

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАВИСИМОСТИ КОЭФФИЦИЕНТА ПОТОКА ЖИДКОСТИ В ОСЕВОМ ЗАЗОРЕ ЭЛЕКТРОНАСОСНОГО АГРЕГАТА ОТ РЕЖИМНЫХ И КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Малов Д.В. *, Шаблий Л.С.

*Самарский национальный исследовательский университет им. академика С.П. Королёва
(Самарский университет),
Московское шоссе, 34, Самара, 443086, Россия
* e-mail: Animaggg@yandex.ru*

Статья поступила в редакцию 20.11.2019

Создана трёхмерная математическая модель течения рабочей жидкости в полости рабочего колеса исследуемого электронасосного агрегата (ЭНА). С помощью CFD-расчёта на нескольких режимах работы ЭНА определена осевая сила, действующая на радиально-упорный подшипник. Доказана сходимость результатов, полученных с помощью этой модели, с результатами натурного эксперимента. Получена зависимость коэффициента потока жидкости в осевом зазоре от режимных и конструктивных параметров ЭНА.

Ключевые слова: электронасосный агрегат, крыльчатка, осевая сила, CFD-моделирование, подшипник.

Введение

В последние годы были зарегистрированы случаи неисправностей электронасосных агрегатов (ЭНА), выводящих ЭНА из строя и тем самым нарушающих работу систем терморегулирования (СТР) космических аппаратов (КА). Ресурс и надёжность ЭНА в значительной степени определяются временем работоспособности опор ротора, эффективностью уплотнительной системы, надлежащим режимом смазки и охлаждения [1, 3, 4, 6, 7]. Как правило, уплотнения и опоры конструктивно связаны с проточной частью насоса и между собой гидравлическим трактом, необходимым для нормального функционирования агрегата. Наиболее вероятной причиной отказа ЭНА считается возникновение повышенной осевой нагрузки, следовательно, изучение гидродинамики таких вспомогательных гидравлических трактов является важной задачей для предприятий, работающих в данной отрасли. В то же время современные методы математического моделирования позволяют прогнозировать возможный диапазон изменения осевых сил с учетом конструктивно-технологических факторов даже на этапе проектирования [5, 8, 11, 14].

Стоит принимать во внимание, что доводка отдельных элементов конструкции выглядит гораздо эффективнее замены этих элементов или си-

стемы в целом, так как замена элемента или системы ведет к повторным ресурсным испытаниям [12, 13, 15, 16]. Длительность орбитального полета современных космических аппаратов составляет от 5 до 15 лет, а следовательно, и ресурсные испытания, проводящиеся по всем требованиям эксплуатационной документации, также требуют большого количества времени, которое зачастую превышает сроки, отведенные в рамках государственного оборонного заказа на пуск космического аппарата.

Распространенные методики расчета осевых сил могут применяться в узком диапазоне параметров и не обеспечивают необходимую точность в задачах такого плана. В настоящее время ведущие зарубежные производители ракетной техники намного шире используют численное моделирование течений газа или жидкости с помощью метода контрольных объёмов для проектирования и доводки своих изделий, нежели российские компании [9, 10].

В данной работе проводится расчёт осевой силы на радиально-упорный подшипник ЭНА с целью поиска причин неисправности действующего изделия. Для этого была создана трёхмерная математическая модель течения рабочей жидкости (РЖ) в полости рабочего колеса исследуемого ЭНА (рис. 1) [17, 19].

