

УДК 621.434:536

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМЕ “ВПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР–ЦИЛИНДР” АВИАЦИОННОГО ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ С РАСПРЕДЕЛЕННЫМ ВПРЫСКИВАНИЕМ ТОПЛИВА

Р.З. Кавтарадзе<sup>1</sup>, А.А. Зеленцов<sup>1</sup>, Д.О. Онищенко<sup>1</sup>,  
Л.А. Финкельберг<sup>2</sup>, А.Н. Костюченков<sup>2</sup>

<sup>1</sup>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва  
e-mail: kavtar@power.bmstu.ru

<sup>2</sup>ЦИАМ им. П.И. Баранова, Москва

*Обосновано применение альтернативной впускной системы с впрыскиванием бензина перед впускным клапаном для авиационного поршневого двигателя М9ФВ. Определены оптимальные место установки и положение форсунки, а также параметры впрыскивания бензина во впускной коллектор двигателя М9ФВ, обеспечивающие наилучшие условия для объемного испарения топлива во впускной системе и, как следствие, получение качественной топливовоздушной смеси в цилиндре к моменту закрытия впускного клапана.*

**Ключевые слова:** авиационный поршневой двигатель, впускная система, турбулентное сгорание, математическая модель, численные методы.

## SIMULATION OF PROCESSES IN THE “INLET COLLECTOR–CYLINDER” SYSTEM OF AVIATION RECIPROCATING ENGINE WITH DISTRIBUTED FUEL INJECTION

R.Z. Kavtaradze<sup>1</sup>, A.A. Zelentsov<sup>1</sup>, D.O. Onishchenko<sup>1</sup>,  
L.A. Finkelberg<sup>2</sup>, A.N. Kostyuchenkov<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Bauman Moscow State Technical University, Moscow,  
e-mail: kavtar@power.bmstu.ru;

<sup>2</sup>Baranov Central Institute of Aviation Motor Development, Moscow

*The application of alternative inlet system with benzene injection before the intake valve is substantiated for the aviation reciprocating engine M9FV. The optimal place for injector installation and the injector position are defined and the parameters of benzene injection into the inlet collector of the M9FV engine are also determined, which provide the best conditions for the fuel volume evaporation in the inlet system and hence for obtaining of the fuel-air mixture of high quality in the cylinder by the moment of intake valve closure.*

**Keywords:** aviation reciprocating engine, inlet system, turbulent combustion, mathematical model, numerical methods.

Одной из основных задач для развития современных авиационных поршневых двигателей является форсирование их по удельной

мощности при одновременном снижении массы и габаритных размеров. Важнейшим аспектом остается также повышение экономических и экологических показателей двигателя. Решение указанных задач может быть успешно осуществлено прежде всего путем усовершенствования рабочего процесса, что со своей стороны требует внедрения новейших достижений науки и техники, в том числе и опыта, накопленного в других направлениях двигателестроения.

Известно, что практически во всех современных авиационных поршневых двигателях, среди которых бензиновые двигатели с искровым зажиганием составляют подавляющее большинство, используется в основном система питания с карбюратором. Несмотря на то, что первые серийные двигатели с непосредственным впрыскиванием бензина появились еще в 30-е гг. XX в. именно в авиации [1], в настоящее время они, как и двигатели с впрыскиванием топлива во впускную систему [2], пока не находят широкого применения в авиации. С другой стороны, развитие современного автомобильного двигателестроения доказывает перспективность таких схем топливоподачи.

Целью данного исследования являлось оснащение серийного авиационного двигателя М9ФВ, имеющего карбюраторную систему питания топливом, альтернативной системой впрыскивания топлива во впускной коллектор. При этом решались следующие задачи:

- проектирование впускной системы распределительного типа для двигателя;
- исследование нестационарного трехмерного двухфазного (жидкое топливо и воздух) течения в разработанной впускной системе в целях предотвращения образования топливной пленки на поверхности впускного коллектора;
- моделирование процесса сгорания в цилиндре с учетом впрыскивания топлива во впускной системе и проведение верификации модели по индикаторной диаграмме.

