



ГРИШИН
Юрий Аркадьевич
доктор технических наук,
профессор



ДОРОЖИНСКИЙ
Равиль Константинович
студент



ЗЕНКИН
Владимир Александрович
кандидат технических
наук, доцент
кафедры «Поршневые
двигатели»
(МГТУ им. Н.Э. Баумана;
e-mail:
grishin@power.bmstu.ru)

Расчетное улучшение характеристик впускной клапанной системы поршневого двигателя

Ю.А. Гришин, Р.К. Дорожинский, В.А. Зенкин

С использованием новой неявной модификации метода крупных частиц проведено многовариантное численное моделирование продувки впускной клапанной системы поршневого двигателя. Получены конструктивные рекомендации по улучшению расходных характеристик системы, улучшающих газообмен и, как следствие, повышающих основные эксплуатационные показатели двигателя.

Ключевые слова: поршневой двигатель, впускная клапанная система, расходная характеристика, численное исследование, модифицированный метод крупных частиц.

Calculation improvement of piston engine intake valve system characteristics

Yu.A. Grishin, R.K. Dorozhinsky, V.A. Zenkin

By using a new implicit modification of the method of large particles, the multivariate numerical simulation of the inlet valve stem piston engine purge has been carried out. As a result the design recommendations to improve the flow characteristics of the system have been obtained, making the gas exchange better and hence, increasing the basic operating characteristics of the engine.

Keywords: piston engine, intake valve system, metering characteristic, numerical study, modified method of large particles.

При конструировании и доводке поршневых двигателей значительное внимание уделяется улучшению расходных характеристик впускных и выпускных клапанных систем. Расходные характеристики, очевидно, зависят от геометрии клапанов, «клапанных седел» и каналов в крышках цилиндров. Улучшение расходных характеристик, в частности, впускных клапанов, увеличивает поступление свежего заряда в цилиндры, уменьшает гидравлические потери впуска, снижает работу насосных ходов. В результате повышаются мощностные, экономические и экологические показатели двигателя.

Улучшение расходных характеристик создаваемых конструкций может быть выполнено путем экспериментальных продувок на специальных стендах. Однако это требует значительных материальных затрат и продолжительного времени. В последнее время эта задача все чаще и весьма эффективно выполняется с помощью расчетных исследований методами математического моделирования.

В данной работе объектом исследования являлась клапанная система создаваемого тепловозного дизеля ЧН 26,5/31. Рассматриваемая система, как и в других двигателях, может быть представлена состоящей из следующих частей, которые могут доводиться практически независимо друг от друга:

1) *клапанный порт* (окрестность клапанной щели). Осесимметричный элемент. Формируется профилем нижней, падающей части отливки крышки, где в соответствующей проточке установлено клапанное седло. Далее следует профиль детали «седло» с горловиной, имеющей наименьший диаметр проходного сечения, радиусный скругляющий переход и коническую проточку собственно «клапанного седла». С другой стороны проточной части имеется профиль клапана, формирующийся штоком, галтелью и тарелкой с ответной проточкой под посадку в «седло» и, наконец, нижней частью тарелки, обращенной в цилиндр;

2) *канал в отливке крышки*. Проточный элемент весьма сложного профиля. Имеет изгибы во всех проекциях и наибольший изгиб, близкий к 90° , в боковой проекции, необходимый для поворота потока от входного сечения на боковой стенке крышки до стыка с вертикальной осесимметричной частью окрестности клапанной щели, с деталью «клапанное седло». Дополнительные изгибы обеспечивают обход элементов крепежа и требования системы жидкостного охлаждения крышки. В случае tandemного исполнения канал имеет особенно сложный профиль, так как имеется разветвление для подвода к первому по потоку клапанному порту и ко второму. При этом необходимо обеспечить оптимальное распределение потока по ветвям.

Следует отметить, что в общем случае впускная клапанная система в дизелях является двухфункциональной поскольку кроме высокой пропускной способности она должна обеспечивать вполне определенную закрутку потока, поступающего в цилиндры. Однако в мощных тепловозных дизелях класса ЧН 26,5/31 с высоким наддувом не требуется значительной закрутки, и доводка системы сводится к увеличению пропускной способности.

Наполнение цилиндра через клапан происходит при изменении его проходного сечения и перепада давления на нем, т. е. нестационарно. Однако при доводке применяется статическая продувка при постоянном перепаде давления. Правомерность такого подхода показана в работе Р.М. Петриченко на основании анализа уравнений движения при газообмене [1]. В данной работе был выбран перепад 1,2 на 1,0 бар при температуре 293 К.