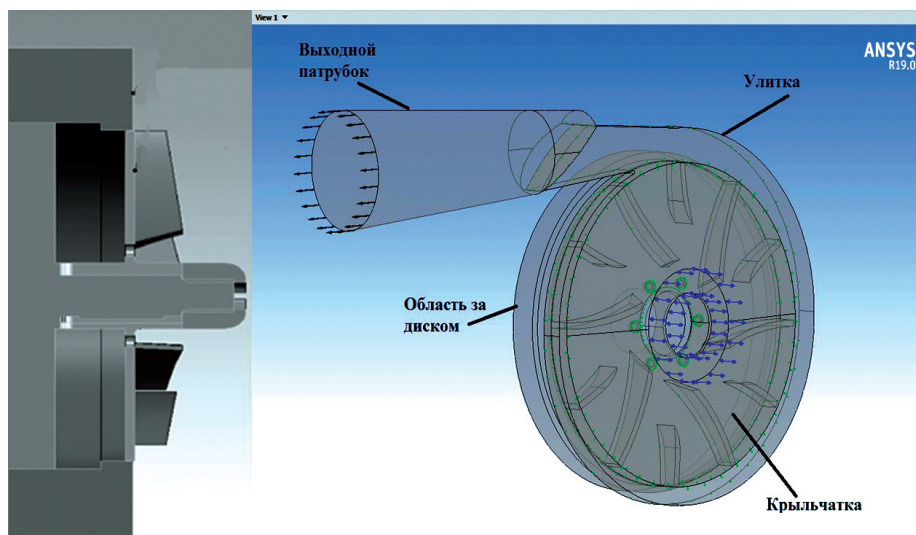


Рис. 1. Геометрическая и гидродинамическая модель исследуемого РК

Расчёт насоса

Процесс создания расчётной CFD-модели выполнялся в три этапа [18, 20]. На первом этапе была создана 3D-модель конструктивных элементов, которая затем была преобразована в модель гидродинамических полостей с использованием булевых операций. На втором этапе на базе геометрической модели была построена структурированная сеточная модель путём структурной декомпозиции. На заключительном этапе полученная сеточная модель была оснащена граничными условиями (давление на входе и массовый расход на выходе), параметрами рабочего тела и другими параметрами моделирования.

Для расчёта был применён стационарный режим. Выбрана модель турбулентности $k-\epsilon$. Теплообмен со стенками модели не учитывался (изотермическая модель). В качестве параметров потока были заданы свойства рабочей жидкости — теплоносителя ЛЗ-ТК-2. Вращение ротора задавалось упрощённо — по модели локальной вращающейся системы координат. Связь вращающейся зоны рабочего колеса со статичными зонами спирального сборника и полости зазора выполнялась одним интерфейсом типа «Frozen Rotor». Для вычислительных процедур был использован кластер ЭВМ производительностью 3,1 TFLOPS. Были проведены расчёты нескольких режимов. Исходные данные и результаты расчёта приведены в табл. 1.

Из таблицы видно, что при больших расходах давление на выходе оказывается меньше давления за диском. Это может говорить о срыве потока в области спирального сборника или выходного патрубка, а может быть расчётной ошибкой, по-

этому особое внимание было уделено валидации расчётной модели.

Валидация расчётной модели

Для выполнения валидации расчётной модели были проведены специальные гидродинамические испытания исследуемого ЭНА на подготовленном для этого гидростенде, при граничных условиях (расход теплоносителя на выходе и давление на входе), идентичных условиям моделирования.

На рис. 2 представлено сравнение результатов эксперимента, полученных в рамках специальных испытаний, с данными математического моделирования.

На графиках видно, что характер изменения давления в различных областях, в том числе и в области предполагаемого срыва потока, совпадает, при этом погрешность не превышает 3%. Это позволяет считать используемую математическую модель адекватной и в дальнейшем исследовании опираться на результаты CFD-моделирования.

Расчёт осевой силы

В исследуемом колесе полуоткрытого типа из-за отсутствия симметрии его относительно плоскости, перпендикулярной оси вращения, возникает неуравновешенная осевая сила, направленная по оси вращения в сторону входа в колесо [2]. Осевая сила F_{oc} складывается из двух составляющих: силы, действующей со стороны входа $F_{вх}$, и силы, действующей со стороны осевого зазора $F_{в.д}$. Согласно [2], изменение силы давления в осевом зазоре по радиусу диска подчиняется параболическому закону:

Таблица 1

Исходные данные и результаты CFD-расчёта

Частота вращения, об/мин	Расход, см ³ /с	Давление на входе, кПа	Давление на выходе, кПа	Давление за диском, кПа	Давление на периферии, кПа
5000	0	21,000	72,96	48,93	52,52
5000	61	20,000	73,12	46,24	49,16
5000	122	18,000	69,38	43,39	46,47
5000	182	14,000	56,49	38,62	41,53
5000	236	10,000	22,97	33,02	36,24
5900	0	21,000	99,52	58,21	63,03
5900	59	20,000	95,31	56,81	60,89
5900	122	18,000	89,24	53,74	57,75
5900	184	14,000	81,23	49,17	53,20
5900	239	10,000	49,55	43,53	47,73
5900	277	6,000	23,99	38,22	42,64