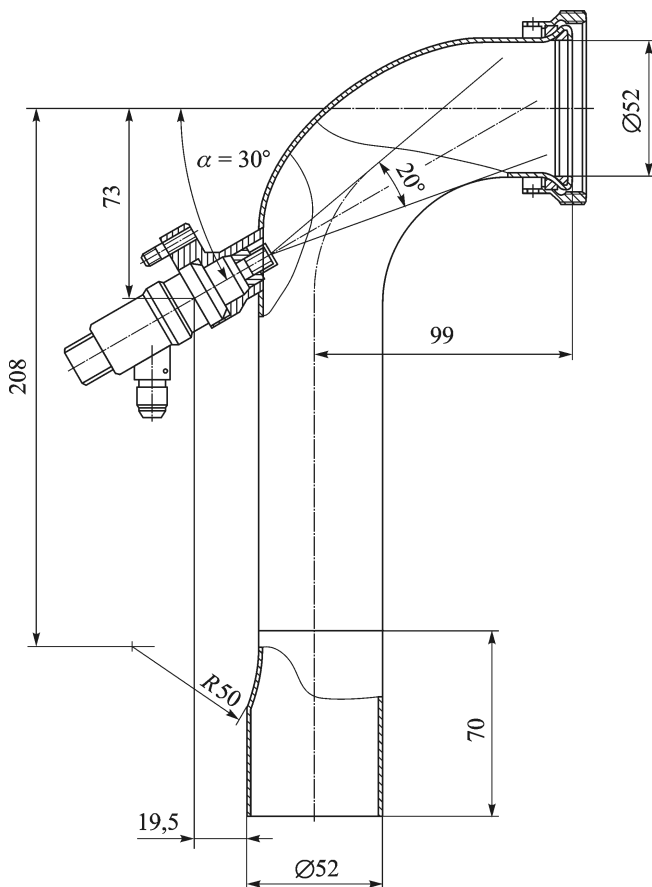
Далее коротко рассмотрены технические характеристики исследуемого авиационного двигателя и применяемые математические модели, а также проанализированы некоторые результаты решения указанных задач.

**Краткая характеристика исследуемого двигателя и разработанной системы впуска.** Объектом исследования является двигатель М9ФВ — четырехтактный авиационный двигатель, имеющий девять цилиндров, расположенных звездообразно, с искровым зажиганием (две свечи зажигания, расположенные симметрично) и воздушным охлаждением, с одним впускным и одним выпускным клапанами. В качестве топлива используется авиационный бензин марки Б91/115 (ГОСТ 1012–72).

### Технические параметры двигателя М9ФВ

Диаметр цилиндра $D$ , мм.....	105
Ход поршня $S$ , мм.....	130
Число цилиндров.....	9
Степень сжатия (геометрическая) $\varepsilon$ .....	6,5
Взлетная мощность $N_e$ , кВт, / при частоте вращения $n$ , мин <sup>-1</sup> .....	268/2800
Максимальная крейсерская мощность $N_e$ , кВт, / при частоте вращения $n$ , мин <sup>-1</sup> .....	180/1860
Удельный расход топлива на крейсерском режиме $g_e$ , г/(кВт·ч).....	265-285
Сухая масса двигателя $m$ , кг.....	230

В составе топливоподающей аппаратуры на исследуемом двигателе М9ФВ были установлены форсунки производства фирмы Bosch (№ 0-280-150-905 по каталогу Bosch) с распылителем многосоплового типа и числом сопловых отверстий  $Z = 4$ . Форсунки производительностью 220... 230 см<sup>3</sup>/мин при давлении в топливной системе 2,5... 3,0 бар были расположены во впускном коллекторе двигателя по схеме, представленной на рис. 1.



**Рис. 1.** Расположение форсунки во впускном коллекторе двигателя М9ФВ

При выборе схемы впрыскивания бензина во впускную систему предпочтение было отдано системе топливоподачи распределительно-го типа, в которой форсунки расположены во впускном коллекторе у каждого цилиндра и впрыскивают бензин перед впускными клапанами. Используемая система по сравнению с системой центрального впрыскивания обеспечивает высокую точность дозирования топлива и хорошую равномерность его распределения по цилиндрам. Состав горючей смеси в разных цилиндрах при этом может различаться всего на 5...7%, что способствует снижению расхода топлива и концентрации токсичных веществ в отработавших газах [1]. Кроме того, относительно низкое давление впрыскивания, требуемое для подачи бензина во впускную систему, снижает требования к точности изготовления прецизионных пар топливных насосов и форсунок, уменьшая в целом стоимость системы относительно аналогичного оборудования для непосредственного впрыскивания топлива в цилиндры.

В данной работе для дозирования и распыливания бензина использовалась модифицированная форсунка фирмы Bosch с четырьмя сопловыми отверстиями и производительностью  $255 \text{ см}^3/\text{мин}$  при  $p_{\text{впр}} = 2,7 \text{ бар}$ .

**Моделирование процессов в системе “впускной коллектор-цилиндр”.** При моделировании процессов турбулентного переноса, впрыскивания топлива и распространения топливной струи во впускном коллекторе необходимо учитывать многофазность рабочего тела, что подразумевает совместное решение фундаментальных уравнений сохранения для газообразной (впускной воздух) и жидкой (бензин) фаз.

