

УДК 621.454.2

*Е. В. ФАЛЬКОВА¹, Л. П. НАЗАРОВА¹, А. А. ЗУЕВ¹, А. А. АРНГОЛЬД²,
Н. А. ДАНИЛОВ¹*

*¹Сибирский государственный университет науки и технологий
им. акад. М. Ф. Решетнева, Красноярск, Россия*

²АО «Красноярский машиностроительный завод», Красноярск, Россия

ОСОБЕННОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТЕРЬ В МАЛОРАСХОДНЫХ НАСОСАХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ

Проведен анализ режимных параметров малорасходных центробежных насосов используемых в энергетических системах летательных и космических аппаратах. С учетом используемых рабочих тел и диапазона температурного режима выявлено, что в полости между рабочим колесом и корпусом насоса реализуется ламинарное вращательное течение. Разработана методика определения потерь мощности на дисковое трение рабочего колеса.

Ключевые слова: дисковое трение, баланс мощности, малорасходный центробежный насос, динамический пространственный пограничный слой.

Малорасходные центробежные насосы в настоящее время находят широкое применение в системах топливоподачи жидкостных ракетных двигателей малой тяги, двигателях коррекции и ориентации космических аппаратов, в составе бортовых источников мощности, в газогенераторных системах наддува топливных баков, в системах терморегулирования летательных и космических аппаратов. Малорасходные центробежные насосы характеризуются следующими параметрами: невысокий коэффициент расхода рабочего тела; частота вращения ротора насоса от 3000 до 10 000 об/мин; диаметр рабочего колеса не превышает 0,05 м; коэффициент быстроходности находится в диапазоне 40–80 [1].

Рабочими телами малорасходных центробежных насосов систем терморегулирования космических аппаратов являются различные технические жидкости: водоглицериновые растворители, масла типа РМ, теплоноситель ЛЗ-ТК-2 и др. [2]. Температурный диапазон работоспособности СТР с теплоносителем ЛЗ-ТК-2 характеризуется интервалом температур от –90 до +60° С, для насосов БИП, подающих масло типа РМ, – от +2 до 220° С. В связи с широким диапазоном используемых рабочих тел и рабочими температурами кинематическая вязкость применяемых жидкостей ν изменяется в пределах $1 \cdot 10^{-3} \dots 0,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Методикам расчета, моделирования и проектирования центробежных насосов жидкостных ракетных двигателей посвящено большое количество

научно-исследовательских работ [3–5], в том числе и малорасходным центробежным насосам [6–10]. Учитывая геометрические и режимные параметры, физико-механические характеристики рабочих тел для систем терморегулирования, определен диапазон для критерия Рейнольдса $Re = 10^3 \dots 3 \cdot 10^5$, что соответствует ламинарному режиму течения.

При анализе баланса мощностей малорасходных центробежных насосов выделяют: полезную мощность; требуемую мощность; мощность механических потерь; мощность дискового трения рабочего колеса; мощность потерь на утечку рабочего тела через узлы уплотнений; потери гидродинамической мощности. Отметим, что дисковые потери для малорасходных центробежных насосов могут достигать до 10 % и существенно зависят от рода рабочего тела и рабочих температур.

Анализ режимных параметров потока показал, что в исследуемых полостях реализуется ламинарное течение. Определим распределение скорости u в динамическом пограничном слое на конструктивных элементах зависимостью

$$\frac{u}{U} = 1 - \left(1 - \frac{y}{\delta}\right)^m,$$

где u – скорость течения в точке с координатой y ; U – скорость в ядре потока; δ – толщина пограничного слоя; m – степень профиля скорости, для ламинарного течения $m = 2 \dots 5$.

В зависимости от степени профиля скорости m переопределены зависимости для касательного напряжения трения около поверхности диска рабочего колеса в граничных условиях ламинарного пограничного слоя. При определении выражений для касательных напряжений трения использован подход, учитывающий распределения характерных динамических параметров в пространственном пограничном слое.

При рассмотрении случая течения потока рабочего тела в канале между вращающимся диском и неподвижной стенкой учтена угловая скорость ядра потока ω_λ и диска ω_d с учетом окружной составляющей абсолютной скорости течения на стенке

$$U_{ст} = \omega_\lambda R,$$

где R – радиус.