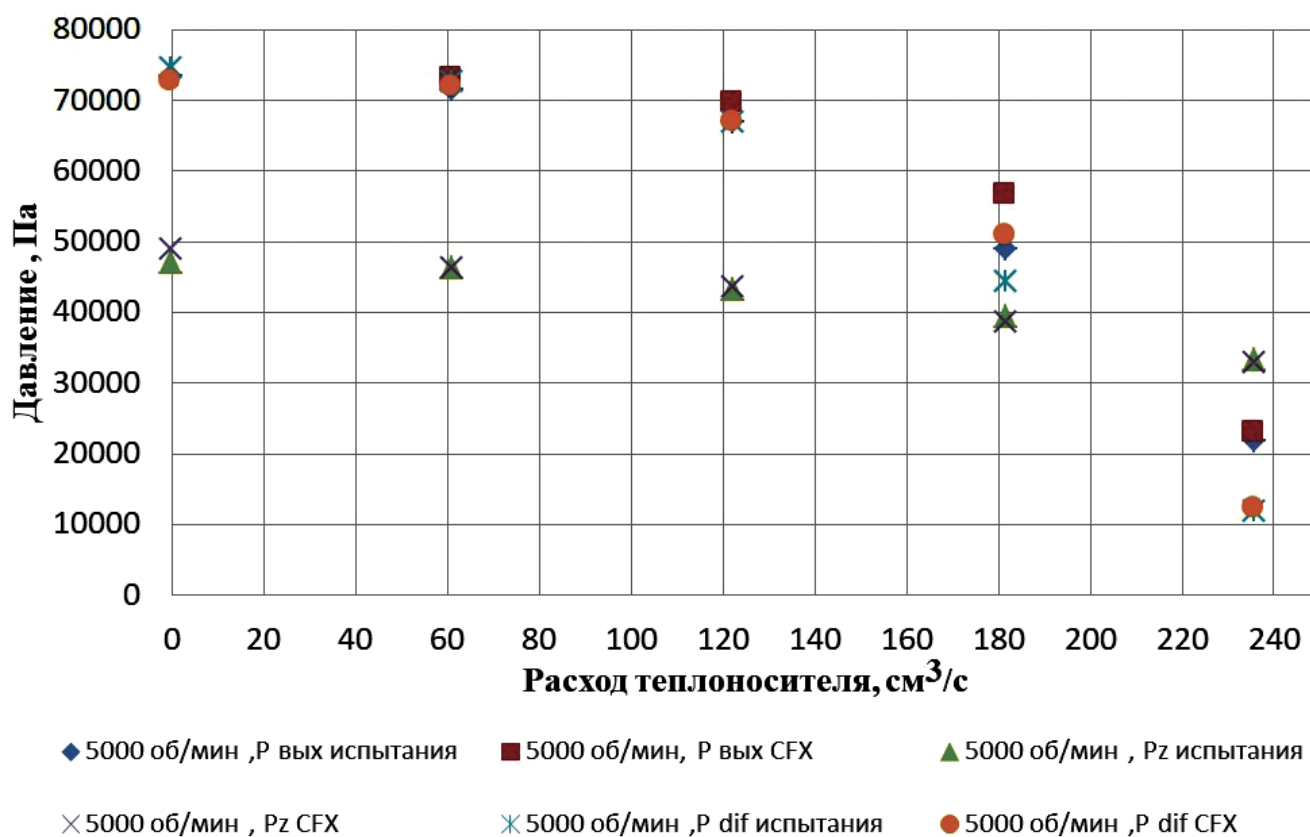


Рис. 2. Сравнение результатов испытаний с результатами математического моделирования

$$P_{в.д} = P_m + \rho \frac{\varphi^2 \omega^2}{2} (R_{в.д}^2 - R_{в.т}^2), \quad (1)$$

где φ^2 – коэффициент потока жидкости в осевом зазоре, который зависит от конструктивных и режимных параметров насоса и изменяется от 0,5 для безрасходного течения до 0,76 при расходном течении от периферии к центру в виде утечек рабочей жидкости;

P_m – давление, действующее на втулку со стороны диска.