Распад струи топлива, впрыскиваемого в поток воздуха, связан с возмущениями, в частности с длиной поверхностных волн, а также с физическими и динамическими параметрами впрыскиваемого топлива и с параметрами среды во впускной системе [1].

Исследование динамики топливной струи проводилось методом дискретных капель топлива (Discrete Droplet Method) [3], согласно которому движение отдельных капель, определяющих поведение пакета идентичных несоприкасающихся капель топлива, моделируется на основе обыкновенных дифференциальных уравнений. При этом уравнение движения капли в общем виде запишется так [1, 3]:

$$m_k \frac{du_{ki}}{dt} = \frac{1}{2} \rho_b F_k C_f u_{\text{отн}}^2 + V_k (\rho_t - \rho_b) g + V_k \nabla p + F_{\text{внеш}}; \quad (1)$$

здесь  $m_k$  — масса капли топлива;  $u_{ki}$  — скорость  $i$ -й капли;  $u_{\text{отн}}$  — относительная скорость капли, равная разности скоростей капли и среды (воздуха);  $\rho_t$  — плотность топлива;  $\rho_b$  — плотность среды;  $F_k$  — площадь поперечного сечения капли;  $V_k$  — объем капли топлива;  $p$  — давление;  $\nabla$  — оператор набла;  $g$  — ускорение свободного падения;  $F_{\text{внеш}}$

— внешние силы (например, магнитные или электростатические);  $\tau$  — время. В случае пренебрежения гравитационными и внешними силами, а также силами давления уравнение (1) будет иметь аналитическое решение [1]. Коэффициент аэродинамического сопротивления  $C_f$  можно рассчитать по известной формуле Шиллера и Науманна [3]

$$C_f = \begin{cases} \frac{24}{\text{Re}_k} (1 + 0,15 \text{Re}_k^{0,687}), & \text{Re}_k < 10^3; \\ 0,44, & \text{Re}_k \geq 10^3, \end{cases} \quad (2)$$

где  $\text{Re}_k = \frac{\rho_{\text{в}} u_{\text{отн}} a_k}{\mu_{\text{в}}}$  — число Рейнольдса для капли топлива;  $a_k$  — диаметр капли топлива;  $\mu_{\text{в}}$  — динамическая вязкость среды. Область  $\text{Re}_k \geq 10^3$  является областью автомодельности коэффициента сопротивления, где его значение остается постоянным, а при  $\text{Re}_k < 1$  из (2) получается известная формула Стокса [1]. Решением уравнения (1) определяются скорость перемещения капли, а также пройденный каплей путь  $x_{ki}(\tau)$ .

Попадая во впускную систему, капли топлива могут менять направление движения в результате взаимодействия с отдельными вихрями в потоке воздуха. Это явление описывается моделями турбулентной дисперсии, в качестве исходных параметров использующими усредненную по потоку скорость газа, кинетическую энергию турбулентности  $k$  и скорость диссипации  $\varepsilon$  этой энергии. В настоящей работе используется метод стохастической дисперсии, предложенный Госманом и Иоанидисом [4], согласно которому компоненты пульсационной составляющей скорости  $u'_i$ , определяющей влияние турбулентности потока газа в расчетном объеме на движение капли топлива, задаются по распределению Гаусса с дисперсией  $\sigma = \sqrt{2k/3}$ :

$$u'_i = \left(\frac{2}{3}k\right)^{\frac{1}{2}} \text{sgn}(2R_{ni} - 1) \text{erf}^{-1}(R_{ni} - 1), \quad (3)$$

где  $0 < R_{ni} < 1$  — случайная величина,  $\text{erf}$  — функция ошибок (интеграл вероятности) Гаусса.

Очевидно, что флуктуация скорости  $u'_i$  является функцией времени, и ее значение обновляется после истечения времени корреляции  $\tau_{\text{turb}}$ . Оно определяется как минимум из двух величин: времени распада вихря и времени пересечения вихря каплей, т.е.

$$\tau_{\text{turb}} = \min \left( C_{\tau} \frac{k}{\varepsilon}, C_1 \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \frac{1}{|u_{\text{в}} + u' - u_{\text{к}}|} \right), \quad (4)$$

где  $u_{\text{в}}$  — скорость воздуха;  $C_{\tau} = 1$  и  $C_1 = 0,16432$  — константы данной модели.

