

На рис. 2 в приведены графики, показывающие локальные параметры потока при увеличенном против оптимального максимальном угле закрутки впускных окон ($\varphi_3=57^\circ$ вместо 42°). Из графиков видно, что в осевой зоне цилиндра возникает обратное течение газа, т.е. течение от выпускных окон к продувочным ($W_z < 0$). Это вредное явление, так как оно приводит к большим значениям концентрации остаточных газов (q) в центральной зоне цилиндра и уменьшению коэффициента наполнения.

При уменьшении максимального угла закрутки впускных окон против оптимального ($\varphi_3=27^\circ$ вместо 42°), как это видно из рис.2 а, возникает зона обратных потоков в пристеночной зоне цилиндра вблизи впускных окон. Это вызывает резкое повышение концентрации остаточных газов в этой зоне, что также приводит к увеличению коэффициента остаточных газов и, следовательно, уменьшению коэффициента наполнения.

Итак, сравнение графиков, полученных при различном максимальном угле закрутки впускных окон по высоте, позволяет оценить влияние интенсивности закрутки воздушного заряда на внутрицилиндровые процессы. Особо заметно различие в рас-

пределении локальной концентрации остаточных газов. Явно прослеживается тенденция к сохранению повышенной концентрации остаточных газов (q) в центре цилиндра при увеличении φ_3 против оптимального его значения, а также и в пристеночной зоне при уменьшении φ_3 против оптимального.

Список литературы

1. Орлин А.С., Круглов М.Г. Комбинированные двухтактные двигатели. – М.: Машиностроение, 1968. – 576 с.
2. Сладковский Ю.М. Влияние конструкции продувочных окон на качество процессов наполнения цилиндров высокооборотных двухтактных транспортных двигателей с прямоточной продувкой: Автореф. дис.... канд. техн. наук. – Л.: НИИД, 1973. – 26 с.
3. Алёхин С.А. Улучшение технико-экономических и токсических характеристик тепловозного дизеля 6ДН путём совершенствования системы воздухообмена: Дис... канд. техн. наук: 05.05.03. – Харьков: КП ХКБД, 2004. – 120 с.
4. Пелепейченко В.И. Улучшение показателей двигателей внутреннего сгорания на основе совершенствования локальных характеристик процессов газообмена: Дис... д-р техн. наук 05.05.03. – Харьков: ХарГАЗТ, 1995. – 310 с.

УДК 621.43.013

З.Х. Керимов, канд. техн. наук

ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПОТОКА В ЩЕЛИ КЛАПАНА ПРИ МАТЕМАТИЧЕСКОМ МОДЕЛИРОВАНИИ ТРЕХМЕРНОГО ПОТОКА ГАЗА В ЦИЛИНДРЕ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Введение

Являясь несравненно более информативными по сравнению с экспериментальными методами исследования, методы математического моделирования позволяют значительно экономить время и матери-

альные затраты на проведение исследовательских работ. Получив сильное развитие в последнее десятилетие в связи с большим прогрессом в области средств вычислительной техники и методов прикладной математики, математические модели стано-

влятся важным инструментом в исследовании и совершенствовании различных газодинамических процессов. На настоящем этапе развития математических моделей необходимым считается учет и таких факторов и явлений, которые еще в недавнем прошлом считались излишним усложнением модели. Мощностные, экономические и токсические показатели поршневых двигателей, и особенно дизелей, в значительной степени зависят от качества процесса смесеобразования в цилиндре, что в свою очередь, во многом обуславливается надлежащей организацией движения газовой среды на тактах впуска и сжатия. Характер макродвижения газовой среды в цилиндре на такте впуска, да и микродвижения на такте сжатия, во многом формируется выбором направления и формы впускного канала, а также, размеров и расположения впускного клапана. Поэтому возможно более точный учет параметров как впускного канала, так и впускного клапана является важной задачей для достижения такой адекватности математической модели, которая позволит с ее помощью решать практические задачи.

