

УДК 621.454.2-181.4.022.2

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ЖРДМТ ТЯГОЙ 10...15 Н

© 2011 В. Л. Салич, Е. В. Семкин

Федеральное государственное унитарное предприятие «Научно-исследовательский институт машиностроения», г. Нижняя Салда Свердловской области

В статье дано исследование возможности использования трёх методик численного моделирования для проектных расчётов центробежной форсунки ракетного двигателя тягой 10...15 Н. Проведено сравнение результатов расчёта по этим методикам.

*Центробежная форсунка, принцип максимального массового расхода, геометрическая характеристика форсунки, проектный расчёт, численное моделирование.*

Принятые обозначения

$\varphi_{\beta}$  - коэффициент полноты расходного комплекса камеры сгорания;  
ЖРДМТ - жидкостный ракетный двигатель малой тяги;  
О - окислитель;  
Г - горючее;  
U - скорость в осевом направлении в форсунке;  
W - окружная скорость в центробежной форсунке;  
 $\alpha$  - корневой угол факела распыла;  
 $\delta$  - толщина пелены в выходном сечении сопла форсунки;  
 $\dot{m}$  - секундный массовый расход рабочего тела;  
 $\rho$  - плотность рабочего тела;  
г - координата, изменяющаяся вдоль радиуса форсунки.

Наиболее часто в конструкциях российских жидкостных ракетных двигателей для организации рабочего процесса используются центробежные форсунки внешнего смещения. Выбор конструкции смесительных элементов форсуночных головок ЖРДМТ проводится на основе проектных расчётов и экспериментальных исследований по поиску размеров втулок «О» и «Г», которые позволяют получать значения  $\varphi_{\beta}$ , близкие к предельным ( $\varphi_{\beta} = 0,93...0,96$ ). Конструкции смесительных элементов выбираются по результатам 5...10 испытаний ЖРДМТ на натуральных компонентах топлива и ряда гидравлических испытаний. Количество необходимых испытаний на натуральных компонентах топлива обусловлено погрешностью методики проектного расчёта центробежных форсунок «О» и «Г». Для получения высокой эффективности рабочего процесса необходимо найти определенные

значения основных параметров центробежной форсунки. Точное их определение на этапе проектного расчёта с наименьшими экономическими затратами позволяет провести выбор конструкций форсунок. К основным таким параметрам можно отнести:

- массовый расход компонента топлива через форсунку;
- величину корневого угла факела распыла;
- толщину пелены компонента топлива в выходном сечении сопла форсунки и факеле распыла в непосредственной близости от среза сопла форсунки в объёме камеры сгорания;
- распределение скоростей компонента топлива внутри форсунки и в пелене факела распыла.

Целью данной работы ставится проведение исследований по возможности использования для проектных расчётов центробежной форсунки двигателя тягой 10...15 Н трёх известных методик [1, 2, 3] и численного моделирования. Проведено сравнение результатов расчёта по этим методикам.

Исследованию подвергается форсунка, ранее использованная при проведении экспериментальных работ в составе двигателя тягой 10...15 Н на компонентах топлива АТ+НДМГ. Для нее измерены в ходе гидравлических проливов массовый расход воды и корневой угол факела распыла. Эффективность применения форсунки такого типа в составе ЖРДМТ тягой 10...15Н подтверждена экспериментально. Конструкция рассматриваемой форсунки показана на рис. 1.

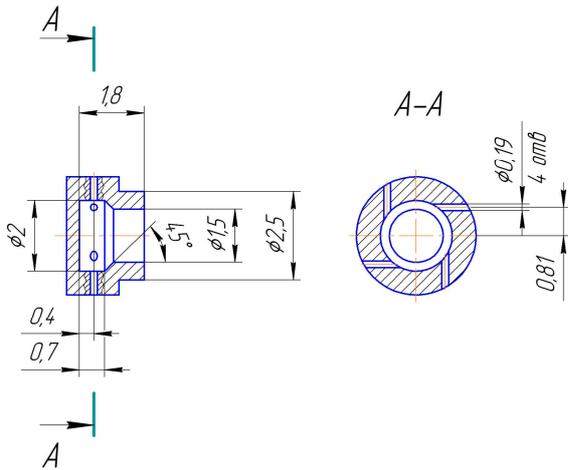


Рис. 1. Конструкция центробежной форсунки двигателя тягой 10...15 Н

**Описание методик расчёта параметров центробежной форсунки**

Согласно методике, предложенной Г.Н. Абрамовичем [1], производительность центробежной форсунки ставится в зависимость от геометрической характеристики А форсунки:

$$A = \frac{r_c \cdot R \cdot \pi}{f_{BX}} \quad (1)$$

Принятые обозначения в формуле (1) и далее поясняет рис. 2.