Дробление капель зависит от соотношений сил, действующих на них. Если сила сопротивления среды (воздуха) больше, чем сила поверхностного натяжения, то воздух проникает внутрь капли и разбивает ее на капли меньшего диаметра. Критическое (минимальное) значение числа Вебера, при котором происходит дробление капли, равно [1]

$$\text{We} \stackrel{\text{def}}{=} \frac{\rho_{\text{в}} u_{\text{к}}^2 a_{\text{к}}}{\sigma} = \frac{8}{C_f}, \quad (5)$$

где  $\sigma$  — коэффициент поверхностного натяжения для топлива. В зависимости от числа  $\text{We}$  отличаются различные механизмы дробления капель [1]. В данном случае используется подход Райтца–Дивакара [5], согласно которому выделяются два режима распада капли: при низкой и высокой скоростях обтекания. При этом предполагается, что при  $\text{We} > 6$  капля всегда имеет тенденцию к распаду.

Испарение капли топлива описывается моделью, предложенной Дуковичем [6] и апробированной в CFD-коде FIRE [3]. Следует отметить, что метод основан на традиционном подходе, предусматривающем аналогию между законами массообмена (закон Дальтона) и теплоотдачи (закон Ньютона), а также равенство чисел Нуссельта и Шервуда. Метод был разработан в МГТУ им. Н.Э. Баумана профессором Д.Н. Вырубовым. Подробное описание алгоритма расчета испарения капли на базе такого подхода дано в работе [1].

Важным фактором при расчетах процесса впрыскивания топлива во впускную систему двигателя является учет взаимодействия капель топлива со стенкой. Поведение капли топлива при контакте с твердой поверхностью зависит от нескольких параметров: скорости капли при контакте, ее диаметра, свойств топлива, шероховатости поверхности стенки и ее температуры. При низких скоростях капля прилипает к поверхности стенки или топливной пленки (при ее наличии), а при высоких скоростях образующаяся над поверхностью капли прослойка испарившегося топлива приводит к отражению капли от стенки. Согласно данным работы [3], условием перехода между этими режимами является критическое значение числа Вебера  $\text{We}_{\text{кр}} = 80$ . При этом отражение капли происходит, если  $\text{We} < \text{We}_{\text{кр}}$ . Предполагается, что при низких значениях числа Вебера  $\text{We}$  продольная составляющая скорости капли не меняется, а составляющая, нормальная к стенке, изменяется на величину, пропорциональную величине числа Вебера до ( $\text{We}_{\text{in}}$ ) и после ( $\text{We}_{\text{out}}$ ) столкновения:

$$\text{We}_{\text{out}} = C_1 \text{We}_{\text{in}} e^{-C_2 \text{We}_{\text{in}}}. \quad (6)$$

Здесь  $C_1 = 0,687$ ,  $C_2 = 0,04415$  — эмпирические константы.

Математическая модель трехмерных нестационарных процессов переноса количества движения, энергии, массы и концентрации реагирующих веществ для газа в расчетной области, а также турбулентного сгорания топливовоздушной смеси приведена в работах [1, 3, 7]. В качестве замыкающей используется  $k-\varepsilon$ -модель турбулентности [7].

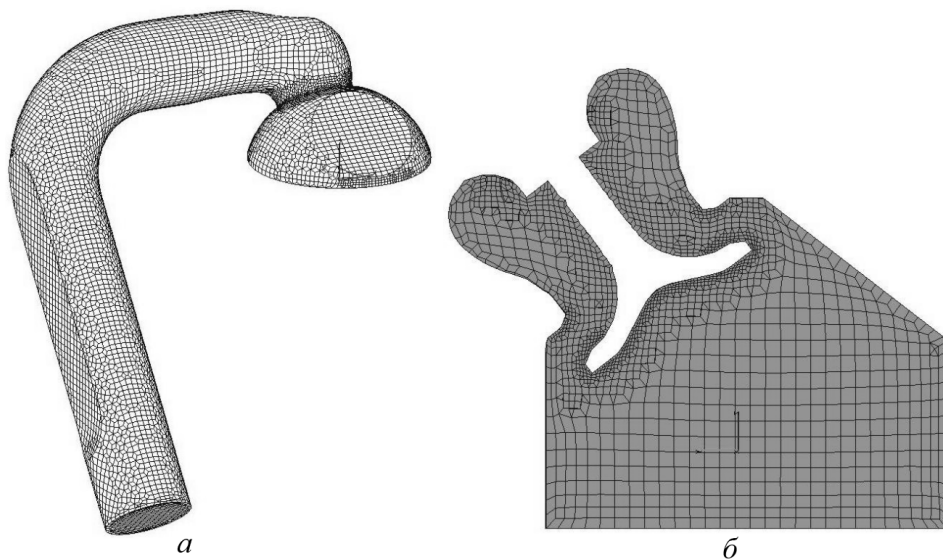
Параметры теплообмена в пристеночных областях определяются при использовании модифицированной модели Хана и Райтца [8], согласно которой тепловой поток в стенку  $q_w$  вычисляется на основе следующего соотношения:

$$q_w = \frac{\rho c_p \sqrt{k C_\mu^{1/4} T_\infty / T_w}}{2,1 \ln(y^+) + 2,5}, \quad (7)$$