Формулирование проблемы

В существующих математических моделях потока газа в цилиндре поршневых двигателей основное внимание уделяется наиболее полному учету конфигурации камеры сгорания и внутрицилиндровых факторов. При этом направление потока во впускном канале и его влияние на направление и распределение потока как в щели клапана, так и в цилиндре, изменение конфигурации потока в щели с открытием или закрытием клапана учитываются недостаточно точно [1, 2]. Часто клапан рассматривается как отверстие с круглым сечением или как щель с истечением струи под постоянным углом 45° относительно оси. Кроме того, в результате пренебрежения направлением потока во впускном канале и его инерционностью, не учитывается неравномерность

распределения скорости потока по окружности щели клапана, особенно впускного [1], что не может не отразиться на адекватности моделирования потока в цилиндре.

Целью настоящих исследований являлся наиболее полный учет конфигурации потока, истекающего из щели впускного клапана, неравномерности распределения скорости истечения по окружности щели клапана и влияния направления впускного канала на это распределение.

Решение задачи

При численном интегрировании трехмерных уравнений потока в цилиндре двигателя для расчетных ячеек, сообщающихся с щелью впускного клапана необходимо иметь значения трех проекций скорости впускаемого потока в щели клапана. На рис.1 схематично представлены вертикальный разрез и горизонтальная проекция впускного клапана. Переменные по времени скорость потока в выходном сечении $l-l$ впускного трубопровода $w_{тл}$ и давление $p_{кл}$ над клапаном определяются отдельно, математическим моделированием неустановившегося потока газа в трубопроводе. Впускной канал расположен под углом γ к плоскости крышки цилиндра. Щель впускного клапана, являющаяся боковой поверхностью усеченного конуса (по образующей CD) разделена на элементарные секторы, таким образом, чтобы каждый сектор сообщался только с одной расчетной ячейкой цилиндра. Одна из этих секторов AOB показана на рис.1 б, где α является углом между биссектрисой сектора и направлением впускного канала в горизонтальной плоскости. Допускается, что во всем пространстве над тарелкой клапана до входа в щель скорость газа соответствует вектору $w_{тл}$. Определим проекцию вектора скорости $w_{тл}$, нормальную к боковой поверхности усеченного конуса, в пределах рассматриваемого сектора щели AOB . Скорость $w_{тл}$ разложим на две составляющие в горизонтальной и

вертикальных плоскостях, соответственно w_H и w_V (рис.1 а). Затем, проекцию w_H разложим на две составляющие – в радиальном w_{HR} и тангенциальном $w_{H\tau}$ направлениях (рис.1 б). Компонента $w_{H\tau}$, направленная по касательной к окружности щели не участвует в потоке газа через щель сектора, поэтому далее не рассматривается. Радиальную же составляющую, равную

$$w_{HR} = w_H \cdot \cos \alpha = w_{TI} \cdot \cos \alpha \cdot \cos \gamma,$$

проецируя на нормаль к сечению щели в пределах расчетного сектора, получаем:

$$w_{HRn} = w_{HR} \cdot \sin \beta = w_{TI} \cdot \cos \alpha \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma, \quad (1)$$

Вертикальную составляющую w_V также проецируя на нормаль к сечению щели, получаем:

$$w_{Vn} = w_V \cdot \cos \beta = w_{TI} \cdot \cos \beta \cdot \sin \gamma, \quad (2)$$

Суммируя выражения (1) и (2), получаем суммарную проекцию скорости во впускном канале на нормаль к сечению щели клапана в пределах расчетного сектора AOB :

$$w_{Tn} = w_{HRn} + w_{Vn} = w_{TI} \cdot (\cos \alpha \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma + \cos \beta \cdot \sin \gamma).$$

Проецируя составляющие скорости потока u , v , w в ячейке цилиндра, сообщающейся с рассматриваемым сектором щели впускного клапана, на нормаль к сечению щели в пределах данного сектора, получаем:

$$W_{n \ i-1/2, j-1/2, k-1/2} = (u_{i-1/2, j-1/2, k-1/2} \times \cos \psi + v_{i-1/2, j-1/2, k-1/2} \cdot \sin \psi) \cdot \sin \beta - w_{i-1/2, j-1/2, k-1/2} \cdot \cos \beta,$$

где ψ – угол между биссектрисой дуги расчетного сектора клапана и радиус-вектором системы координат цилиндра, проведенным через центр той же дуги клапана (дуга GH на рис.2 б);

$i-1/2, j-1/2, k-1/2$ – номера текущей расчетной ячейки в направлениях координатных осей соответственно r, θ, x .