Как видно из формулы (1), сила, действующая со стороны осевого зазора, зависит от коэффициента потока жидкости в осевом зазоре φ . Однако рекомендаций, предложенных для его выбора в известных на данный момент источниках, недостаточно для корректного определения осевой силы. Для определения φ уравнение (1) было преобразовано к виду:

$$\varphi = \sqrt{\frac{2(P_{в.д} - P_m)}{\rho \omega^2 (R_{в.д}^2 - R_{в.т}^2)}}. \quad (2)$$

Используя уравнение (2) и полученную путём CFD-расчёта осевую силу $F_{в.д}$, получаем конечное уравнение для определения коэффициента φ :

$$\varphi = \sqrt{\frac{2 \left(\frac{F_{в.д}}{\pi (R_{в.д}^2 - R_{в.т}^2)} - P_m \right)}{\rho \omega^2 (R_{в.д}^2 - R_{в.т}^2)}}. \quad (3)$$

Подставляя в формулу (3) результаты расчётной модели, получаем значения коэффициентов φ для всех режимов испытаний.

Для получения наглядной зависимости коэффициента φ от режимных и конструктивных параметров был проведён дополнительный CFD-расчет различных режимов работы ЭНА, но без испытаний на гидростенде, так как сходимость расчётной модели уже была доказана. Дополнительные режимы выбирались из условия получения зависимости коэффициента φ от расхода РЖ Q , частоты вращения вала ω и диаметра разгрузочных отверстий d . Полученные зависимости представлены на рис. 3–5.

Из графиков видно, что коэффициент φ очень мало зависит от режимных параметров и в большей степени — от конструктивных, а точнее от диаметра разгрузочных отверстий. Очевидно также, что диапазон изменения этого параметра гораздо шире, чем указано в источнике [2], основан-