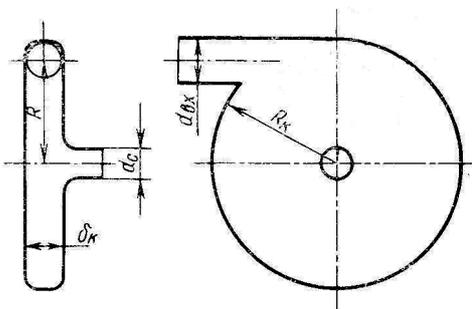


Рис. 2. Расчётная схема центробежной форсунки

Основываясь на принципе максимального массового расхода через центробежную форсунку, по аналогии с течением жидкости по водосливам с широким порогом, связь между коэффициентом расхода  $\mu$  через центробежную форсунку и геометрической характеристикой форсунки определяется как

$$A = \frac{(1-\varepsilon) \cdot \sqrt{2}}{\sqrt{\varphi^3}}, \quad (2)$$

$$\mu = \sqrt{\frac{\varphi^3}{2-\varphi}},$$

где  $\varphi$  - коэффициент заполнения сопла

форсунки;

$$\varphi = 1 - \frac{r_B^2}{r_C^2}, \quad (3)$$

где  $r_B$  - радиус воздушного вихря.

В выходном сечении сопла форсунки безразмерный радиус воздушного вихря

$s_B = \frac{r_B}{r_C}$  находится из выражения:

$$\mu = \sqrt{1 - \mu^2 A^2} - s_B \sqrt{s_B^2 - \mu^2 A^2} - \mu^2 A^2 \ln \left( \frac{1 + \sqrt{1 - \mu^2 A^2}}{s_B + \sqrt{s_B^2 - \mu^2 A^2}} \right). \quad (4)$$

Толщина пелены в выходном сечении сопла равна

$$\delta = r_C (1 - s_B), \quad (5)$$

где  $s_B$  вычисляется по формуле (4).

В выходном сечении среза сопла форсунки распределение окружной скорости  $W$  по толщине пелены  $\delta$  подчиняется соотношению

$$W = \frac{Ar_C \mu}{r} \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}}, \quad (6)$$

а распределение осевой скорости

$$U = \sqrt{\left(1 - \frac{\mu^2 A^2 r_C^2}{r^2}\right) \frac{2\Delta p}{\rho}}. \quad (7)$$

Угол факела распыла  $\alpha$  рассчитывается по средним значениям скоростей  $U$  и  $W$  в выходном сечении сопла форсунки:

$$\alpha = 2 \arctg \left( \frac{2\mu A}{\sqrt{(1+s_B)^2 - 4\mu^2 A^2}} \right). \quad (8)$$

Массовый расход рабочего тела через форсунку:

$$\dot{m} = \rho \pi r_C^2 \mu \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}. \quad (9)$$

Метод расчёта центробежной форсунки с учетом влияния гидравлических потерь при течении жидкости предложен Л.А. Клячко [2]. Здесь для нахождения коэффициента заполнения сопла форсунки используется первая из зависимостей (2), но вместо геометрической характеристики форсунки (1) применяется эквивалентная геометрическая характеристика, рассчитываемая по формуле

$$A_{\theta} = \frac{A_D}{1 + \theta}, \quad (10)$$

где  $A_D$  - действительная геометрическая характеристика, которая учитывает ее изменение, найденное по формуле (1), за счёт деформации струи на входе в камеру закручивания. Указанную деформацию поясняет рис. 3.

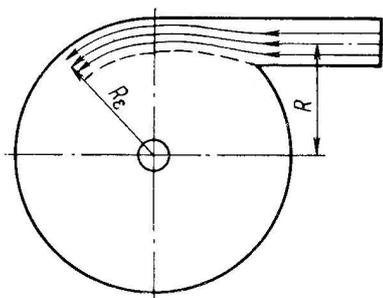


Рис. 3. Деформация струи на входе в камеру закручивания

Действительная геометрическая характеристика  $A_D$  находится по формуле:

$$A_D = \frac{A}{\varepsilon}. \quad (11)$$

Изменение геометрической характеристики форсунки из-за деформации струи на входе в камеру закручивания из тангенциальных каналов подвода определяем по графику на рис. 4 [2], где  $B = \frac{R}{r_{BX}}$ .