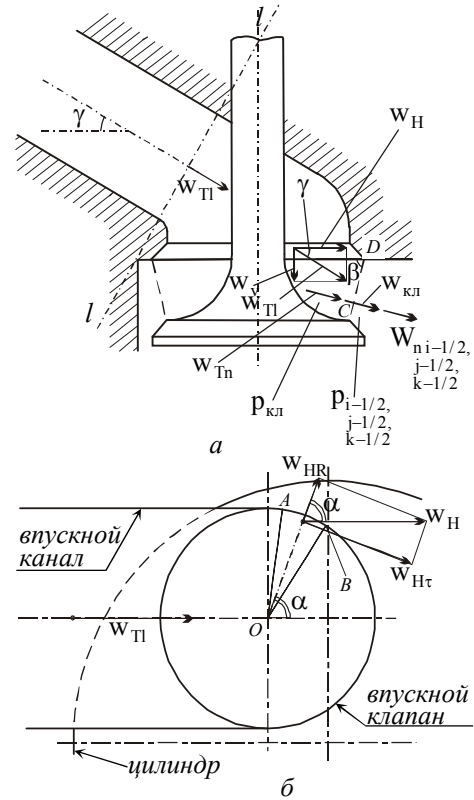


Рис. 1. Схема разложения вектора скорости потока в щели впускного клапана на составляющие

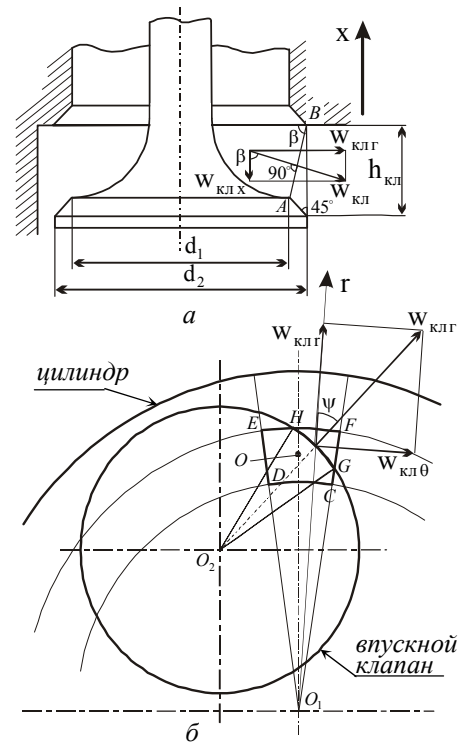


Рис. 2. Схема стыковки расчетного сектора впускного клапана с расчетной ячейкой цилиндра

Таким образом, определены скорости потока $w_{\Gamma n}$ и $W_{n i-1/2, j-1/2, k-1/2}$, нормальные к поверхности раздела, каковой является боковая поверхность усеченного конуса по образующей CD в пределах рассматриваемого сектора AOB (рис.1 б). Скорость потока $w_{\kappa\lambda}$ в щели клапана для каждого расчетного сектора определяется методом “распада разрыва” С.К.Годунова [3].

Как видно из рис.2 а, направление выходного сечения щели клапана, характеризуемое углом β зависит от высоты открытия клапана $h_{\kappa\lambda}$. При $h_{\kappa\lambda} > (d_2 - d_1)$ угол β определяется в зависимости от $h_{\kappa\lambda}$, а при $h_{\kappa\lambda} \leq (d_2 - d_1)$, считается, что поток направляется уплотняющим конусом клапана, т.е. принимается $\beta = 45^\circ$.