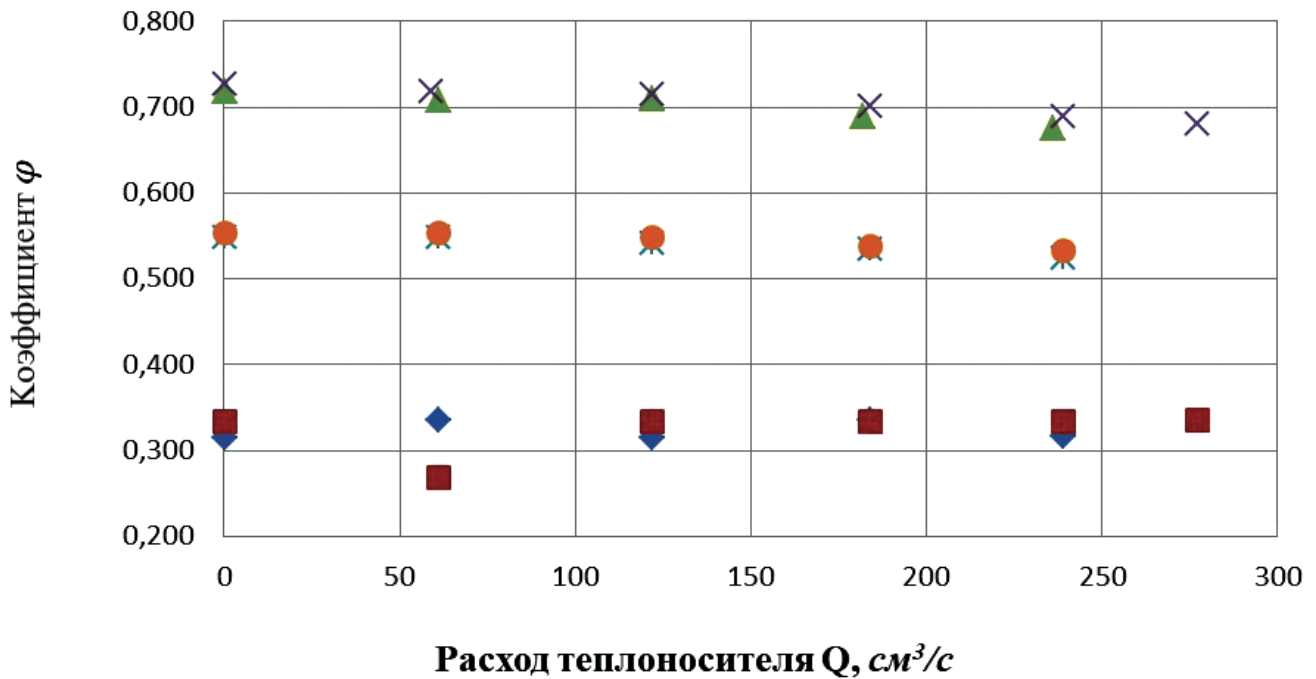


Рис. 3. Зависимость φ от расхода Q

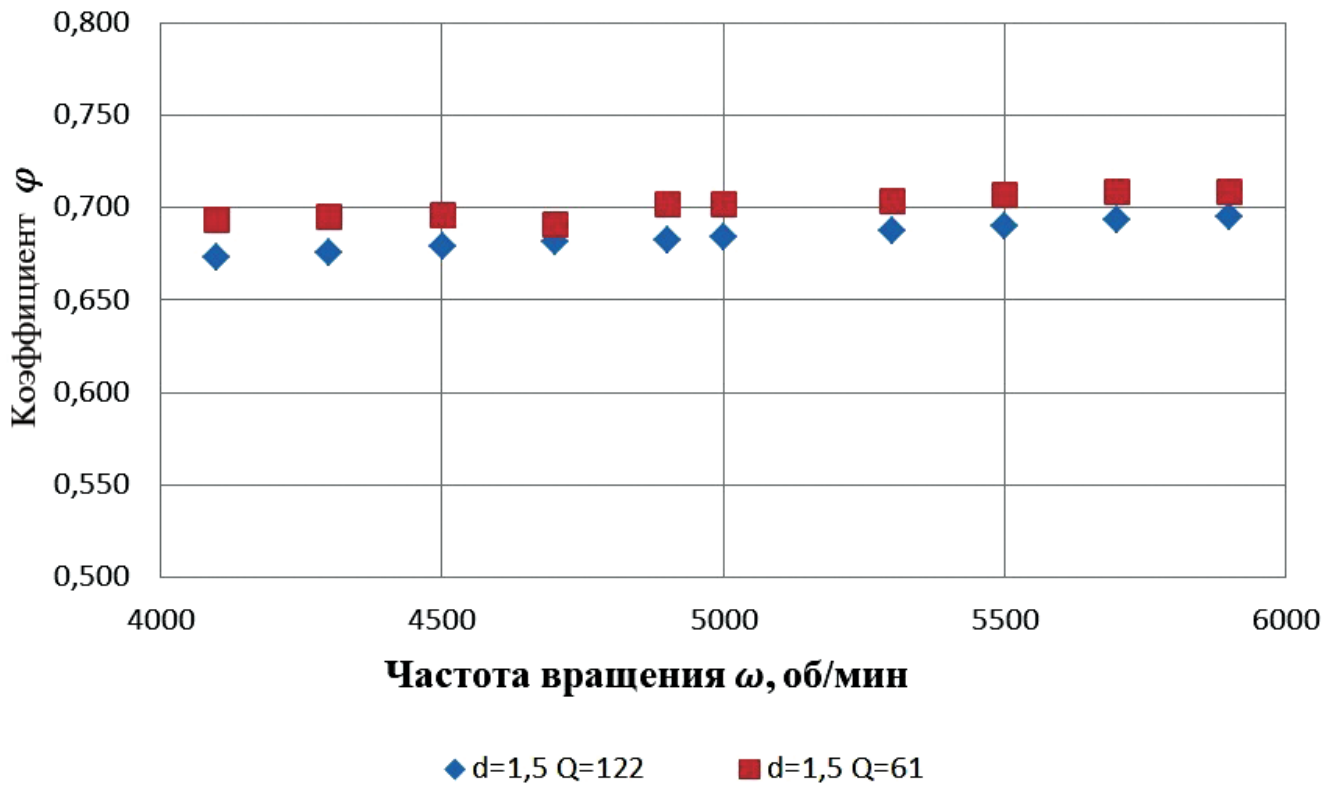


Рис. 4. Зависимость ϕ от частоты вращения ω

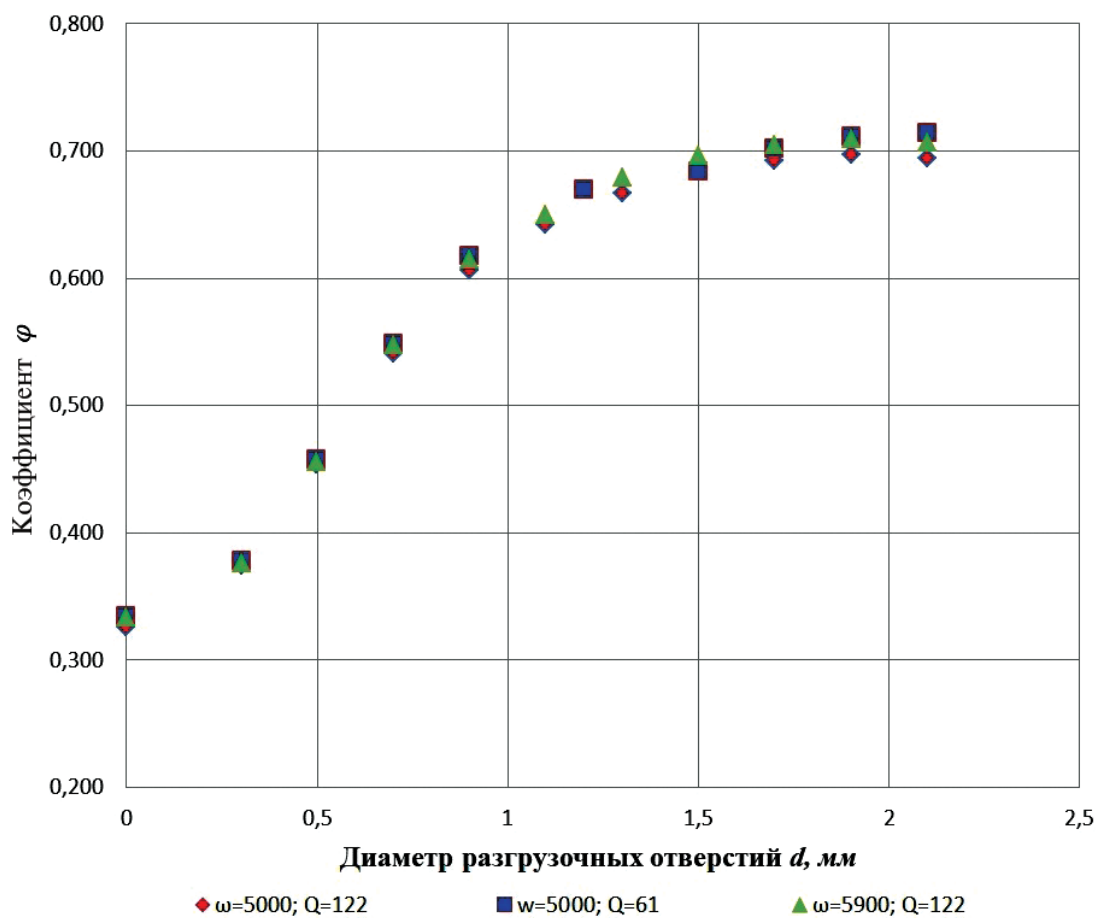


Рис. 5. Зависимость ϕ от диаметра разгрузочных отверстий d

ном исключительно на экспериментальных данных, которые скупы в силу сложности конструкции ЭНА и, как следствие, затруднённости размещения измерительных устройств в исследуемых полостях.

Выводы

С помощью математического моделирования (CFD-моделирования) были получены уточненные данные зависимости коэффициента потока жидкости в осевом зазоре от конструктивных и режимных параметров ЭНА. Это позволит точнее и правильнее определять осевую силу, возникающую в электронасосном агрегате еще на стадии проектирования, что в свою очередь увеличит ресурс и надёжность СТР, а значит, и космического аппарата в целом.