Кроме перепада давлений необходимо выработать ход клапана, т. е. его проходное сечение. Очевидно, целесообразно проводить доводку при таком проходном сечении, которое соответствует наибольшему расходу поступающего в цилиндр воздушного заряда в действительных тактах газообмена двигателя. Для оценки этой величины были проведены специальные исследования рабочего процесса дизеля ЧН 26,5/31 с помощью программного комплекса Дизель-РК [2]. Полученный в результате этого исследования график расхода свежего заряда приведен на рис. 1.

Из полученных результатов расчетной оценки следует, что при профилировании впускной системы необходимо выбирать полный подъем клапана, равный в данном случае 20,5 мм.

Для расчетных исследований и доводки системы применялся модифицированный неявный численный метод крупных частиц (МКЧ), поскольку использование базовой, явной модификации метода, описанной в работах О.М. Белоцерковского и Ю.М. Давыдова [3, 4], показало неудовлетворительные результаты, в частности, по скорости вычислений. Это обусловлено тем, что при моделировании течений в областях сложной формы с большими градиентами изменения параметров, наличием застойных и отрывных зон (характерно для систем типа «канал – клапан – цилиндр») для обеспечения устойчивости расчетной процедуры приходилось значительно снижать сеточное число Куранта $Co = a\Delta t/h$ (a — скорость звука, $h = \min\{\Delta x, \Delta y, \Delta z\}$) до значений 0,1; 0,05 и даже меньше. Это, во-первых, резко увеличивает время вычислений, во-вторых, снижает точность результатов, поскольку область зависимости разностных уравнений становится значительно больше об-

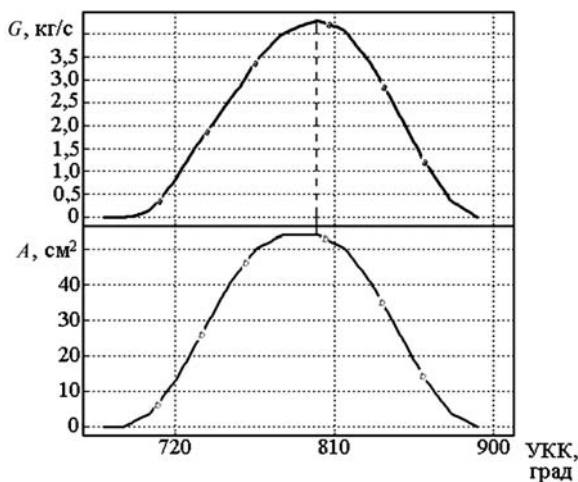


Рис. 1. Зависимости расхода воздуха через 4-клапанную крышку дизеля (два впускных клапана) и проходного сечения двух впускных клапанов от угла поворота кривошипа

ласти зависимости исходных дифференциальных уравнений газовой динамики.

С помощью представления о наклонных секущих для трех смежных расчетных ячеек и с использованием параметров не только n -го, но и $(n + 1)$ -го временного слоя (рис. 2) удалось аналитически выразить значение промежуточного давления на эйлеровом этапе метода. Тем самым для политропного газа была получена новая неявная модификация МКЧ с переходом на второй порядок точности по времени, не требующая дополнительных итераций [5, 6].

Поскольку вычисления при численном расчете ведутся по возрастающим номерам ячеек последовательно для эйлерова, лагранжева и заключительного этапов, при расчете i -й ячейки перед эйлеровым этапом известными являются не только все параметры в центрах всех ячеек в n -й момент времени, но и промежуточные параметры в предыдущих ячейках $\tilde{X}_{i-1,j}^{n+1}, \tilde{Y}_{i,j-1}^{n+1}$, где $X = (p, u)$ и $Y = (p, v)$, p, u, v — давление и проекции скорости в двумерном случае. Тогда можно выразить значения параметров на дробном шаге $t^{n+1/2}$ на границах $i-1/2, j, i, j-1/2$ и давление в центре i -й ячейки с использованием представления о наклонных секущих (см. рис. 2):

$$X_{i-1/2,j}^{n+1/2} = \frac{\tilde{X}_{i-1,j}^{n+1} + X_{i,j}^n}{2}; \quad (1)$$