Проекция скорости потока $w_{\kappa\lambda\Gamma}$ на горизонтальную координатную плоскость r, θ (рис.2 б) разлагается на радиальную $\bar{w}_{\kappa\lambda r}$ и тангенциальную $\bar{w}_{\kappa\lambda \theta}$ составляющие (на рис.2 б: CDEF – контуры расчетного элемента; O – центр тяжести элемента):

$$w_{\kappa\lambda r} = w_{\kappa\lambda \Gamma} \cdot \cos \psi = w_{\kappa\lambda} \cdot \sin \beta \cdot \cos \psi,$$

$$w_{\kappa\lambda \theta} = w_{\kappa\lambda \Gamma} \cdot \sin \psi = w_{\kappa\lambda} \cdot \sin \beta \cdot \sin \psi,$$

$$w_{\kappa\lambda x} = w_{\kappa\lambda} \cdot \cos \beta.$$

Для описания потока в цилиндре использованы уравнения сплошности, движения (Навье-Стокса) и энергии в консервативных переменных в трехмерной цилиндрической системе координат r, θ, x [4].

Для учета потока, истекающего из впускного клапана в правую часть уравнения сплошности добавляется член, учитывающий секундное изменение плотности газа в расчетном элементе в результате поступления массы газа через щель клапана:

$$\frac{\partial(rp)}{\partial\tau} + \frac{\partial(rpu)}{\partial r} + \frac{\partial(pv)}{\partial\theta} + \frac{\partial(rpw)}{\partial x} = r \frac{f_{\kappa\lambda}^3}{V_*} \rho_{\kappa\lambda} w_{\kappa\lambda}, \quad (3)$$

где $f_{\kappa\lambda}^3$ – площадь проходного сечения расчетного сектора клапана, сообщающегося с рассматриваемым расчетным элементом цилиндра;

V_* – объем расчетного элемента цилиндра;

$\rho_{\kappa\lambda}$ – плотность газа в щели клапана цилиндра.

В уравнениях движения расчетных элементов, расположенных вокруг щели впускного клапана учитываются приращения секундного количества движения в расчетном элементе в направлениях соответствующих координат за счет поступившей массы газа через щель клапана. Эти приращения соответственно равны произведениям секундного массового расхода газа через сектор щели и соответствующих проекций скорости истечения:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(rpu)}{\partial\tau} + \frac{\partial(p + \rho u^2)r}{\partial r} + \frac{\partial(rpv)}{\partial\theta} + \frac{\partial(rpuw)}{\partial x} = \\ & = p + \rho v^2 + (\mu + \mu_u)r \left\{ \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial r} \text{div}(\bar{W}) + \nabla^2 u - \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial v}{r \partial \theta} \right\} + \\ & + r \frac{f_{\kappa\lambda}^3}{V_*} \rho_{\kappa\lambda} |w_{\kappa\lambda}| w_{\kappa\lambda} \cdot \sin \beta \cdot \cos \psi, \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(rpv)}{\partial\tau} + \frac{\partial(rpvu)}{\partial r} + \frac{\partial(p + \rho v^2)}{\partial\theta} + \frac{\partial(rpvw)}{\partial x} = \\ & = -\rho uv + (\mu + \mu_v)r \left\{ \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial \theta} \text{div}(\bar{W}) + \nabla^2 v + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial u}{r \partial \theta} \right\} + \\ & + r \frac{f_{\kappa\lambda}^3}{V_*} \rho_{\kappa\lambda} |w_{\kappa\lambda}| w_{\kappa\lambda} \cdot \sin \beta \cdot \sin \psi, \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(rpw)}{\partial\tau} + \frac{\partial(rpuw)}{\partial r} + \frac{\partial(rpvw)}{\partial\theta} + \frac{\partial(p + \rho w^2)r}{\partial x} = \\ & = (\mu + \mu_w)r \left\{ \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x} \text{div}(\bar{W}) + \nabla^2 w + \frac{w}{r^2} \right\} - \\ & - r \frac{f_{\kappa\lambda}^3}{V_*} \rho_{\kappa\lambda} |w_{\kappa\lambda}| \cdot w_{\kappa\lambda} \cdot \cos \beta, \end{aligned} \quad (6)$$

где $\text{div}(\bar{W})$ – дивергенция скорости;

∇^2 – оператор Лапласа [3].