С учетом полученных выражений для толщин потери импульса в окружном направлении и касательных напряжений трения на стенке для ламинарного течения определены аналитические выражения для анализа коэффициентов трения для стенки корпуса и диска рабочего.

Для случая течения рабочего тела в боковой пазухе между рабочим диском и корпусом центробежного насоса принято допущение, что угловая скорость ядра потока равна половине скорости рабочего колеса насоса, т.е. $\omega_\lambda = 0,5\omega_d$. С учетом принятых допущений и полученных выражений опре-

делена зависимость для расчета коэффициента потерь на дисковое трение при ламинарном течении

$$C_m = \frac{1}{(0,5 \operatorname{Re}_d)^{2,5}} \left(\frac{0,293}{D_1^{1/2}} + \frac{0,293}{D_2^{1/2}} \right),$$

где

$$D_1 = 0,04535 \left[\frac{8m(47m^2 + 12m + 1)}{(3m+1)^2(5m+1)} - \frac{14m(m+1)(7032m^4 + 2602m^3 + 413m^2 + 32m + 1)}{(3m+1)(4m+1)(5m+1)(6m+1)(7m+1)(8m+1)} \right] \times \left[\frac{2m+1}{m} + 1 \right] \times \left[\frac{2(3m+1)(4m+1)(5m+1)}{(m+1)(47m+1)} + \frac{(3m+1)(4m+1)(5m+1)(6m+1)(7m+1)(8m+1)}{2m(m+1)(7032m^4 + 2602m^3 + 413m^2 + 32m + 1)} \right]^{0,8};$$

$$D_2 = \left[0,0185 \left[\frac{2(3m+1)(4m+1)(5m+1)}{(m+1)(47m+1)} + \frac{(3m+1)(4m+1)(5m+1)(6m+1)(7m+1)(8m+1)}{2m(m+1)(7032m^4 + 2602m^3 + 413m^2 + 32m + 1)} \right] \times \left[(m+1) \left(\frac{2m+1}{m} + 1 \right) (47m+1) \right] \times \left[\frac{8m(m+1)}{(3m+1)(5m+1)} \left(\frac{(m+1)(47m+1)}{(4m+1)} - \frac{2m(47m^2 + 12m + 1)}{(3m+1)} \right) (7032m^4 + 2602m^3 + 413m^2 + 32m + 1) \right] \times \left[\frac{6m(m+1)^2(47m+1)(7032m^4 + 2602m^3 + 413m^2 + 32m + 1)}{(3m+1)(4m+1)(5m+1)(6m+1)(7m+1)(8m+1)} \right]^{1/2} \right]^{0,8}.$$

На рисунке 1 представлена зависимость коэффициента дискового трения для ламинарного течения рабочего тела для $\operatorname{Re} < 10^5$.

При $m = 2$ градиентная функция ламинарного течения хорошо согласуется с зависимостью, полученной Г. Шлихтингом [11], максимальное отклонение параметра дискового трения не превышает 7%. При критерии $\operatorname{Re} = 10^3$ расхождение составляет 5%, при $\operatorname{Re} = 10^5$ расхождение 7%. В целом все зависимости находятся в области доверительного интервала, определяемого различными авторами, и соответствуют области параметров для коэффициентов дискового трения от 0,113 до 0,027, в зависимости от критерия Re . Отметим, что при проектировании проточных частей необходимо выбирать и учитывать степень турбулизации потока в зависимости от граничных условий реализуемых течений.

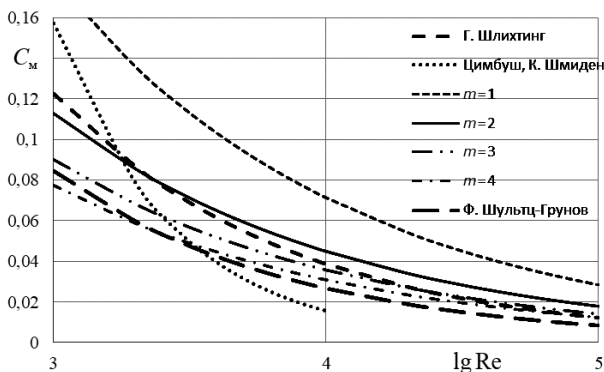


Рисунок 1 – Коэффициент дискового трения ламинарного течения

Далее момент сопротивления одной стороны рабочего диска малорасходного центробежного насоса определится как

$$M_d = 2\pi \int_{R_1}^{R_2} \tau_{0\alpha} r^2 dr = C_m \rho R_2^5 \omega_d^2,$$

где $\tau_{0\alpha}$ – напряжение трения; ρ – плотность жидкости.