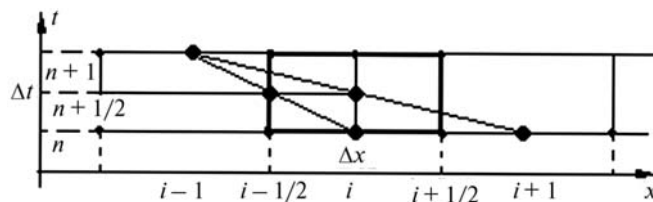


Рис. 2. Представление о наклонных секущих

$$Y_{i,j-1/2}^{n+1/2} = \frac{\tilde{Y}_{i,j-1}^{n+1} + Y_{i,j}^n}{2}; \quad (2)$$

$$p_{i,j}^{n+1/2} = \frac{\tilde{p}_{i-1,j}^{n+1} + \tilde{p}_{i,j-1}^{n+1} + p_{i+1,j}^n + p_{i,j+1}^n}{4}. \quad (3)$$

В результате формулы для промежуточных скоростей эйлерова этапа МКЧ записываются в следующем виде:

$$\tilde{u}_{i,j}^{n+1} = u_{i,j}^n - \frac{C}{\rho_{i,j}^n} \left(\frac{\tilde{p}_{i,j}^{n+1} + p_{i+1,j}^n}{2} - p_{i-1/2,j}^{n+1/2} \right); \quad (4)$$

$$\tilde{v}_{i,j}^{n+1} = v_{i,j}^n - \frac{C}{\rho_{i,j}^n} \left(\frac{\tilde{p}_{i,j}^{n+1} + p_{i,j+1}^n}{2} - p_{i,j-1/2}^{n+1/2} \right). \quad (5)$$

Здесь $C = \Delta t/h$, ρ — плотность газа.

После соответствующих преобразований уравнение полной энергии E

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u E)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v E)}{\partial y} = -\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} - \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + L_E$$

заменяется уравнением внутренней энергии e . Для простоты запишем уравнение внутренней энергии без диссипативных членов в правой части:

$$\rho \frac{\partial e}{\partial t} = -p \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right).$$

Поскольку $e = c_v T = p/\rho(k - 1)$, то при $\rho = \text{const}$ для эйлерова этапа получим

$$\frac{1}{k-1} \frac{\partial p}{\partial t} = -p \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right). \quad (6)$$

Данная форма уравнения энергии используется и в методе частиц в ячейках Харлоу [7]. В конечно-разностной форме это уравнение имеет вид

$$\tilde{p}_{i,j}^{n+1} = p_{i,j}^n - C(k-1) \left[\frac{\tilde{u}_{i,j}^{n+1} + u_{i+1,j}^n}{2} - u_{i-1/2,j}^{n+1/2} + \frac{\tilde{v}_{i,j}^{n+1} + v_{i,j+1}^n}{2} - v_{i,j-1/2}^{n+1/2} \right]. \quad (7)$$

После подстановки формул (4) и (5) в уравнение (7) и соответствующих преобразований, получаем аналитическое выражение для определения промежуточного давления без каких-либо итераций:

$$\begin{aligned} \tilde{p}_{i,j}^{n+1} = & \left\{ p_{i,j}^n - (k-1)Cp_{i,j}^{n+1/2} \left\{ 0,5 \left\{ u_{i,j}^n + u_{i+1,j}^n + \right. \right. \right. \\ & + v_{i,j}^n + v_{i,j+1}^n - \left[0,5 \left(p_{i+1,j}^n + p_{i,j+1}^n \right) - p_{i-1/2,j}^{n+1/2} - \right. \\ & \left. \left. \left. - p_{i,j-1/2}^{n+1/2} \right] C / \rho_{i,j}^n \right\} - u_{i-1/2,j}^{n+1/2} - \right. \\ & \left. \left. - v_{i,j-1/2}^{n+1/2} \right\} \right\} / \left[1 - 0,5(k-1)p_{i,j}^{n+1/2} C^2 / \rho_{i,j}^n \right]. \quad (8) \end{aligned}$$

Найденное по формуле (8) значение давления подставляется в (4) и (5) для вычисления промежуточных скоростей. Завершается эйлеров этап расчетом полной энергии:

$$\tilde{E}_{i,j}^{n+1} = \frac{\tilde{p}_{i,j}^{n+1}}{(k-1)\rho_{i,j}^n} + \frac{\tilde{u}_{i,j}^{n+1} + \tilde{v}_{i,j}^{n+1}}{2}. \quad (9)$$

Расчетные соотношения (4), (5) и (8) соответствуют представлению о неявной схеме, поскольку в них используются параметры как n -го, так и $(n+1)$ -го временного слоя. Далее, в обычной последовательности МКЧ выполняются лагранжев и заключительный этапы, осуществляется переход к расчету $i+1$, j или $i, j+1$ ячеек.

