

Расчет и конструирование

УДК 621.454.2-181.4.022.2

РАСЧЕТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ ФОРСУНКИ РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ ТЯГОЙ 13 Н

В.Л. Салич, Е.В. Сёмкин

Выполнены расчеты характеристик малогабаритной центробежной форсунки с использованием трех инженерных методик и с применением численного моделирования. На основании сравнения результатов расчета с экспериментальными данными сделаны выводы о степени пригодности различных инженерных методик для расчетно-теоретического исследования малогабаритных форсунок.

Ключевые слова: центробежная форсунка, ракетный двигатель малой тяги, численное моделирование.

Наиболее часто в конструкциях российских жидкостных ракетных двигателей малой тяги (ЖРДМТ) для организации рабочего процесса используются центробежные форсунки. Выбор конструкции смесительных элементов форсуночных головок, обеспечивающий требуемые характеристики вновь создаваемого ЖРДМТ, проводится по результатам проектных расчетов и экспериментальных исследований, включающих 5–10 испытаний ЖРДМТ на натурных компонентах топлива, а также ряд гидравлических испытаний. Значительное количество проводимых испытаний обусловлено неточностями методики проектного расчета центробежных форсунок. Для получения высокой эффективности рабочего процесса необходимо найти определенные значения основных параметров центробежной форсунки, к которым относятся:

- массовый расход компонента топлива \dot{m} через форсунку;
- величина корневого угла факела распыла α ;
- толщина пелены компонента топлива в выходном сечении сопла форсунки δ и в факеле распыла в непосредственной близости от среза сопла форсунки;
- скорости компонента топлива внутри форсунки и в пелене факела распыла.

Точное определение данных параметров на этапе проектного расчета позволяет провести выбор конструкции форсунок с наименьшими экономическими затратами.

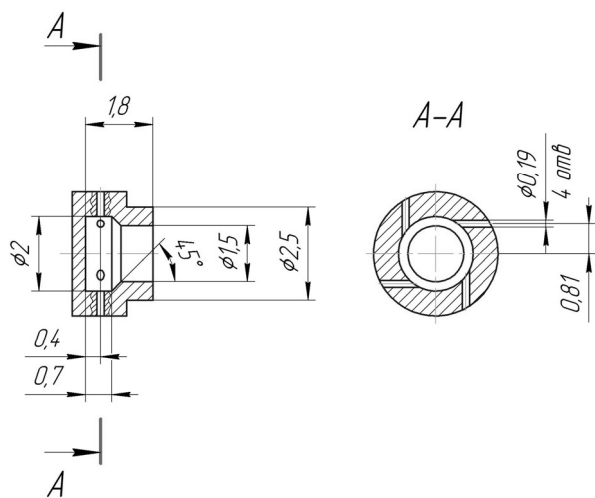


Рис. 1. Конструкция центробежной форсунки

Целью данной работы является проведение исследований по возможности использования для проектных расчетов центробежной форсунки двигателя тягой 13 Н трех известных методик [1–3], а также численного моделирования [4].

Эффективность применения форсунок такого типа в составе ЖРДМТ тягой 10–15 Н на компонентах топлива азотный тетраксид (АТ) + несимметричный диметилгидразин (НДМГ) экспериментально подтверждена в ФГУП «НИИМаш» (г. Нижняя Салда).

Объектом исследования является центробежная форсунка (рис. 1), конструкция которой разработана в ФГУП «НИИМаш» для двигателя тягой 13 Н. При гидравлических

проливках на воде при перепаде давления $\Delta p = 4,8 \text{ кгс/см}^2$ массовый расход воды и концевой угол факела распыла составляют $\dot{m} = 2,54 \text{ г/с}$ и $\alpha = 107^\circ$.