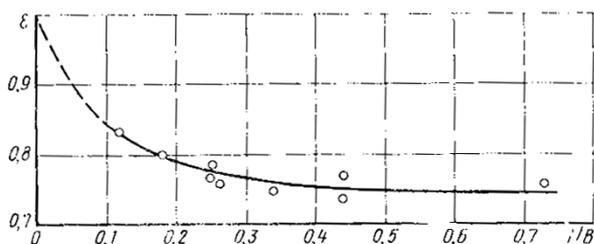


Рис. 4. График для определения степени деформации струи

$$\theta = \frac{\lambda_K}{2} A_D \left( \frac{R_K}{r_C} - 1 \right) \quad (12)$$

- комплекс, учитывающий влияние трения в камере закручивания на момент количества движения,

где  $\lambda_K = \frac{1,22}{Re_{BX}^{0,36}}$  (13)

- коэффициент трения в камере закручивания, в котором число Рейнольдса в тангенциальных каналах подвода рассчитывается

как

$$Re_{BX} = \frac{V_{BX} d_{\theta}}{\nu}, \quad (14)$$

где  $V_{BX}$  - среднemasовая скорость в тангенциальных каналах форсунки,

$$V_{BX} = \frac{\dot{m}}{n \rho \pi r_{BX}^2}, \quad (15)$$

эквивалентный диаметр тангенциальных отверстий подвода

$$d_{\theta} = 2r_{BX} \sqrt{n}. \quad (16)$$

Кроме того, в [2] для определения коэффициента массового расхода центробежной форсунки используется зависимость

$$\mu_{\theta} = \frac{1}{\sqrt{1 - \varphi \frac{A_{\theta}^2}{\varphi^2} + \Delta_S + \Delta_K + \Delta_{BX}}}, \quad (17)$$

которая, в отличие от (2), позволяет учесть потери момента количества движения в реальной форсунке на входе в камеру закручивания  $\Delta_{BX}$ , потери за счёт трения жидкости в камере закручивания  $\Delta_K$  и потери, возникающие при перетекании жидкости из камеры закручивания в сопло форсунки  $\Delta_S$ .

$$\Delta_{BX} = \xi_{BX} \frac{A^2}{C_C^2}. \quad (18)$$

Коэффициент сопротивления на входе  $\xi_{BX}$  определяется по графику, приведённому в [2] и показанному на рис. 5.

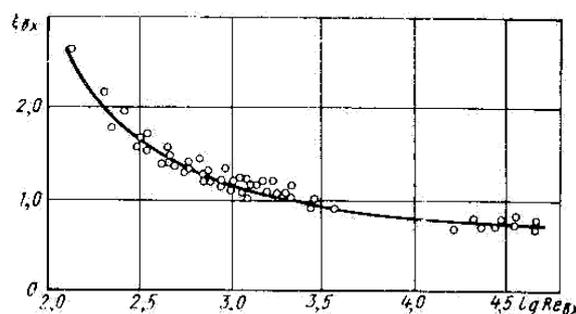


Рис. 5. Зависимость коэффициента гидравлических потерь  $\xi_{BX}$  от  $Re_{BX}$

Коэффициент, учитывающий степень раскрытия форсунки:

$$C_C = \frac{R}{r_C}. \quad (19)$$

Коэффициент для камеры закручивания:

$$A_1 = \frac{1}{\sigma} \left( 1 - \frac{1}{C_K} \right),$$

$$B_1 = \lambda_K \left( \left( \frac{A_D}{2} - \frac{1}{2\sigma - \lambda_K} \right) \left( \frac{2}{\sigma} + \frac{A_D}{2} + \frac{1}{2\sigma - \lambda_K} \right) \right),$$

$$C_1 = \frac{3\lambda_K}{2\sigma^2} \ln \left( \frac{(2\sigma - \lambda_K) A_D C_K}{2} \right),$$

$$\Delta_K = \frac{\lambda_K}{\sigma^2} (A_1 + B_1 + C_1), \quad (20)$$

где  $C_K = \frac{R_K}{r_C}$ ,  $\sigma = \frac{1}{A_D} + \frac{\lambda_K}{2} C_K$ .

Потери в сопле, связанные с переходом течения из камеры закручивания на цилиндрическую часть сопла:

$$\Delta_C = \frac{\xi_C}{\varphi}. \quad (21)$$

Здесь  $\xi_C = 0.11$  принят согласно рекомендаций [2].