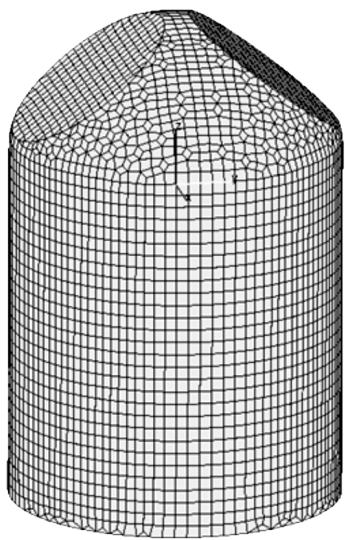
где  $C^+ = \frac{1}{\nu_w} \sqrt{\frac{|\tau_w|}{\rho_w}} y$  – безразмерное расстояние от стенки;  $\tau_w$  – касательное напряжение;  $\nu$  – кинематическая вязкость;  $\rho$  – плотность;  $c_p$  – теплоемкость;  $T$  – температура;  $C_\mu = 0,09$  – эмпирическая константа; индекс  $w$  указывает на принадлежность параметра к пристеночной области,  $\infty$  – на параметр в области, удаленной от стенки. На основе рассчитанных значений тепловых потоков определяются коэффициенты теплоотдачи на теплонапряженных поверхностях деталей.

Расчеты проводились с помощью 3D-CFD-кода FIRE, разработанного фирмой AVL List GmbH (Австрия) [3]. Ядро FIRE основано на численном методе контрольных объемов (КО) с использованием усовершенствованного алгоритма SIMPLE [3, 7]. На этапе подготовки расчета осуществляется разбиение системы “впускной коллектор–цилиндр” исследуемого двигателя на конечное число КО (рис. 2, 3). Стоит отметить, что одним из преимуществ программного комплекса FIRE по сравнению с другими коммерческими программными продуктами является возможность моделирования подвижных границ расчетной области. В данном случае подвижными элементами являются клапаны и поршень двигателя, в процессе их движения расчетная область подвергается многократному переразбиению на КО (каждые  $10^\circ$  угла п.к.в.), при этом сетка для промежуточных значений угла п.к.в. получается деформированием КО в направлении оси цилиндра и впускного клапана. Расчет выполняется для полного четырехтактного рабочего цикла (процессы впуска, сжатия, сгорания-расширения, выпуска), продолжительность которого соответствует  $720^\circ$  угла п.к.в.

После закрытия впускного клапана в момент начала такта сжатия до момента открытия выпускного клапана (окончание расчета) расчетная область представляется только объемом цилиндра двигателя с подвижным поршнем (см. рис. 3). Построенные сетки состоят преимущественно из гексагональных объемов – ячеек. Максимальный размер



**Рис. 2. Представление расчетной области в виде конечного числа КО:**  
*а* — изометрия (ВМТ); *б* — сечение по оси впускного клапана (при максимальном подъеме впускного клапана)

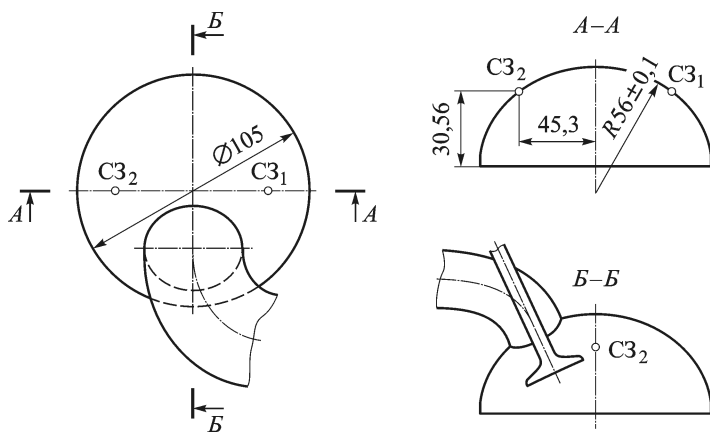


**Рис. 3. Разбиение расчетной области в начале такта сжатия**

ячеек изменяется от 0,5 мм (область клапанной щели) до 4 мм. Для сетки с коллектором число ячеек изменяется от 74232 (при положении поршня в ВМТ) до 105207 (при положении в НМТ), для сетки без коллектора от 28024 (в момент начала сжатия) до 8667 ячеек (при положении поршня в ВМТ) соответственно.

