ ЗАКОНА ДВИЖЕНИЯ ТОЛКАТЕЛЯ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ ДВС

Васильев А.В., Сидоров Д.В.

(Волгоградский государственный технический университет)

Численный пошаговый метод синтеза закона движения толкателя и профиля кулачка [1,2] позволяет на основе единого подхода формировать характеристики кулачкового механизма в соответствии с теми или иными предъявляемыми требованиями. При этом вместо аналитического закона движения используется численное его представление, а алгоритм формирования участков положительного и отрицательного ускорения обеспечивает получение характеристик предельной эффективности, оцениваемой полнотой диаграммы перемещения толкателя и связанной с ней величиной время-сечения клапана. В данной статье приведены некоторые результаты дальнейшего развития численного метода в направлении модернизации алгоритма с целью расширения области применения метода.

Ранее в рассматриваемом численном методе не была предусмотрена возможность ограничения максимальной скорости перемещения поступательно движущегося толкателя с плоской тарелкой. Известно, что от величины этой скорости зависит максимальное смещение точки контакта кулачка с толкателем от оси последнего [3], то есть требуемый размер его тарелки. Это имеет существенное значение в случае предъявления требований к габаритным размерам клапанного привода.

Кроме того, при профилировании кулачков механизма газораспределения (МГР) с цилиндрическим или рычажным толкателем важной задачей является ограничение угла давления в сопряжении кулачок-толкатель. При его увеличении снижается коэффициент полезного действия кулачковой пары, растут затраты мощности на привод клапанов и, в предельном случае, возможно заклинивание. Характеристика изменения угла давления по углу поворота кулачка также в значительной степени зависит от закона движения толкателя, в особенности, от скорости его перемещения [3].