Библиографический список

1. Белоусов А.И., Иванов А.И. Расчет осевых сил, действующих в турбомашине: Учеб. пособие. — Куйбышев: Изд-во Куйб. авиац. ин-та, 1981. — 81 с.
2. Краев М.В., Лукин В.А., Овсянников Б.В. Малорасходные насосы авиационных и космических систем. — М.: Машиностроение, 1985. — 128 с.
3. Зимницкий В.А., Каплун А.В., Папир А.Н., Умов В.А. Лопастные насосы: Справочник / Под общ. ред. В.А. Зимницкого и В.А. Умова. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1986. — 334 с.
4. Белоусов А.И. Конструктивные и силовые схемы турбомашин двигателей летательных аппаратов: Учеб. пособие. — Куйбышев: Изд-во Куйб. авиац. ин-та, 1988. — 92 с.
5. Матвеев В.Н., Шаблий Л.С., Кривоцов А.В., Зубанов В.М., Иванов А.И., Косицын И.П., Батулин Н.В. Методика моделирования рабочего процесса двухступенчатого насоса с гидроприводом первой ступени // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15. № 4. С. 102-113. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-102-113
6. Краева Е.М. Энергетические параметры высокооборотных насосов малого расхода // Вестник Московского авиационного института. 2011. Т. 18. № 3. С. 104-109.
7. Кучкин А.Г., Кузнецов Е.В. Расчет распределения давления между диском рабочего колеса и корпусом центробежного насоса с учетом протечек и реологических свойств жидкости // Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. академика М.Ф. Решетнева. 2003. № 4. С. 188-196.
8. Назаров В.П., Яцуненко В.Г., Коломенцев А.И. Конструктивно-технологические факторы стабильности энергетических параметров турбонасосных агрегатов ракетных двигателей // Вестник Московского авиационного института. 2014. Т. 21. № 5. С. 101-105.
9. Седач В.С. Момент сопротивления вращению диска в замкнутом кожухе // Известия высших учебных заведений. Энергетика. 1961. № 4. С. 66-73.
10. Седач В.С., Неснела А.Н. Определение момента сил трения на вращающемся диске при наличии расхода жидкости через зазор и ламинарном течении в пограничных слоях // Известия высших учебных заведений. Энергетика. 1959. № 11. С. 115-122.
11. Сеноо Ю., Хайами Х. Анализ течения между вращающимся диском и кожухом с помощью четырехслойной модели течения // Теоретические основы инженерных расчетов. 1976. № 2. С. 151-158.
12. Смолдырев А.Е., Сафонов Ю.К. Трубопроводный транспорт концентрированных гидросмесей. — М.: Машиностроение, 1973. — 208 с.
13. Цаплин М.И. Течение среды в зазоре между вращающимся диском и неподвижной ограничивающей стенкой // Инженерно-физический журнал. 1974. Т. 26. № 4. С. 611-617.
14. Шаблий Л.С. Расчёт характеристик турбомашин при запуске CFX в пакетном режиме // Инженерно-технический журнал «ANSYS Advantage. Русская редакция». 2008. № 9. С. 36-37.
15. Шершнева А.Н. Влияние осевых зазоров между дисками колеса и корпусом на осевые усилия в одноступенчатом центробежном нагнетателе // Теплоэнергетика. 1965. № 9. С. 80-83.
16. Belousov A.I., Sedel'nikov A.V. Problems in formation and control of a required microacceleration level at spacecraft design, tests, and operation // Russian Aeronautics. 2014. Vol. 57. No. 2, pp. 111-117. DOI: 10.3103/S1068799814020019
17. Egorychev V.S., Ryazanov A.I. A method of design calculation for the two-component jet-jet gas nozzle with outer mixing // Russian Aeronautics. 2016. Vol. 59. No. 4, pp 619-622. DOI: 10.3103/S1068799816040280
18. Shabliy L., Cherniaev A. Optimization of gas turbine compressor blade parameters for gas-dynamic efficiency under strength constraints // 4th International Conference on Simulation and Modeling Methodologies, Technologies and Applications (SIMULTECH, 28-30 August 2014, Vienna, Austria, Austria), pp. 523-528. DOI: 10.5220/0004994905230528
19. Ваулин С.Д., Ваулина О.С., Салич В.Л., Шипицын А.Г. Исследование динамических процессов в установке обезвреживания жидких промышленных отходов на основе ракетного двигателя с газовыми компонентами топлива // Известия Российской академии наук. Энергетика. 2005. № 1. С. 101-109.
20. Zubanov V.M., Shabliy L.S., Krivcov A.V. Rational technique for multistage centrifugal pump CFD-modeling // ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition (15-19 June 2015, Montreal, Quebec, Canada). Vol. 2B. Paper No. GT2015-42070, V02BT39A003; 9 pages. DOI: 10.1115/GT201542070