В данном случае для трехмерного расчета процессов наполнения, сжатия и сгорания топлива в цилиндре поршневого двигателя углы опережения зажигания, начальные условия (температура и давление в цилиндре двигателя), а также граничные условия (температуры на поверхностях впускного трубопровода, клапана, огневого днища поршня, внутренней поверхности гильзы и на головке цилиндра, массовый расход и температура воздуха на входе во впускной трубопровод) задавались по результатам предварительных расчетов с применением нульмерной модели рабочего процесса, в качестве которой использовалась модель, разработанная в МГТУ им. Н.Э. Баумана и реализованная в программе NKIU. Такой подход допустим в случае отсутствия экспериментальных данных [9].





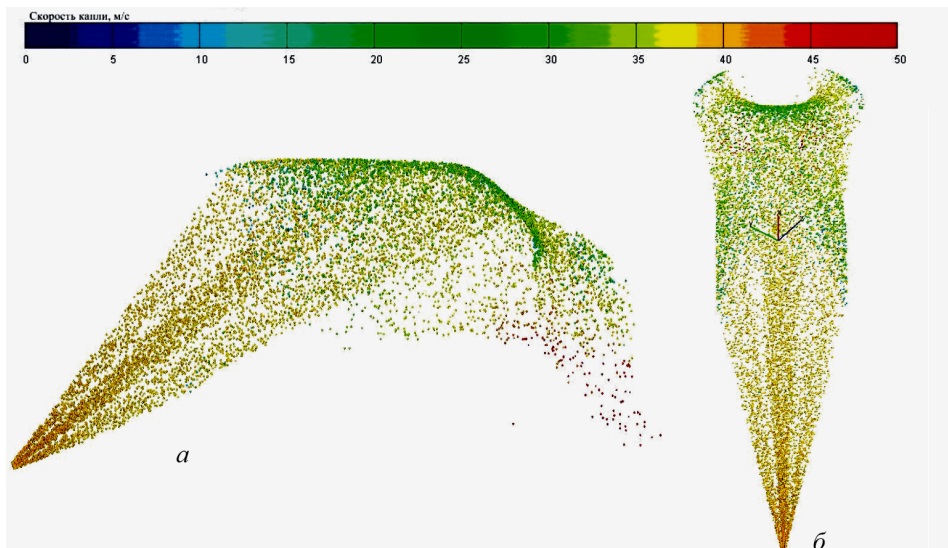
**Рис. 4.** Характерные сечения и поверхности камеры сгорания двигателя М9ФВ:

$A-A$  – сечение в плоскости расположения свечей зажигания ( $C3_1$  и  $C3_2$ ),  $B-B$  – сечение по оси впускного клапана

**Результаты численных экспериментов.** При анализе результатов расчетов были рассмотрены несколько характерных сечений и поверхностей, выделяемых в расчетном объеме. На рис. 4 приведены сечения в плоскости расположения свечей зажигания ( $A-A$ ) и плоскости впускного коллектора ( $B-B$ , см. рис. 1). Сечение  $B-B$  используется для определения оптимального положения форсунки во впускной системе.

В результате образования топливной пленки на поверхности впускной системы условия испарения топлива ухудшаются, фактическая цикловая подача топлива в цилиндр снижается, что может привести к ухудшению эффективных показателей двигателя. Очевидно, что необходимо по возможности минимизировать долю топлива, попадающего на стенки канала, для чего необходимо провести численные исследования динамики топливного факела и его перемещения во впускном канале рассматриваемого двигателя. В процессе численных экспериментов исследовалось влияние угла наклона оси форсунки по отношению к оси канала  $\alpha$  (см. рис. 1), а также пространственной ориентации сопловых отверстий относительно плоскости симметрии форсунки.

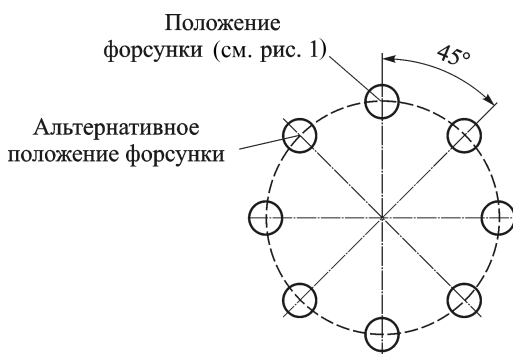
Форсунка установлена во впускной системе исследуемого двигателя под углом к оси коллектора  $\alpha = 30^\circ$  (см. рис. 2). Можно предположить, что при распространении струй топлива имеет место влияние поля скоростей свежего заряда во впускном коллекторе на траекторию движения капель. Однако, как следует из рис. 5, это влияние при данном давлении впрыскивания (3 бар) оказывается несущественным и им можно пренебречь. Таким образом, выбор угла ориентации форсунки относительно оси впускного канала двигателя  $\alpha = 30^\circ$  представляется оправданным, поскольку его уменьшение может привести