Применение предложенной схемы позволяет при сохранении устойчивости вычислений увеличивать сеточное число Куранта до значений 0,4–0,6 даже при моделировании течений с большими градиентами параметров, характерных для затопленных струй, т. е. увеличивать точность результатов и значительно сокращать время маршевого счета. На базе модифицированного МКЧ на кафедре «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана был разработан программный комплекс NSF, который и использовался в настоящем расчетном исследовании. Статическая задача решалась методом установления. Для ускорения получения результатов выполнялся предварительный расчет на грубой сетке с последующей аппроксимацией полей параметров газа на густую сетку. Сравнение пропускной способности каналов

осуществлялось по интегральному расходу после установления потока.

Первым и наиболее эффективным этапом работы является расчетная доводка клапанного порта, поскольку здесь расположена самая узкая часть системы каналов, лимитирующая расход. На рисунке 3, а приведено базовое, исходное исполнение клапанного порта.

На основании представленной чертежной документации была сформирована область для трехмерного моделирования (рис. 4) с наложением ортогональной расчетной сетки густотой 4,5 ячейки в 1 см.

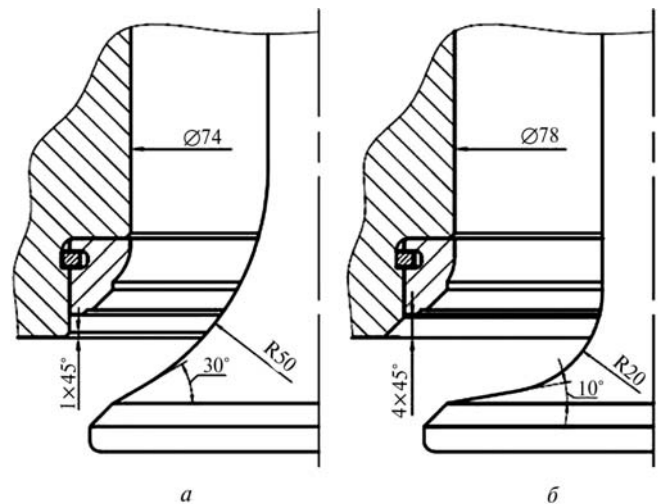


Рис. 3. Конструктивные исполнения впускного клапанного порта:

а — базовый порт; б — новый порт

В процессе расчетных исследований последовательно варьировались основные конструктивные параметры, формирующие расчетную область: диаметр d горловины клапанного канала, радиус R скругления и угол α наклона образующей тарелки клапана, величина фаски под «седлом» со стороны полости цилиндра.

По результатам вычислительных экспериментов было установлено, что увеличение диаметра горловины канала с 74 до 78 мм повышает расход на 5,4 % (рис. 5), уменьшение радиуса галтели тарелки с 50 до 20 мм при одновременном уменьшении угла наклона касательной к галтели с 30 до 10° повышает расход на 12,5 % (рис. 6). Значительный эффект вносит и увели-

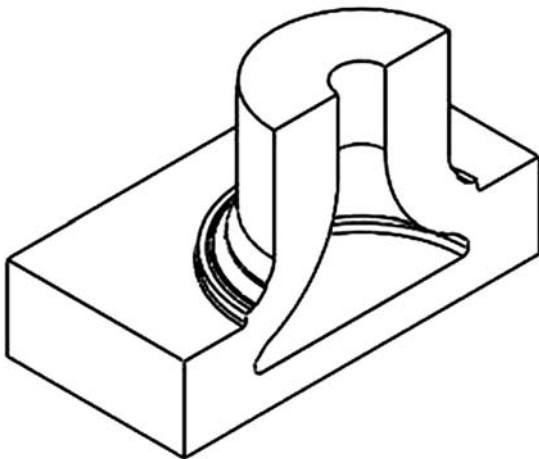


Рис. 4. Разрез 3D модели области течения газа

чение фаски под «седлом» с 1 до 4 мм — 11 % (рис. 7). На рисунке 8 показаны поля скоростей при тчении через клапанную щель с исполнением фасок 1 и 4 мм. На рисунке видно, что меньший размер фаски своей нижней частью