Уравнение энергии для расчетных элементов, граничащих с щелью впускного клапана имеет вид:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(er)}{\partial\tau} + \frac{\partial(i + 0,5W^2)}{\partial r} \rho u r + \frac{\partial(i + 0,5W^2)}{\partial\theta} \rho v + \\ & + \frac{\partial(i + 0,5W^2)}{\partial x} \rho w r = (\lambda + \lambda_r) r \nabla^2 T + \\ & + (\mu + \mu_T) r \Phi + r \frac{f_{кл}^3}{2V_*} \rho_{кл} \cdot |w_{кл}| \cdot w_{кл}^2 + \\ & + r \frac{f_{кл}^3}{V_*} \rho_{кл} \cdot w_{кл} \cdot i_{кл}, \end{aligned} \quad (7)$$

где $i_{кл}$ – удельная энтальпия газа в щели клапана;

$W = \sqrt{u^2 + v^2 + w^2}$ – суммарная скорость газа;

Φ – диссипативный член.

В правой части уравнения (7) предпоследний член выражает кинетическую энергию, а последний член – энтальпию, вносимые массой газа, поступающей через щель клапана.

Коэффициенты турбулентного переноса определяются с использованием теории "пути перемешивания" Прандтля [4]. Уравнения потока решены численным методом конечных разностей.

Результаты исследований

Для определения адекватности математической модели были смоделированы газодинамические процессы в цилиндре модельного двигателя фирмы Ricardo Consulting Engineering с тангенциальным расположением впускного канала, камера сгорания которого имеет форму диска без вытеснителей [5]. Сопоставление расчетного профиля скоростей потока в определенном сечении цилиндра при разных положениях поршня показало достаточную адекватность математической модели.

Математическая модель применена для исследования газодинамической ситуации на тактах впуска и сжатия в цилиндре дизельного двигателя Д-120 с размерностью $S/D = 120 \text{ мм}/105 \text{ мм}$, который имеет полусферическую камеру сгорания в поршне. Из расчетных диаграмм, приведенных на рис.3 видно, что по мере увеличения скорости движения поршня

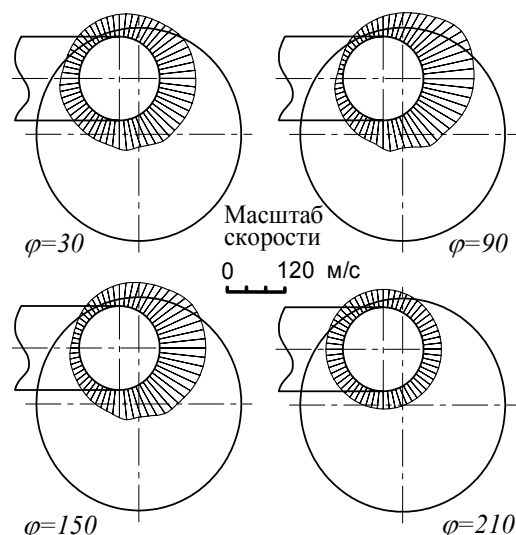


Рис. 3. Эюры распределения скорости потока по окружности щели впускного клапана при частоте вращения коленчатого вала $n=2000 \text{ мин}^{-1}$: ϕ – угол поворота коленчатого вала по ходу впуска

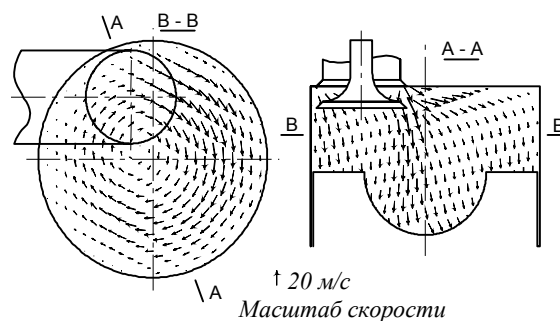


Рис. 4. Поля скоростей в горизонтальном и вертикальном сечениях цилиндра при $\phi=60^\circ$