1. Описание методик расчета параметров центробежной форсунки

Согласно методике, предложенной Г.Н. Абрамовичем и описанной в [1], коэффициент расхода через центробежную форсунку ставится в зависимость от геометрической характеристики форсунки А:

$$A = \frac{2d_c R}{n \cdot d_{\text{вх}}^2}, \quad (1)$$

где d_c – диаметр сопла форсунки, R – плечо закрутки, $d_{\text{вх}}$ – диаметр входных тангенциальных отверстий (рис. 2), n – число входных отверстий.

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

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

где μ – коэффициент расхода через центробежную форсунку, φ – коэффициент заполнения сопла форсунки, связанный с геометрической характеристикой соотношением:

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

По определению

$$\varphi = 1 - \frac{r_B^2}{r_C^2}, \quad (4)$$

где r_B – радиус воздушного вихря, $r_C = d_c/2$ – радиус сопла форсунки.

В выходном сечении сопла форсунки безразмерный радиус воздушного вихря $s_B = \frac{r_B}{r_C}$ определяется из выражения

$$\mu = \sqrt{1 - \mu^2 A^2} - s_B \sqrt{s_B^2 - \mu^2 A^2} - \mu^2 A^2 \ln \left(\frac{1 + \sqrt{1 - \mu^2 A^2}}{s_B + \sqrt{s_B^2 - \mu^2 A^2}} \right). \quad (5)$$

Толщина пелены в выходном сечении сопла

$$\delta = r_C(1 - s_B), \quad (6)$$

где s_B определяется по формуле (5).

Распределение окружной скорости в выходном сечении среза сопла форсунки по толщине пелены δ :

$$W = \frac{Ar_C \mu}{r} \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}}, \quad (7)$$

где r – координата, изменяющаяся вдоль радиуса форсунки, ρ – плотность жидкости.

Распределение осевой скорости в том же сечении

$$U = \sqrt{\left(1 - \frac{\mu^2 A^2 r_C^2}{r^2}\right) \frac{2\Delta p}{\rho}}. \quad (8)$$

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

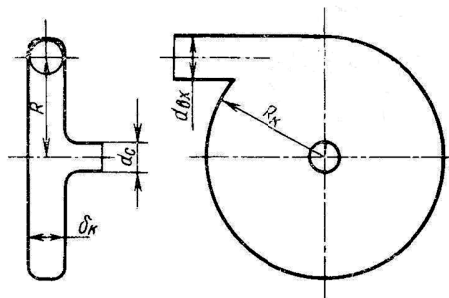


Рис. 2. Расчетная схема центробежной форсунки

Расчет и конструирование

$$\alpha = 2 \operatorname{arctg} \left(\frac{2\mu A}{\sqrt{(1+s_B)^2 - 4\mu^2 A^2}} \right). \quad (9)$$

Массовый расход рабочего тела через форсунку

$$\dot{m} = \rho \pi r_c^2 \mu \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}. \quad (10)$$

Метод расчета центробежной форсунки с учетом влияния гидравлических потерь предложен Л.А. Клячко [2]. По этому методу для определения коэффициента заполнения сопла форсунки используется зависимость (2), только вместо геометрической характеристики, определяемой по (1), используется эквивалентная геометрическая характеристика

$$A_{\text{Э}} = \frac{A_{\text{Д}}}{1+\theta}, \quad (11)$$

где $A_{\text{Д}}$ – действительная геометрическая характеристика, учитывающая деформацию струи на входе в камеру закручивания (рис. 3).

Согласно [2]

$$A_{\text{Д}} = \frac{A}{\varepsilon}, \quad (12)$$

где ε – коэффициент, учитывающий изменение геометрической характеристики форсунки за счет деформации струи на входе в камеру закручивания из тангенциальных каналов подвода, определяется по графику, приведенному в [2] и показанному на

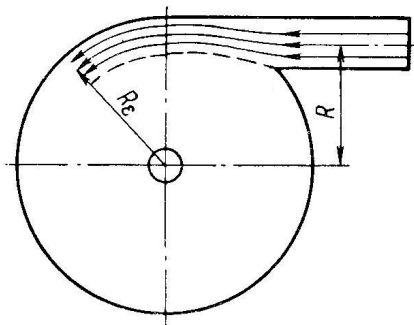


рис. 4. На графике $B = \frac{R}{r_{\text{ВХ}}}$, где $r_{\text{ВХ}} = d_{\text{ВХ}}/2$ – радиус входных тангенциальных отверстий.