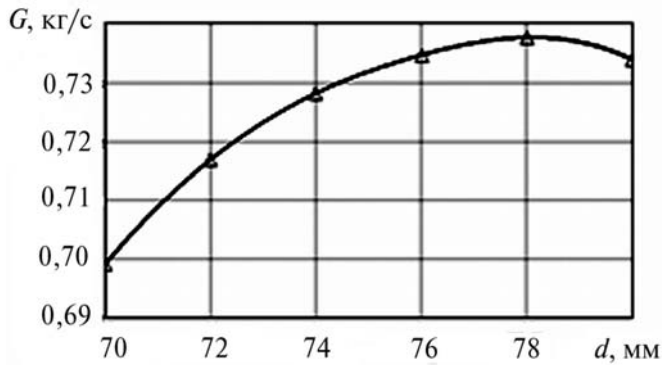


Рис. 5. Зависимость диаметра горловины от расхода

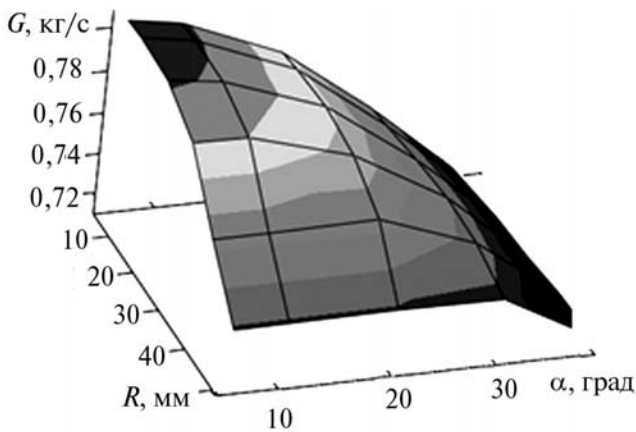


Рис. 6. Зависимость радиуса галтели и угла наклона касательной к ней от расхода

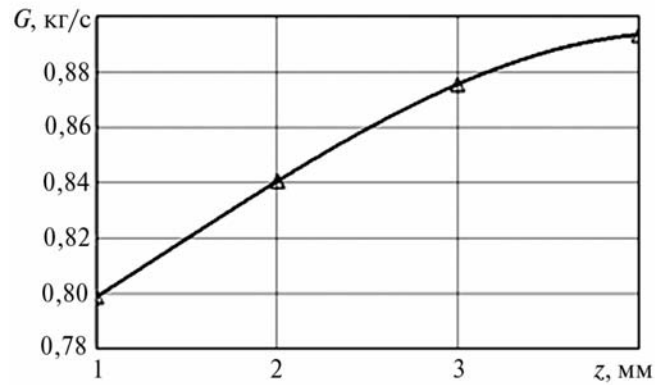


Рис. 7. Зависимость размера фаски под седлом от расхода

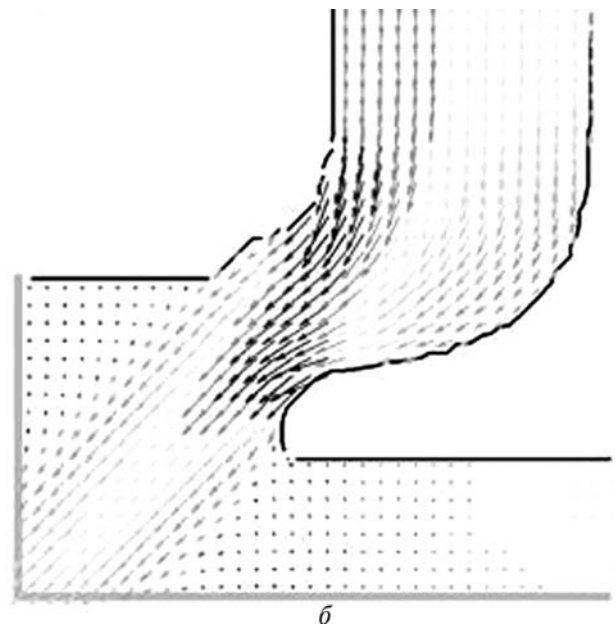
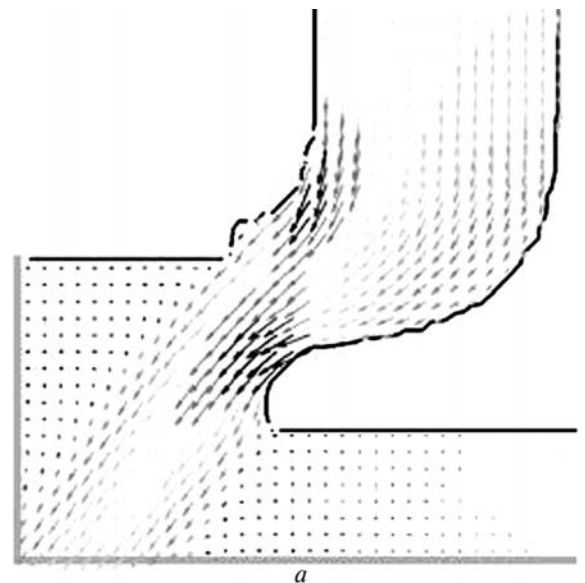