Расчёт скоростей толщины пелены, корневого угла распыла в выходном сечении сопла центробежной форсунки проводится по формулам (4 - 9) при значениях геометрической характеристики форсунки, рассчитанных по формуле (10), и коэффициенте расхода форсунки, рассчитанном по формуле (17).

При расчёте параметров центробежной форсунки по формулам, приведенным в [3], принцип максимального расхода (см. формулы (2)) не используется. Вместо этого автор использует следующую закономерность распределения окружной скорости в центробежной форсунке:

$$Wr^K = \text{const}, \quad (22)$$

где  $K$  - показатель истечения, который в общем случае может принимать значения  $-1 \leq K \leq 1$ . В случае центробежной форсунки на рис. 1 в [3] рекомендуется значение  $K=1$ .

Коэффициент расхода через центробежную форсунку вычисляется по зависимости:

$$\mu = \frac{C}{A^B}, \quad (23)$$

где  $C = 4$  и  $B = 0,9$  - константы определения коэффициента массового расхода центробежной форсунки.

Радиус воздушного вихря  $r_0$  в камере закручивания и радиус воздушного вихря  $r_B$

в выходном сечении сопла центробежной форсунки находятся в результате совместного решения уравнений:

$$\left( \frac{r_C}{R} \right)^{1-K} \frac{1 - \left( \frac{r_B}{r_C} \right)^{3-K}}{1 - \left( \frac{r_B}{r_C} \right)^2} = \frac{1 - \left( \frac{r_0}{R} \right)^{3-K}}{1 - \left( \frac{r_0}{R} \right)^2}, \quad (24)$$

$$\frac{r_{BX}^2}{r_C^2 - r_B^2} = \frac{\varphi_{CK}^2}{K} \left( \frac{\psi^2 R^{2K}}{r_0^{2K}} - \frac{\psi^2 R^{2K}}{r_B^{2K}} \right) + \frac{\varphi_{CK}^2}{K} \left( \frac{r_{BX}^2}{R^2 - r_0^2} \right)^2 + \frac{r_{BX}^2}{2r_C L_K}, \quad (25)$$

где коэффициент скорости центробежной форсунки  $\varphi_{CK} = 0,95$ .

Коэффициенты

$$\psi = \frac{\sqrt{m^2 \left( \frac{r_C}{R} \right)^{2(k-1)} + 4q} - m \left( \frac{r_C}{R} \right)^{1-K}}{2q}, \quad (26)$$

$$m = \frac{2}{3-K} \frac{1 - \left( \frac{r_B}{r_C} \right)^{3-K}}{1 - \left( \frac{r_B}{r_C} \right)^2}, \quad (27)$$

$$q = \frac{\lambda_K F^*}{\pi r_{BX}^2}. \quad (28)$$

В формуле (28)  $\lambda_K$  рассчитывается по формуле (13),  $F^* = 1,3F_{BH}$ , где  $F_{BH}$  - площадь внутренней поверхности форсунки, находящаяся в соприкосновении с рабочим телом. Для форсунки варианта конструкции, показанного на рис. 1  $F_{BH} = 4.89 \text{ мм}^2$ .

Толщина пелены в выходном сечении сопла форсунки

$$\delta = r_C - r_B. \quad (29)$$

Осевая и окружная скорости на срезе сопла форсунки, корневой угол факела распыла, массовый расход через центробежную форсунку определяются по формулам (6 - 9).

При решении численной модели рассматривалась следующая система уравнений:

$$\nabla(\vec{W}) = 0, \quad (30)$$

$$A_2 = -\nabla P + \nabla(\mu_{\text{эф}} \nabla \vec{W}),$$

$$\frac{\partial \vec{W}}{\partial t} + \nabla(\vec{W} \otimes \vec{W}) = A_2, \quad (31)$$

$$B_2 = \nabla \left( \left( \mu_K + \frac{\mu_T}{Pr_K} \right) \nabla k \right) +$$

$$+ \mu_T \nabla \vec{W} \nabla \vec{W} - \rho \varepsilon,$$

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \nabla(\vec{W}k) = B_2, \quad (32)$$

$$D_2 = \nabla \left( \left( \mu_K + \frac{\mu_T}{Pr_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) +$$

$$+ \frac{C_2 \mu_T \varepsilon}{k} \nabla \vec{W} \nabla \vec{W},$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \nabla(\vec{W}\varepsilon) = D_2 - \frac{C_3 \rho \varepsilon}{k}, \quad (33)$$

$$\mu_{\text{эф}} = \mu_K + \mu_T, \quad (34)$$

$$\mu_T = \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon}, \quad (35)$$

где  $\vec{W}$  - вектор скорости, состоящий из трёх составляющих: осевой  $U$ , радиальной  $V$ , окружной  $W$ ;

$\mu_{\text{эф}}$  - эффективная вязкость;

$\mu_K$  - кинематическая вязкость жидкости;

$\mu_T$  - турбулентная вязкость;

$k$  - кинетическая энергия турбулентности;

$\varepsilon$  - скорость диссипации турбулентности.