Рис. 3. Деформация струи на входе в камеру закручивания. R – плечо закрутки, R_{ε} – плечо закрутки с учетом деформации струи на входе в камеру закручивания

Комплекс θ , входящий в выражение (11), учитывает влияние трения в камере закручивания на момент количества движения и определяется как

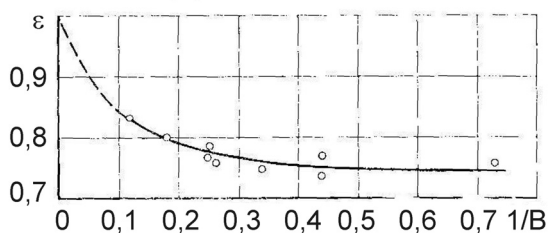
$$\theta = \frac{\lambda_{\text{К}}}{2} A_{\text{Д}} \left(\frac{R_{\text{К}}}{r_{\text{С}}} - 1 \right), \quad (13)$$

где $R_{\text{К}}$ – радиус камеры закручивания (рис. 2), $r_{\text{С}} = \frac{d_{\text{С}}}{2}$ – радиус сопла форсунки, $\lambda_{\text{К}}$ – коэффициент трения в камере закручивания:

$$\lambda_{\text{К}} = \frac{1,22}{\operatorname{Re}_{\text{В}}^{0,36}}, \quad (14)$$

где $\operatorname{Re}_{\text{В}}$ – число Рейнольдса жидкости в тангенциальном отверстии:

$$\operatorname{Re}_{\text{В}} = \frac{V_{\text{ВХ}} d_{\text{Э}}}{\nu}. \quad (15)$$



В выражении (15) ν – кинематическая вязкость жидкости, $d_{\text{Э}}$ – эквивалентный диаметр тангенциальных отверстий подвода, $V_{\text{ВХ}}$ – среднемассовая скорость в тангенциальных каналах форсунки:

Рис. 4. График для определения степени деформации струи

$$V_{\text{ВХ}} = \frac{\dot{m}}{\rho \pi d_{\text{ВХ}}^2}. \quad (16)$$

Эквивалентный диаметр, входящий в формулу (15), определяется как

$$d_{\text{Э}} = d_{\text{ВХ}} \sqrt{\pi}. \quad (17)$$

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

$$\mu_0 = \frac{1}{\sqrt{\frac{A_{\text{Э}}^2}{1-\varphi} + \frac{1}{\varphi^2} + \Delta_{\text{с}} + \Delta_{\text{к}} + \Delta_{\text{ВХ}}}}, \quad (18)$$

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

Потери момента количества движения определяются как

$$\Delta_{\text{ВХ}} = \xi_{\text{ВХ}} \frac{A^2}{C_{\text{с}}^2}, \quad (19)$$

где $\xi_{\text{ВХ}}$ – коэффициент сопротивления на входе, $C_{\text{с}}$ – коэффициент, учитывающий степень раскрытия форсунки.

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

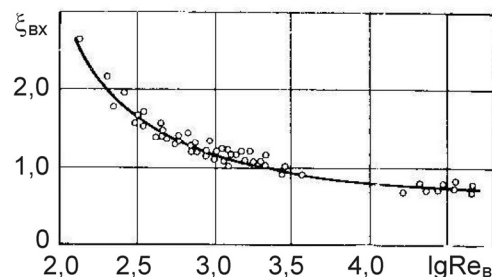


Рис. 5. Зависимость коэффициента гидравлических потерь $\xi_{\text{ВХ}}$ от $\text{Re}_{\text{в}}$