**Рис. 5.** Распространение струй топлива во впускном коллекторе двигателя М9ФВ (текущий угол п.к.в.  $\varphi = 470^\circ$ , в момент впрыскивания топлива  $\varphi = 360^\circ$ ,  $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$ , угол наклона форсунки относительно оси впускного канала  $\alpha = 30^\circ$ ):

*a* – вид сбоку (сечение *Б–Б* по оси впускного клапана, см. рис. 4); *б* – вид сверху

к образованию пленки топлива на верхней поверхности, а увеличение — к более раннему попаданию топлива на нижнюю поверхность впускного канала. Тем не менее при данной ориентации отверстий форсунки возможно попадание части топлива на стенку и образование на ней пленки топлива. В целях недопущения контакта струй топлива с внутренней поверхностью канала рассматривается альтернативная ориентация форсунки, при которой отверстия смещены на угол  $45^\circ$  вокруг оси форсунки по отношению к исходной позиции (рис. 6), при этом угол наклона форсунки относительно оси канала не меняется. Расчеты показали, что в этом случае контакт струй топлива с внутренней поверхностью канала исключается и, кроме того, примерно на 5 %



**Рис. 6.** Ориентация сопловых отверстий при различных положениях распылителя форсунки во впускном коллекторе

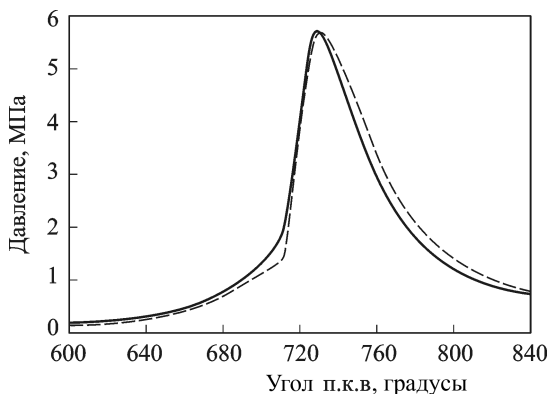
уменьшается общая доля топлива, попадающего на стенки (рис. 7, 3-я полоса обложки).

Особенностью процесса впрыскивания топлива во впускную систему двигателя являются ранние углы подачи топлива, примерно соответствующие моменту открытия впускных клапанов (в данном исследовании  $\varphi_{\text{впр}} = 360^\circ \dots 470^\circ$  п.к.в.). При этом за достаточно продолжительное время такта сжатия происходит испарение капель топлива, попавших в цилиндр двигателя и перемешивание паров топлива с воздухом и продуктами неполного сгорания в цилиндре двигателя. Таким образом, при правильной организации процесса впрыскивания топлива к моменту подачи искры на свече зажигания смесь в расчетном объеме оказывается гомогенной.

Полученные при расчете процесса наполнения поля скоростей в момент закрытия впускного клапана, а также коэффициент избытка воздуха используются для определения параметров процесса сгорания в цилиндре исследуемого двигателя. Стоит отметить, что наличие в математической модели, в частности в модели сгорания Магнуссена–Хьертагера [3, 10, 11], эмпирических констант, приводит к необходимости проведения верификации расчетных данных на основе экспериментальных данных. В случае если таковые данные отсутствуют, целесообразно проводить сравнение с результатами, полученными на основании однозонных нульмерных моделей рабочего процесса [1]. В настоящей работе определение достоверности результатов трехмерного моделирования процессов наполнения, сгорания и нестационарного теплообмена в цилиндре исследуемого двигателя осуществлялось по усредненным значениям параметров. При этом было проведено сравнение индикаторных диаграмм исследуемого двигателя на режиме номинальной мощности, полученных в результате расчета по нульмерной модели и трехмерного расчета в программном комплексе FIRE (рис. 8). Также контролировались эффективные и индикаторные показатели работы двигателя. При этом значения констант модели сгорания Магнуссена–Хьертагера [3, 11] составили:  $B = 11$ ,  $C = 0,5$ .

На режиме номинальной мощности ( $N_e = 268$  кВт,  $n = 2800$  мин<sup>-1</sup>) погрешность в определении максимального давления цикла равна 0,03 МПа или 0,5 %, При этом несовпадение по углу максимального давления составляет 2° п.к.в., что является приемлемым значением.