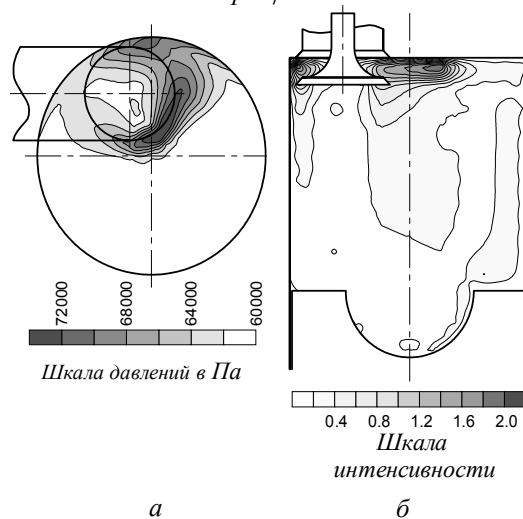


Рис. 5. Поля давлений (а) и интенсивности турбулентности (б) в сечениях вокруг впускного клапана при $\phi=120^\circ$

неравномерность распределения скорости впускаемого воздуха по окружности щели клапана также увеличивается, в результате чего газ в цилиндре приобретает вращательное движение (рис.4). На рис. 5 а представлена эпюра распределения давления газа внутри цилиндра вокруг щели впускного клапана, а на рис. 5 б – относительной интенсивности турбулентности, определяемой как отношение локальных осредненных значений суммарных скоростей турбулентных пульсаций к средней за цикл скорости поршня. На рис. 5 б заметно поле турбулентности отрывного течения из щели клапана. Модель позволяет также строить поля распределения температур газа, путей перемешивания турбулентности и др. параметров в цилиндре и вести обширные численные исследования по оптимизации газодинамической ситуации в цилиндре двигателя.

Заключение

1. Разработана методика математического моделирования потока в щели впускного клапана поршневого двигателя и ее стыковки с уравнениями трехмерного потока в цилиндре.

2. Результаты численного моделирования процессов впуска и сжатия в цилиндре дизельного двига-

теля показали, что представленная методика обладает достаточной адекватностью и может быть применена для проведения численного эксперимента.

3. Подобным методом возможно моделирование потока и в щели выпускного клапана поршневого двигателя.

Список литературы

1. Naifoh Ken, Fujii Hiroyuki, Urushihara Tomonori. *Numerical simulation of the detailed flow in engine ports and cylinders* // SAE Techn.Pap.Ser. – 1990. – № 900256. – P. 1 – 18. (Англ.).
2. Галышев Ю.В., Магидович Л.Е., Чернышев В.С. Численное моделирование процессов смесеобразования в газовом двигателе с расслоением заряда // Двигателестроение. – 2003. – № 1. – С. 8 – 11. (С.-Пб.).
3. Годунов С.К., Забродин А.В., Иванов М.Я. Численное решение многомерных задач газовой динамики. – М.: Наука, 1976. – 400 с.
4. Керимов З.Х. Определение показателей турбулентности при математическом моделировании трехмерного потока газа в цилиндре поршневого двигателя // Двигатели внутреннего сгорания. – 2002. – № 1. – С. 13 – 18. (НТУ «ХПИ»).
5. Glover A.R., Hundleby G.E., Hadded O. *An Investigation into Turbulence in Engines Using Scanning LDA* // SAE Techn. Pap. Ser. – 1988. – № 880378. – 19 p. (Англ.)

УДК 62.135

В.Г. Солодов, д-р техн. наук, Ю.В. Стародубцев, инж., А.А. Хандримайлов, инж.

ЧИСЛЕННАЯ МОДЕЛЬ ТЕЧЕНИЯ ВБЛИЗИ ВПУСКНОГО КЛАПАНА ДВС

Введение

В данной работе численно исследуется трехмерное стационарное течение газовой смеси в окрестности впускного клапана ДВС. Течение газовой смеси через проходное сечение впускного клапана определяет внутрицилиндровое течение в ДВС, на-

полнение цилиндра свежим зарядом, эффективность сгорания. Обоснование квази-стационарности течения дано в работе [1] при помощи лазерной анемометрии (ЛДА) вблизи впускного клапана.

Задачи работы и численная модель

Задачами исследования являются: тестирование