Коэффициент, учитывающий степень раскрытия форсунки

$$C_{\text{с}} = \frac{R}{r_{\text{с}}}. \quad (20)$$

Коэффициент для камеры закручивания

$$\Delta_{\text{к}} = \frac{\lambda_{\text{к}}}{\sigma^2} (\Delta_1 + \lambda_{\text{к}} (\Delta_2 + \Delta_3)), \quad (21)$$

$$\text{где } \Delta_1 = \frac{1}{\sigma} \left(1 - \frac{1}{C_{\text{к}}} \right); \quad (22)$$

$$\Delta_2 = \left(\frac{A_{\text{д}}}{2} - \frac{1}{2\sigma - \lambda_{\text{к}}} \right) \left(\frac{2}{\sigma} + \frac{A_{\text{д}}}{2} + \frac{1}{2\sigma - \lambda_{\text{к}}} \right); \quad (23)$$

$$\Delta_3 = \frac{3}{2\sigma^2} \ln \left(\frac{(2\sigma - \lambda_{\text{к}}) A_{\text{д}} C_{\text{к}}}{2} \right). \quad (24)$$

В последних трех выражениях

$$C_{\text{к}} = \frac{R_{\text{к}}}{r_{\text{с}}}, \quad \sigma = \frac{1}{A_{\text{д}}} + \frac{\lambda_{\text{к}}}{2} C_{\text{к}}.$$

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

$$\Delta_{\text{с}} = \frac{\xi_{\text{с}}}{\varphi}, \quad (25)$$

где $\xi_{\text{с}} = 0,11$ принят согласно рекомендациям [2].

Расчет и конструирование

Расчет скоростей, толщины пелены, корневого угла распыла в выходном сечении сопла центробежной форсунки проводится по формулам (5)–(10) при значениях геометрической характеристики форсунки, рассчитанной по формуле (11), и коэффициенте расхода форсунки, рассчитанного по формуле (18).

При расчете параметров центробежной форсунки, проводимом по формулам, приведенным в [3], принцип максимального расхода не используется. Вместо этого автор использует закономерность распределения окружной скорости в центробежной форсунке вида

$$W_{\Gamma^K} = \text{const}, \quad (26)$$

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

Коэффициент расхода через центробежную форсунку рассчитывается по формуле

$$\mu = \frac{C}{A^B}, \quad (27)$$

где $C = 4$, $B = 0,9$.

Радиусы свободного вихря в камере закручивания r_0 и в выходном сечении сопла r_B центробежной форсунки находятся при совместном решении уравнений:

$$\left(\frac{r_C}{R}\right)^{1-K} \frac{1 - \left(\frac{r_B}{r_C}\right)^{3-K}}{1 - \left(\frac{r_B}{r_C}\right)^2} = \frac{1 - \left(\frac{r_0}{R}\right)^{3-K}}{1 - \left(\frac{r_0}{R}\right)^2}; \quad (28)$$

$$\frac{r_{BX}^2}{r_C^2 - r_B^2} = \frac{\varphi_{СК}^2}{K} \left(\frac{\psi^2 R^{2K}}{r_0^{2K}} - \frac{\psi^2 R^{2K}}{r_B^{2K}} \right) + \frac{\varphi_{СК}^2}{K} \left(\frac{r_{BX}^2}{R^2 - r_0^2} \right)^2 + \frac{r_{BX}^2}{2r_C L_K}, \quad (29)$$

где коэффициент скорости центробежной форсунки $\varphi_{СК} = 0,95$;

$$\psi = \frac{\sqrt{m^2 \left(\frac{r_C}{R}\right)^{2(k-1)} + 4q - m \left(\frac{r_C}{R}\right)^{1-K}}}{2q}; \quad (30)$$

$$m = \frac{2}{3-K} \frac{1 - \left(\frac{r_B}{r_C}\right)^{3-K}}{1 - \left(\frac{r_B}{r_C}\right)^2}; \quad (31)$$

$$q = \frac{\lambda_K F^*}{\pi r_{BX}^2}. \quad (32)$$

В формуле (32) λ_K рассчитывается по формуле (14), $F^* = 1,3F_{ВН}$, $F_{ВН}$ – площадь внутренней поверхности форсунки, находящаяся в соприкосновении с рабочим телом. Для форсунки варианта конструкции, показанного на рис. 1, $F_{ВН} = 4,89 \text{ мм}^2$.