**Заключение.** По результатам численных экспериментов, проведенных с применением 3D-CFD-кода FIRE в целях исследования процессов впрыскивания топлива и образования топливо-воздушной смеси, определены оптимальное положение форсунки в объеме впускного коллектора двигателя М9ФВ и характерные параметры системы



**Рис. 8.** Сравнение индикаторных диаграмм, полученных при нульмерном (сплошная) и трехмерном (штриховая кривая) моделировании рабочего процесса двигателя М9ФВ ( $N_e = 268$  кВт,  $n = 2800$  мин<sup>-1</sup>,  $\varphi_{03} = 25^\circ$  п.к.в. до ВМТ)

впрыскивания (момент, продолжительность, давление и закон впрыскивания).

Установлено, что при неизменном угле ориентации оси форсунки относительно оси впускного канала ( $\alpha = 30^\circ$ ) целесообразно изменить положение самой форсунки так, чтобы отверстия в распылителе оказались повернуты на  $45^\circ$  относительно вертикальной плоскости (см. рис. 7). Это приводит к минимизации доли топлива, попадающего на стенки впускного канала и образующего топливную пленку, и, следовательно, к улучшению условий его объемного испарения и дальнейшего попадания в цилиндр.

Моделирование трехмерных нестационарных внутрицилиндровых процессов переноса, сопровождаемых горением и образованием вредных компонентов, необходимо проводить для единой расчетной области “впускной коллектор–цилиндр”. Применение такого подхода особенно важно в случае впрыскивания бензина во впускную систему. Учет реального трехмерного турбулентного движения воздуха, впрыскивания топлива и образования топливной пленки на стенке впускного коллектора во впускной системе позволяет определить реальную структуру потока в объеме цилиндра двигателя, оказавшую существенное влияние на его эффективные, а также экологические показатели. Однако это приводит к увеличению необходимой оперативной памяти и требуемого времени сквозного счета системы “впускной коллектор–цилиндр” для одного варианта рабочего цикла с 5 ч (расчет при отсутствии модели впускной системы) до 15 ч (персональный компьютер с тактовой частотой процессора 2,15 ГГц и оперативной памятью 2 ГБ).

Верификация используемых моделей, проведенная по индикаторной диаграмме двигателя, повышает достоверность результатов чи-

сленных экспериментов и указывает на целесообразность использования разработанного метода и полученных результатов при установке альтернативной системы впрыскивания бензина во впускном коллекторе авиационного поршневого двигателя М9ФВ, оснащенного до настоящего времени карбюратором.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кавтарадзе Р. З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 719 с.
2. B a s s h u y s e n R., S c h ä f e r F. (Hrsg.) Handbuch Verbrennungsmotor. 4. Auflage. – Vieweg und Sohn Verlag. Wiesbaden, 2007. – 1032 s.
3. F I R E. Users Manual Version 2009. AVL List GmbH Graz, Austria, 2009. (License Agreement for Use of the Simulation Software AVL FIRE between Moscow State Technical University n.a. N.E. Bauman and AVL List GmbH, 2010).
4. G o s m a n A. D., I o a n n i d i s E. Aspects of computer simulation of liquid-fueled combustors // AIAA Paper 81-0323.1981. – P. 482–490.
5. R e i t z R. D., D i w a k a r J. Structure of high-pressure fuel sprays. SAE, № 870598. – 1998. – P. 1–15.
6. D u k o w i c z J. K. Quasi-steady droplet change in the presence of convection // Los Alamos Report. LA7997-MS, 1979. – P. 1–22.
7. А н д е р с е н Д., Т а н н е х и л Д ж., П л е т ч е р Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен: В 2 т. / Пер. с англ. – М.: Мир, 1990. – Т. 1. – 384 с.; Т. 2. – 392 с.
8. H a n R., R e i t z R. A Temperature wall function formulation for Variable-density turbulent flows with application to engine convective heat transfer modeling // Int. Journal Heat Mass Transfer. – 1997. – Vol. 40. – No. 3. – P. 613–625.
9. Кавтарадзе Р. З. Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и водород. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. – 238 с.
10. K a v t a r a d z e R. Z., O n i s h c h e n k o D. O., Z e l e n t s o v A. A., S e r g e e v S. S. The influence of rotational charge motion intensity on nitric oxide formation in gas-engine cylinder // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2009. – Vol. 52. – P. 4308–4316.
11. М о д е л и р о в а н и е локального нестационарного теплообмена в камере сгорания и теплонапряженного состояния поршня авиационного двигателя / Р.З. Кавтарадзе, А.А. Зеленцов, З.Р. Кавтарадзе и др. // Изв. РАН. Энергетика. – 2010. – № 2. – С. 133–151.

Статья поступила в редакцию 27.12.2012