Рис. 8. Поля скоростей при исполнении фаски 1 (а) и 4 (б) мм

изменяет направление истекающего потока, уменьшает его живое сечение, уменьшает величину векторов скоростей, что в итоге сокращает расход поступающего заряда в случае базового исполнения фаски.

Суммарное улучшение пропускной способности клапанного порта с использованием всех перечисленных конструктивных мероприятий составляет 23 %. Новый со всеми рекомендациями клапанный порт представлен на рис. 3, б.

Дальнейшие расчетные работы были сосредоточены на канале в крышке цилиндра. Поскольку в данном двигателе имеет место тандемная клапанная система с 4-клапанной крышкой, поток во впускном канале разветвляется на два клапанных порта (рис. 9). Увеличение расхода достигалось за счет снижения гидравлических потерь. Для этого в пределах

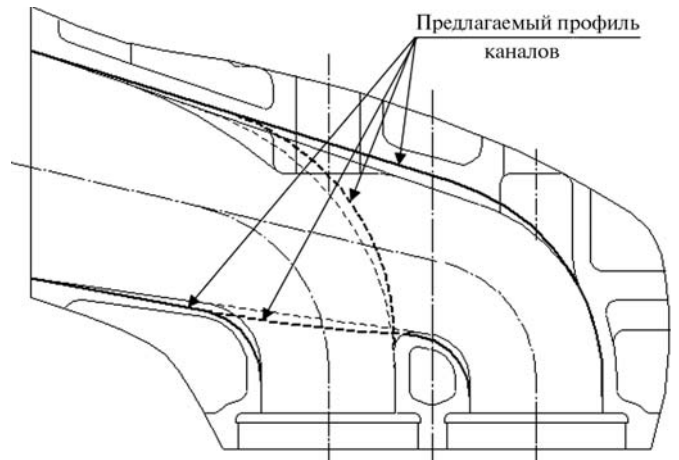


Рис. 9. Схема изменения геометрии впускного канала

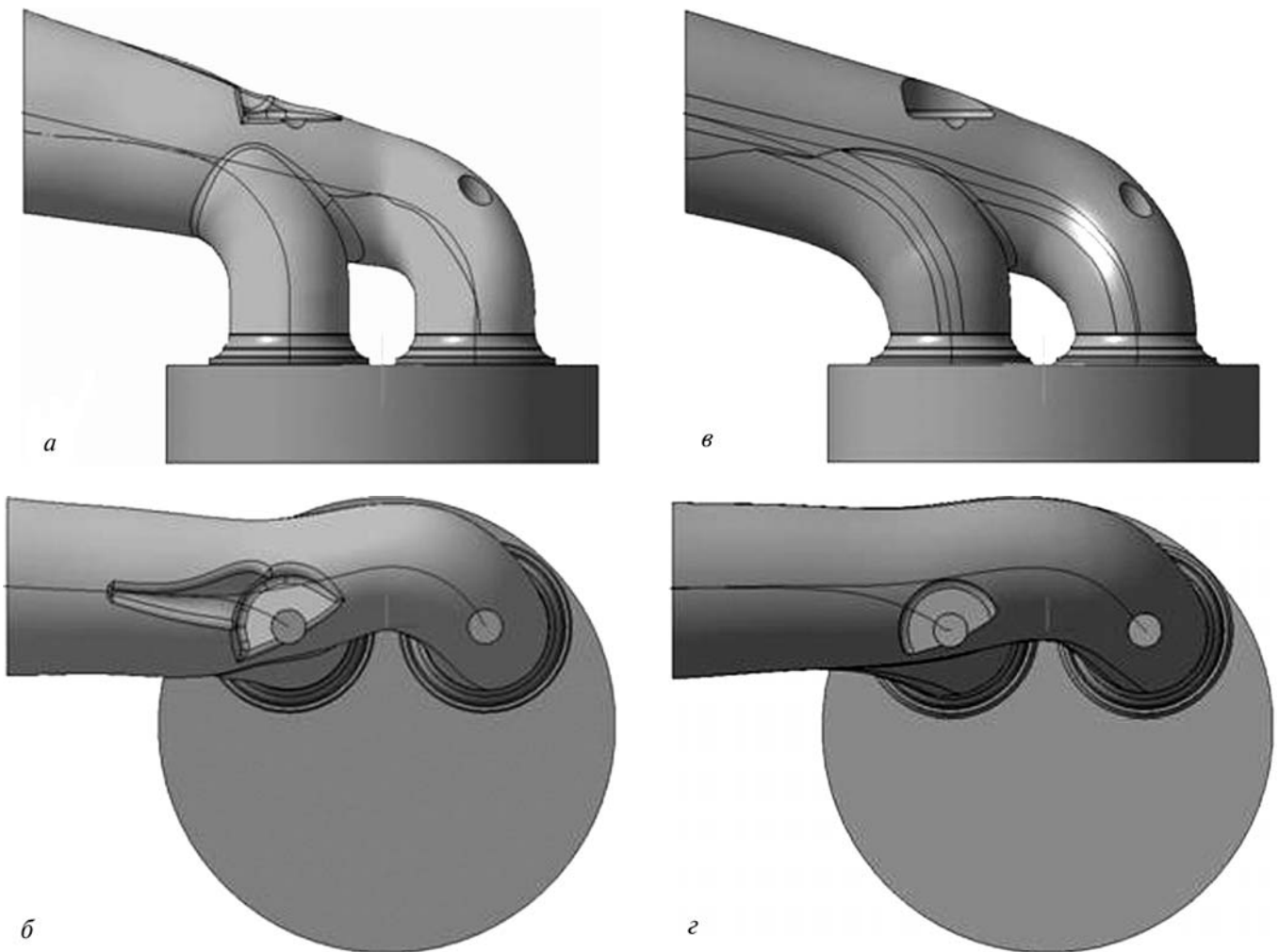


Рис. 10. Твёрдотельные модели базовых (а—б) и предлагаемых (в—г) впускных каналов в крышке цилиндра: а, в — вид сборки; б, г — вид сверху

допусков по крепежу и полостям охлаждения были увеличены проходные сечения и плавность поворотов профиля. Полученный по результатам расчета профиль показан на рис. 9 и 10.