Толщина пелены в выходном сечении сопла форсунки

$$\delta = r_C - r_B. \quad (33)$$

Осевая и окружная скорости на срезе сопла форсунки, корневой угол факела распыла, массовый расход через центробежную форсунку определяются по формулам (5)–(10).

При численном моделировании, выполненном в настоящей работе, решалась следующая система уравнений:

$$\nabla(\vec{W}) = 0; \quad (34)$$

$$\frac{\partial \vec{W}}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{W} \otimes \vec{W}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\eta_{ЭФ} \nabla \vec{W}); \quad (35)$$

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{W}k) = \nabla \cdot \left(\left(\eta_m + \frac{\eta_T}{Pr_K} \right) \nabla k \right) + \eta_T \nabla \bar{W} \cdot \nabla \bar{W} - \rho \varepsilon; \quad (36)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{W}\varepsilon) = \nabla \cdot \left(\left(\eta_m + \frac{\eta_T}{Pr_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + \frac{C_2 \eta_T \varepsilon}{k} \nabla \bar{W} \cdot \nabla \bar{W} - \frac{C_3 \rho \varepsilon}{k}; \quad (37)$$

$$\eta_{\text{эф}} = \eta_m + \eta_T; \quad (38)$$

$$\eta_T = \frac{C_\eta \rho k^2}{\varepsilon}, \quad (39)$$

где $\eta_{\text{эф}}$ – эффективная вязкость, η_m – динамическая вязкость, обусловленная молекулярным переносом, η_T – турбулентная вязкость, k – кинетическая энергия турбулентности, ε – скорость диссипации турбулентности, \bar{W} – вектор скорости, состоящий из трех составляющих: осевой U , радиальной V , окружной W .

Система уравнений (34)–(39) описывает трехмерное турбулентное вязкое течение несжимаемой жидкости. Турбулентность представлена посредством стандартной $k - \varepsilon$ модели при значениях констант $C_\eta = 0,09$, $C_2 = 1,44$, $C_3 = 1,92$, $Pr_K = 1$, $Pr_\varepsilon = 1,3$ [4].

Решение находится в расчетной области (рис. 6).

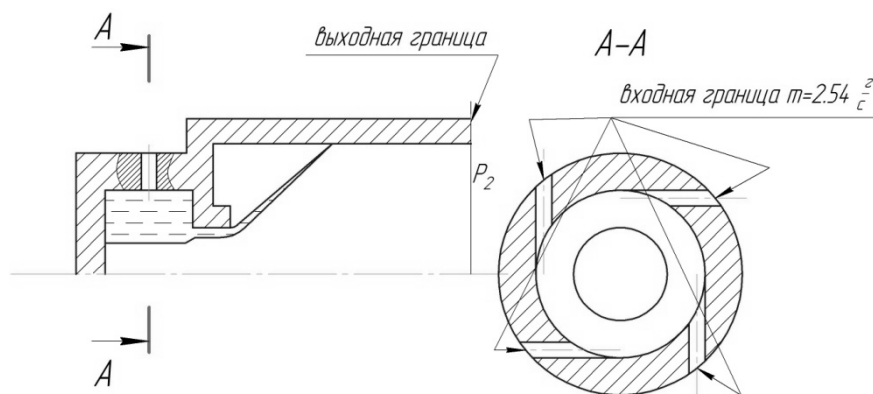


Рис. 6. Расчетная область и граничные условия на входной и выходной границах при численном моделировании

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. В качестве рабочей жидкости принята вода при температуре 20°C . Расчеты проводились в пакете ANSYS CFX.