Система уравнений (30)-(35) описывает турбулентное вязкое течение несжимаемой жидкости. Здесь турбулентность представлена посредством стандартной  $k - \varepsilon$  модели турбулентности при значениях констант  $C_\mu = 0,09$ ,  $C_2 = 1,44$ ,  $C_3 = 1,92$ ,  $Pr_K = 1$ ,  $Pr_\varepsilon = 1,3$ .

На ранних стадиях проведения расчёта решение уравнений (30)-(35) проводилось для осесимметричного течения вязкой несжимаемой жидкости (воды), имеющей начальную закрутку потока. В настоящее время система уравнений (30)-(35) решается для трёхмерного вязкого несжимаемого течения рабочего тела. Решение находится в расчётной области, показанной на рис. 6.

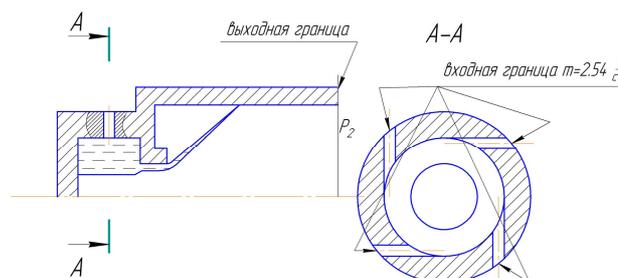


Рис. 6. Расчётная область и граничные условия на входной и выходной границах при численном моделировании

В качестве условий на входной границе задавался массовый расход жидкости. На выходной границе задавалось давление окружающей среды  $P_2 = 1$  атм, куда происходит истечение. Рассматривается истечение жидкости из форсунки в затопленную среду. На твердой стенке ставилось условие равенства нулю составляющих скорости на ней. В качестве рабочей жидкости принята вода при температуре  $20^\circ\text{C}$ .

### Результаты расчётов

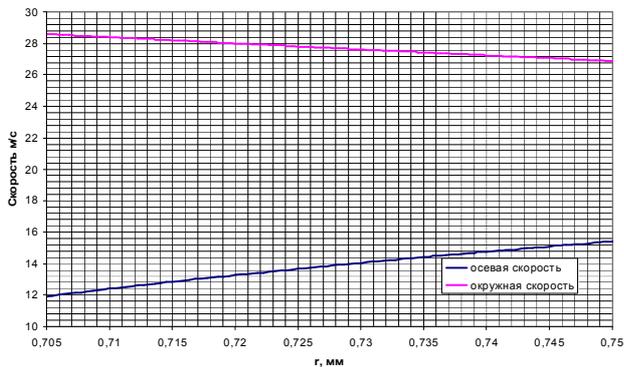
Результаты расчетов основных параметров центробежной форсунки по описанным в разделе 1 методикам приведены в табл. 1.

Таблица 1. Сравнение результатов расчета параметров центробежной форсунки по различным методикам

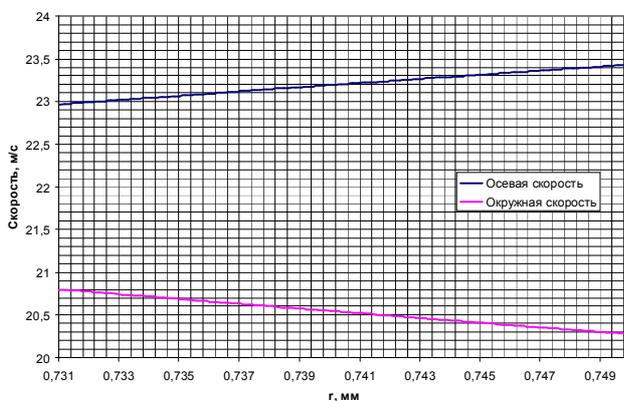
| Методика расчета              | А формула (1) | $\mu$ | $\alpha^\circ$ | $\delta$ , мм | $\dot{m}$ , г/с |
|-------------------------------|---------------|-------|----------------|---------------|-----------------|
| Методика работы [1]           | 16,72         | 0,052 | 126,9          | 0,045         | 2,84            |
| Методика работы [2]           | 16,72         | 0,037 | 83             | 0,019         | 2,04            |
| Расчёт по формулам работы [3] | 16,72         | 0,032 | 65,3           | 0,027         | 1,74            |
| Численное моделирование       | -             | -     | см. рис. 12    | -             | 2,54            |
| Эксперимент                   | -             | 0,046 | 107            | -             | 2,54            |