При изменении только формы каналов в крышке цилиндра (и неизменной геометрии клапанного порта) расход через крышку увеличивается на 7,3 %. При использовании новых каналов в сочетании с новой геометрией порта общий прирост достигает 21,6 %, что весьма существенно для улучшения характеристик двигателя.

Результаты работы переданы на завод для внедрения.

Литература

1. *Петриченко Р.М.* Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания. Л.: Машиностроение, 1983. 194 с.
2. DIESEL-RK is an engine simulation tool: [Электронный ресурс]. URL: <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/>
3. *Белоцерковский О.М., Давыдов Ю.М.* Метод крупных частиц в газовой динамике. М.: Наука, 1982. 392 с.
4. *Давыдов Ю.М., Круглов М.Г., Меднов А.А.* Численное исследование течений в двигателях внутреннего сгорания методом крупных частиц. М.: Изд-во ВЦ АН СССР, 1983. 60 с.
5. *Гришин Ю.А.* Новые схемы метода крупных частиц и их использование для оптимизации газоздушных трактов двигателей // Математическое моделирование. РАН. 2002. Т. 14. № 8. С. 51–55.
6. *Гришин Ю.А., Зенкин В.А., Рогов В.С.* Численное моделирование газообмена двухтактных двигателей // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». 2009. № 2. С. 36–44.
7. *Олдер Б., Фернбах С., Ротенберг М.* Вычислительные методы в гидродинамике: пер. с англ. М.: Мир, 1967. 384 с.

Статья поступила в редакцию 05.04.2012.