2. Результаты расчетов

Результаты расчетов основных параметров центробежной форсунки по описанным в разделе 1 методикам приведены в табл. 1, а на рис. 7 представлены распределения осевой и окружной составляющих скорости по радиусу сопла в выходном сечении форсунки, построенные по результатам расчетов по методикам [1–3] и численного моделирования.

Результаты расчетов параметров центробежной форсунки

Методика расчета	A (формула (1))	μ	α°	δ , 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
Расчет по формулам работы [3]	16,72	0,032	65,3	0,027	1,74
Численное моделирование	Не определялось	0,046	Не определялось	Не определялось	2,54
Полученная экспериментально	–	0,046	107	–	2,54

Расчет и конструирование

На рис. 7, г нулевая точка графика совпадает с осью сопла. Изменение знака для окружной составляющей скорости на графике (см. рис. 7, г) связано с тем, что с правой стороны от оси форсунки окружная составляющая скорости направлена от смотрящего в плоскость рисунка (положительная окружная скорость), а слева от оси форсунки окружная составляющая скорости направлена из плоскости рисунка в сторону смотрящего (отрицательная окружная скорость).

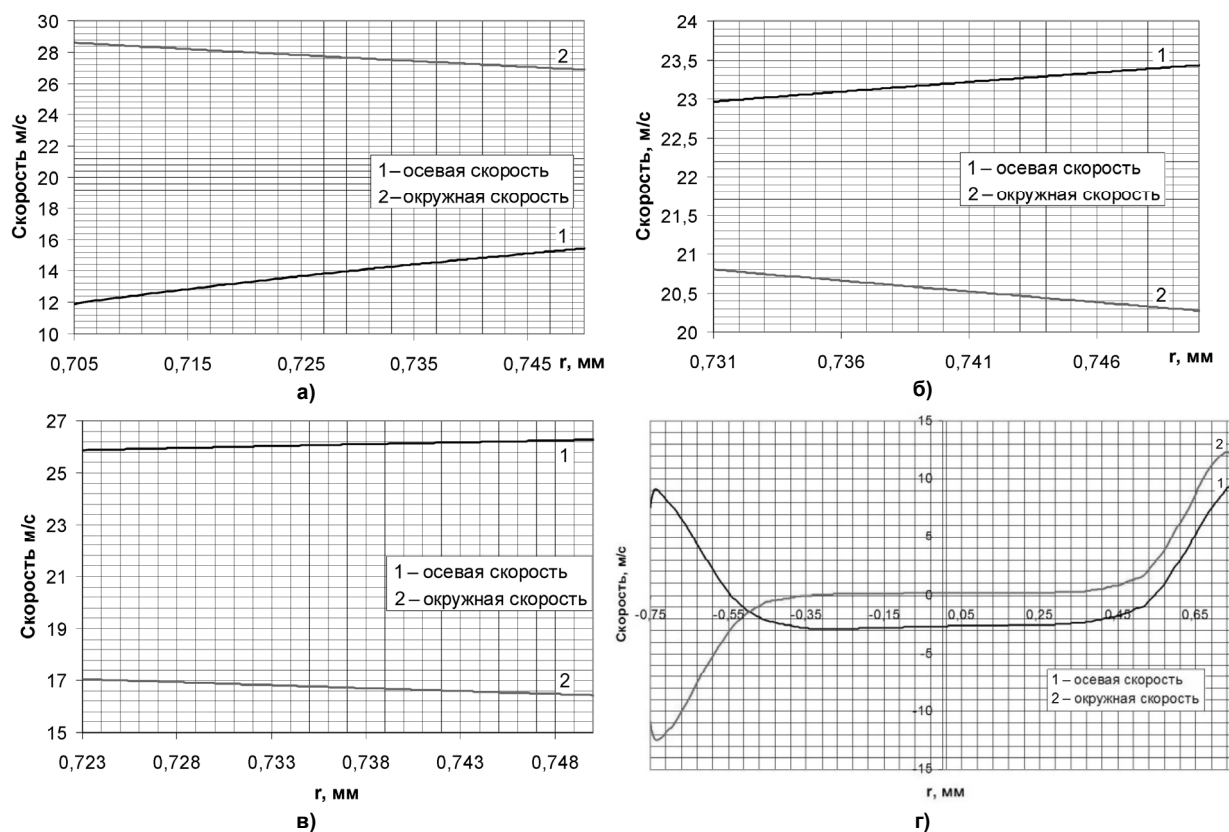


Рис. 7. Распределения осевой и окружной составляющих скорости по радиусу сопла в выходном сечении форсунки, полученные по расчетным методикам: а – методика [1]; б – методика [2]; в – методика [3]; г – результат численного расчета

3. Сравнение результатов расчетов

Сравнивая данные, приведенные в табл. 1, можно отметить, что использование методики расчета центробежной форсунки как идеальной [1], где не учитываются силы поверхностного натяжения и потери на трение, приводит к завышению массового расхода через центробежную форсунку. Различие в значениях массовых расходов между расчетным и полученным экспериментально составляет 12 %. Расчетное значение корневого угла факела распыла, определенное по этой методике, больше полученного при проведении гидравлических испытаний на 18 %.