На рис. 7 приведены зависимости осевой и окружной составляющих скорости в выходном сечении форсунки, построенные по результатам проведённых расчётов по формулам (6), (7) при изменении текущего радиуса в выходном сечении сопла форсунки от радиуса воздушного вихря до радиуса среза сопла. На рис. 8 приведены зависимости осевой и окружной скорости от радиуса

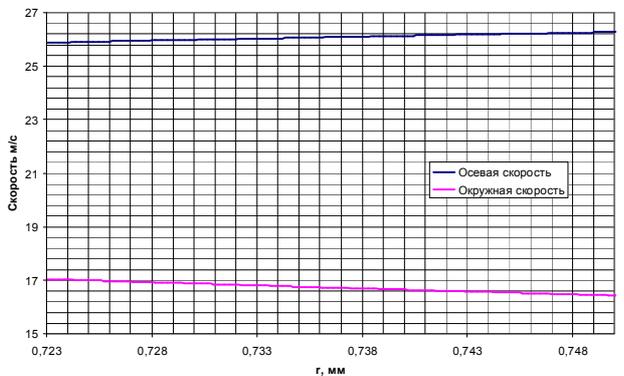
в выходном сечении сопла. Нулевая точка шкалы  $r$  графика совпадает с осью сопла. Таким образом, положительные координаты  $r$  расположены справа от оси форсунки, отрицательные - слева. Изменение знака для окружной составляющей скорости на графике связано с тем, что с правой стороны от оси форсунки окружная составляющая скорости направлена от смотрящего в плоскости рисунка (положительная окружная скорость). Слева от оси форсунки окружная составляющая скорости направлена из плоскости рисунка в сторону смотрящего (отрицательная окружная скорость).



а



б



в

Рис. 7. Распределения осевой и окружной составляющих скорости по радиусу сопла в выходном сечении форсунки, полученные по методикам расчёта, описанным в [1] (а), [2] (б), [3] (в)

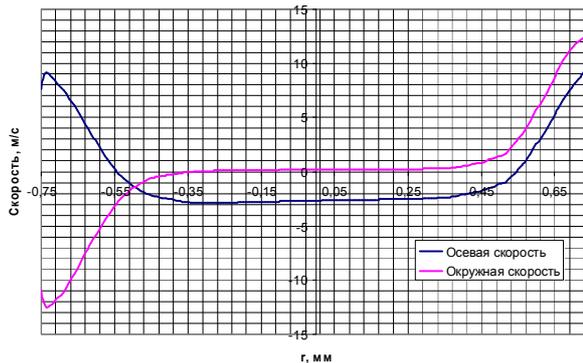


Рис. 8. Распределение осевой и окружной составляющих скорости по радиусу сопла в выходном сечении форсунки, построенной по результатам численного расчёта

На рис. 9 приведена визуализация картины течения в центробежной форсунке, полученная по результатам численного расчёта. На рисунке изменения в значениях скорости внутри расчётной области пропорциональны цветовым оттенкам. На выноске рис. 9 детально показана структура течения внутри форсунки. Стрелками показано направление вектора скорости.