Соответствующая мощность дискового трения

$$N_{тр д} = M_d \cdot \omega_d.$$

Таким образом, в работе проведено исследование режимных параметров малорасходных центробежных насосов, используемых в энергетических системах летательных и космических аппаратов. Анализ используемых рабочих тел и диапазона температурного режима выявил, что в полости между рабочим колесом и корпусом насоса реализуется ламинарное вращательное течение с характерными числами Рейнольдса $Re = 10^3 \dots 3 \cdot 10^5$.

Разработана методика определения потерь мощности на дисковое трение рабочего колеса, учитывающая конструктивные особенности и применяемые схемы. Показано, что выражения для определения коэффициентов дискового трения согласуются с результатами, полученными другими авторами. Представленные выражения для расчета коэффициента потерь на дисковое трение при ламинарном вращательном течении позволяют определить момент сопротивления и мощность дискового трения рабочего колеса малорасходного центробежного насоса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 **Бобков, А. В.** Расчет полей линий уровня коэффициента быстроходности центробежного нагнетателя космического аппарата / А. В. Бобков, Н. И. Каталажнова, А. А. Качалов // Успехи современного естествознания. – 2004. – № 4. – С. 50–51.

2 Краева, Е. М. К расчету эксплуатационных параметров центробежных насосов малой быстроходности / Е. М. Краева // Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. акад. М. Ф. Решетнева. – 2009. – № 2 (23). – С. 168–170.

3 The method of the disk friction determining of low mass flow centrifugal pumps / A. A. Zuev [et al.] // Сибирский журнал науки и технологий. – 2019. – Т. 20, No. 2. – С. 219–227.

4 Resistance moment of a rotation surface of liquid rocket engines turbomachines elements / A. A. Zuev [et al.] // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 862. – Paper 022032. – 5 p.

5 Disc friction to specify power balance of a turbopump unit of LPE / A. A. Zuev [et al.] // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 822. – Paper 012023. – 5 p.

6 Бобков, А. В. Повышение напорных качеств центробежного насоса системы терморегулирования / А. В. Бобков, Е. О. Цветков // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. – 2012. – № 10. – С. 110.

7 Бобков, А. В. Особенности баланса потерь мощности в электронасосных агрегатах систем терморегулирования космических аппаратов / А. В. Бобков, Е. О. Цветков // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2011. – Т. 13, № 1–2. – С. 290–292.

8 Совершенствование агрегатов для транспортировки тепла в космических аппаратах / В. В. Двирный [и др.] // Исследования наукограда. – 2016. – № 3–4 (18). – С. 12–16.

9 Обеспечение длительного ресурса малорасходных нагнетателей / В. В. Двирный [и др.] // Исследования наукограда. – 2014. – № 3 (9). – С. 12–20.

10 Дисковое трение при определении баланса мощностей турбонасосных агрегатов жидкостных ракетных двигателей / А. А. Зув [и др.] // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2019. – № 57. – С. 17–31.

11 Шлихтинг, Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. – М. : Наука, 1974. – 712 с.

E. V. FALKOVA¹, L. P. NAZAROVA¹, A. A. ZUEV¹, A. A. ARNGOLD², N. A. DANILOV¹

¹*Reshetnev Siberian State University of Science and Technology, Krasnoyarsk, Russia*

²*JSC "Krasnoyarsk Machine Building Plant", Krasnoyarsk, Russia*

DETERMINATION OF LOSSES IN THE LOW MASS FLOW RATE PUMPS AND ENERGY SYSTEMS OF SPACE VEHICLES

The operating parameters analysis for the low-consumption centrifugal pumps used in aircraft and spacecraft power systems is carried out. Taking into account the used working bodies and the temperature range, it was found that a laminar rotational flow is realized in the cavity between the impeller and the pump body. A method for determining the power loss due to the impeller disk friction is developed.

Keywords: disk friction, power balance, low-flow centrifugal pump, dynamic spatial boundary layer.

Получено 07.10.2020