Учет потерь в центробежной форсунке, выполненный по методикам [2, 3], приводит к уменьшению расхода через центробежную форсунку. Определенный 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, приведенных в [3].

Расчетные значения толщины пелены в выходном сечении сопла форсунки в методиках [1] и [2, 3] различаются более чем в два раза. При учете 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 расчетное значение корневого угла распыла форсунки.

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

Сравнивая результаты численного расчета и результаты измерений, проведенных при проведении гидравлических испытаний, необходимо отметить, что, в отличие от вышеприведенных расчетов, при проведении численного моделирования величина массового расхода 2,54 г/с задавалась в качестве исходного условия и обеспечивалась неизменно при проведении всего решения.

На рис. 8 проведено сравнение корневого угла распыла форсунки, полученного фотографированием при проведении гидравлических испытаний, с результатами численного расчета. Также проведено сопоставление фотографии с картиной визуализации поля скорости в расчетной области. Оба изображения приведены к одному масштабу. Расчетные и полученные экспериментально данные хорошо согласуются (см. рис. 8).

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 численное моделирование проводилось для затопленной струи. В качестве начального условия расчета задавалось, что расчетная 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 рабочего тела в центробежной форсунке и в конусе распыла. При расчете не учитывалось и действие сил поверхностного натяжения.