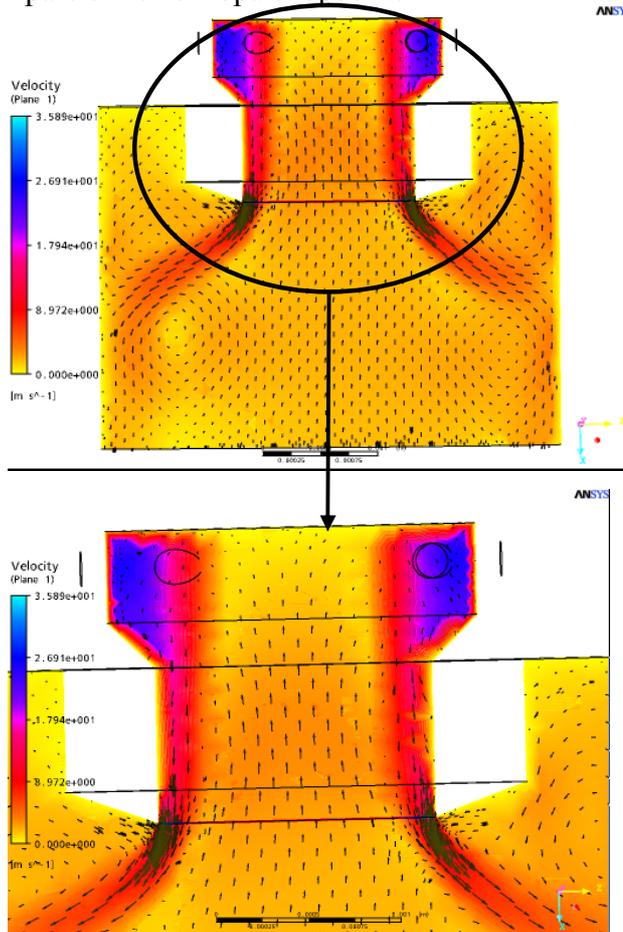


Рис. 9 Визуализация поля скорости в расчётной области при проведении численного расчёта

### Сравнение результатов расчётов

Сравнивая данные, приведённые в табл. 1, можно отметить, что использование методики расчёта центробежной форсунки как идеальной [1] (без учёта силы поверхностного натяжения и потерь на трение) при определении массового расхода через центробежную форсунку приводит к завышению массового расхода. Различие в значениях массовых расходов между расчётным значением и полученным экспериментально составляет 12%. Расчётное значение корневого угла факела распыла, определённое по этой методике, больше полученного при проведении гидравлических испытаний на 18%.

Учёт потерь в центробежной форсунке выполненный по методикам [2,3] приводит к уменьшению расхода через центробежную форсунку. Определённый по этим методикам массовый расход воды через центробежную форсунку меньше экспериментального на 20% для случая применения методики [2] и на 31% - в случае применения формул, приведённых в [3].

Расчётные значения толщины пелены в выходном сечении сопла форсунки в методиках [1] и [2, 3] различаются более чем в два раза. При учёте потерь в центробежной форсунке происходит уменьшение толщины пелены с одновременным возрастанием осевой скорости и уменьшением окружной составляющей скорости. Уменьшение коэффициента заполнения сопла форсунки частично компенсируется увеличением осевой составляющей скорости. Резко уменьшается и расчётное значение корневого угла распыла форсунки.

При использовании расчётных формул [3] получено самое низкое значение корневого угла факела распыла, которое меньше полученного при проведении гидравлического испытания на 39%.

Сравнивая результаты численного расчёта и результаты измерений, проведённых при проведении гидравлических испытаний, необходимо отметить, что, в отличие от вышеприведённых расчётов, при проведении численного моделирования величина массового расхода 2.54 г/с задавалась в качестве исходного условия и обеспечивалась неизменно при проведении всего решения формулы (30).

На рис. 10 проведено сравнение углов распыла форсунки (рис. 1) полученного при проведении гидравлических испытаний, с результатами численного расчёта. При проведении гидравлического испытания проводилось фотографирование корневого угла факела распыла. На рисунке проведено сопоставление фотографии с картиной визуализации поля скорости в расчетной области. Оба изображения приведены к одному масштабу. Расчётные данные и полученные экспериментально, показанные на рис. 10, хорошо согласуются в непосредственной близости от сопла форсунки. По мере удаления от сопла форсунки корневой угол факела распыла, полученный в расчёте, приобретает большие значения, чем при гидравлических испытаниях.

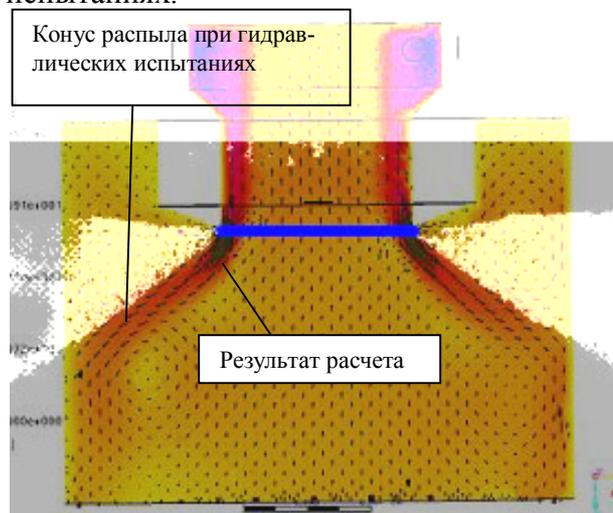


Рис. 10. Сравнение углов распыла центробежной форсунки, полученного при проведении гидравлического испытания, с углом распыла, полученным в результате численного расчёта