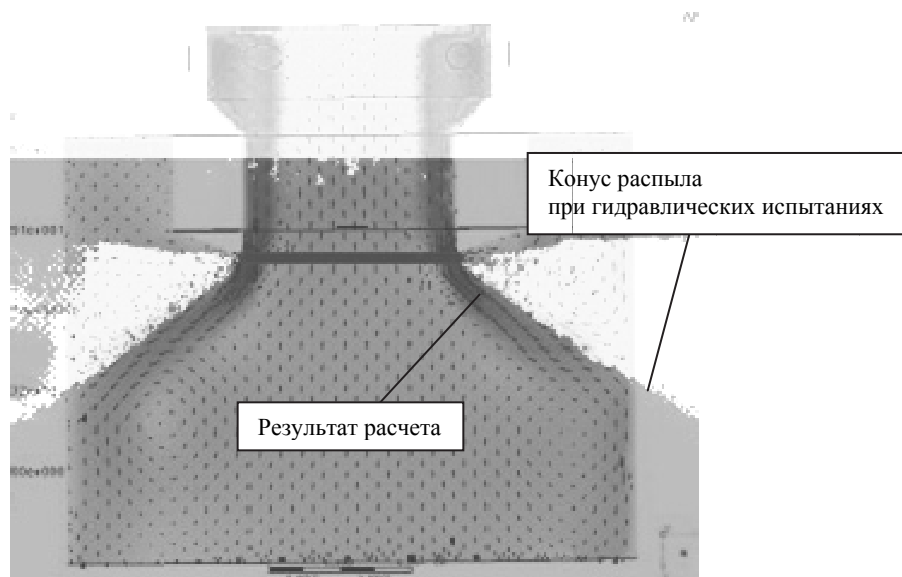


Рис. 8. Сравнение угла распыла центробежной форсунки, полученного при проведении гидравлического испытания, с углом распыла, полученным в результате численного расчета

Выводы

1. Показано, что результаты численного моделирования малоразмерной центробежной форсунки, в отличие от результатов расчета по известным методикам, с высокой точностью согласуются с экспериментальными данными.

2. Для прикидочных расчетов центробежных форсунок ЖРДМТ тягой ~13Н можно рекомендовать методику [1], как обеспечивающую наилучшее из инженерных методик [1–3] совпадение с экспериментальными измерениями.

3. Необходимо продолжить исследования возможности применения для проектных расчетов численного моделирования. Одним из возможных направлений исследований является построение расчетной модели, в которой учитывается влияние силы поверхностного натяжения при формировании пелены рабочего тела в конусе распыла.

Литература

1. Основы теории и расчета жидкостных ракетных двигателей / А.П. Васильев, В.М. Кудрявцев, В.А. Кузнецов и др.; под ред. В.М. Кудрявцева. – 3-е изд., испр. и доп. – М.: Высш. шк., 1983. – 703 с.

Расчет и конструирование

2. *Распыливание жидкостей / Ю.Ф. Дитякин, Л.А. Клячко, Б.В. Новиков, В.И. Ягодкин. – М.: Машиностроение, 1977. – 208 с.*
3. *Хавкин, Ю.И. Центробежные форсунки / Ю.И. Хавкин. – Л.: Машиностроение, 1976. – 168 с.*
4. *ANSYS CFX-Solver, Release 10.0: Theory. – ANSYS Europe Ltd, 2005. – 266 p.*

Салич Василий Леонидович. Кандидат технических наук, докторант кафедры двигателей летательных аппаратов, Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск). Область научных интересов – исследование теплофизических процессов в ракетных двигателях и энергетических установках. E-mail: salich_vas@mail.ru, niimash@list.ru

Семкин Евгений Владимирович. Аспирант кафедры двигателей летательных аппаратов, Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск). Область научных интересов – исследования физико-химических процессов перемешивания компонентов топлива и их преобразования в продукты сгорания в жидкостных ракетных двигателях малой тяги. E-mail: sewa20-68@rambler.ru, niimash@list.ru

DESIGN-THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE CENTRIFUGAL BURNER OF THE ROCKET ENGINE THRUST BY 13 N

V.L. Salich, E.V. Semkin

The small-sized centrifugal burners characteristics designing are made with use the three engineering methods and use the numerical simulation. On the basis of comparison designing results with experiment, include about valid of the different methods for design-theoretical investigation of the small-sized centrifugal burner.

Keywords: centrifugal burner, low thrust rocket engines, numerical simulation.

Vasily L. Salich. The candidate of engineering science, doctoral candidate on the Chair of Engine for flying vehicle, South Ural State University (Chelyabinsk). The area of scientific interests – research the thermalphysic processes of rocket engines and powerplants. E-mail: salich_vas@mail.ru, niimash@list.ru.

Evgeny V. Semkin. The postgraduate student on Chair of Engine for flying vehicle, South Ural State University (Chelyabinsk). The area of scientific interests – physical-chemical propellant mixing processes and converting propellants into combustion products concerning thrusters. E-mail: sewa20-68@rambler.ru, niimash@list.ru.

Поступила в редакцию 15 февраля 2012 г.