Формирование конуса распыла в реальной форсунке происходит под действием кинетической энергии пелены рабочего тела и сил поверхностного натяжения, которые формируют поверхность конуса распыла и свободную поверхность внутри форсунки. Необходимо отметить, что при численном моделировании рассматривалось течение воды в затопленном пространстве. В качестве начального условия расчёта задавалось, что расчётная область заполнена водой при давлении 1 атм. Такая постановка задачи не позволяет определить наличие в сопле форсунки гидравлического скачка, связанного с реализацией принципа максимального расхода, и определить толщину пелены рабоче-

го тела в центробежной форсунке и в конусе распыла. При расчёте не учитывалось и действие сил поверхностного натяжения.

Необходимо продолжить исследования возможности применения для проектных расчётов численного метода, описанного в работе. Одним из возможных направлений исследований является построение расчётной модели центробежной форсунки, в которой учитываются силы поверхностного натяжения, действующие на свободной поверхности внутри форсунки и действие которых необходимо учитывать при формировании пелены рабочего тела в конусе распыла.

При сравнении расчётных методик, описанных в [1,2,3], для расчётов центробежных форсунок ЖРДМТ тягой 10...15 Н

можно рекомендовать методику [1] как обеспечивающую наилучшее совпадение с экспериментальными измерениями.

### Библиографический список

1. Основы теории и расчёта жидкостных ракетных двигателей [Текст]: учебник / А.П. Васильев, В.М. Кудрявцев, В.А. Кузнецов [и др.]; под ред. В. М. Кудрявцева.- 3 е изд., испр. и доп.- М.: Высш. школа, 1983. – 703 с.
2. Распыливание жидкостей [Текст] / Ю.Ф. Дитяткин, Л.А. Клячко, Б.В. Новиков [и др.] - М.: Машиностроение, 1977. - 208 с.
3. Хавкин, Ю.И. Центробежные форсунки [Текст] / Ю.И. Хавкин - Л.: Машиностроение, 1976. - 168 с.

## MIXING PROCESSE RESEARCH IN 10...15 N THRUSTERS

© 2011 V. L. Salich, E. V. Semkin

Federal State Unitary Enterprise Research and Development Institute of Mechanical Engineering, Nizhnyaya Salda

This paper presents the research of possible three numerical simulation technique applications in designed calculations of 10...15 N thruster swirl atomizer. Comparison results are given.

*Swirl atomizer, maximum mass flow rate approach, geometric characteristic of atomizer, designed calculation, numerical simulation.*

### Информация об авторах

**Салич Василий Леонидович**, кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник отдела перспективных разработок Научно-исследовательского института машиностроения, г. Нижняя Салда. Тел.: (34345) 36-2-46. E-mail: [salich\\_vas@mail.ru](mailto:salich_vas@mail.ru), [niimash@list.ru](mailto:niimash@list.ru). Область научных интересов: исследование теплофизических процессов в ракетных двигателях и энергетических установках, математическое моделирование внутрикамерных процессов.

**Семкин Евгений Владимирович**, начальник группы конструкторского отдела Научно-исследовательского института машиностроения, г. Нижняя Салда. Тел.: (34345) 36-2-51. E-mail: [sewa20-68@rambler.ru](mailto:sewa20-68@rambler.ru), [niimash@list.ru](mailto:niimash@list.ru). Область научных интересов: расчётно-теоретические и экспериментальные исследования физико-химических процессов перемешивания компонентов топлива и их преобразования в продукты сгорания в жидкостных ракетных двигателях малой тяги, математическое моделирование внутрикамерных процессов.

**Salich Vasily Leonidovich**, candidate of technical science, leading research engineer of research development department, Research and Development Institute of Mechanical Engineering, Nizhnyaya Salda. Phone: (34345) 36-246. E-mail: [salich\\_vas@mail.ru](mailto:salich_vas@mail.ru), [niimash@list.ru](mailto:niimash@list.ru). Area of research: thermophysic processes in rocket engines and powerplants, mathematical simulations of combustion chamber processes.

**Semkin Yevgeny Vladimirovich**, head of group of design-engineering department, Research and Development Institute of Mechanical Engineering, Nizhnyaya Salda. Phone: (34345) 36-251, E-mail: [sewa20-68@rambler.ru](mailto:sewa20-68@rambler.ru), [niimash@list.ru](mailto:niimash@list.ru). Area of research: physical-chemical propellant mixing processes and converting propellants into combustion products concerning thrusters, mathematical modeling of chamber processes.