THE STUDY OF LIQUID FLUX COEFFICIENT DEPENDENCE IN AXIAL CLEARANCE OF ELECTRICALLY DRIVEN PUMP UNIT ON OPERATING AND STRUCTURAL PARAMETERS

Malov D.V.* , Shablil L.S.

Samara National Research University named after academician S.P. Korolev
(Samara University),
34, Moskovskoe shosse, Samara, 443086, Russia
* e-mail: Animaggg@yandex.ru

Abstract

In the last few years the problems emerge in electrically driven pump unit (EDPU), which disrupt operation of the spacecraft thermo-regulating system (TRS) and disabling EDPU. The EDPU service life and operability depend greatly on the operability of rotor supports, sealing system efficiency, and required lubricating and cooling mode. As a rule, seals and supports are connected with the pump flowing part, and they are connected between each other by the hydraulic path, necessary for the unit normal operation. Large axial loading occurrence is considered the most probable cause of the EDPU failure. Thus, studying hydrodynamics of such auxiliary hydraulic paths is the paramount objective for the enterprises working in this field. For these problems solving, a 3D mathematical model of the working fluid flow in the impeller cavity of the EDPU being studied was developed.

To validate the computational model, hydraulic test bench was assembled, and special hydrodynamic tests of the EDPU under study were performed. The pressure changing behavior in various areas obtained by the tests coincides with the CFX computation, and the error does not exceed 3%.

The pressure force change in the axial clearance along the radius submits to the parabolic law, in which the liquid flux coefficient in the axial clearance φ plays an important part. It depends upon the structural and operating parameters of the pump and changes from 0.5 for the lossless flow to 0.76 with expendable flow from periphery to the center in the form of the working fluid leakages. The force acting from the axial clearance side depends on the φ coefficient, though the suggested recommendations are not enough for correct axial force determining,

To determine the fluid flow rate in the axial clearance, the axial force, obtained with software complex, was being used. The values of the φ coefficient were obtained this way for all modes, tested with the hydraulic test bench. Additional calculations

of the EDPU various working modes were performed for the vivid illustration of the way the coefficient φ depends on the structural and operating parameters, but without test bench testing since the computational model convergence has been already proved.

The obtained dependencies demonstrate that the φ coefficient depends weakly on the operating parameters, and to the greater extent it depends on structural ones, and more specifically, on the discharge openings diameter. In addition, the range of this parameter changes is wider than it is pointed in the source based on the experimental data, which cannot be always determined precisely due to the structure complexity, and, as a consequence, complex access of measuring devices to the EDPU areas of interest.

Keywords: electrically driven pump unit, impeller, axial force, CFD modeling, bearing.

References

1. Belousov A.I., Ivanov A.I. *Raschet osevykh sil, deistvuyushchikh v turbomashinakh* (Calculation of axial forces acting in turbo-machines), Kishinev, Kuibyshevskii aviatsionnyi institut, 1981, 81 p.
2. Kraev M.V., Lukin V.A., Ovsyannikov B.V. *Malorashodnye nasosy aviatsionnykh i kosmicheskikh sistem* (Low flow rate pumps for aviation and space systems), Moscow, Mashinostroenie, 1985, 128 p.
3. Zimnitskii V.A., Kaplun A.V., Papir A.N., Umov V.A. *Lopastnye nasosy. Spravochnik* (Vane pumps: a reference book), Leningrad, Mashinostroenie, 1986, 334 p.
4. Belousov A.I. *Konstruktivnye i silovye skhemy turbomashin dvigatelei letatel'nykh apparatov* (Structural and power schemes of aircraft engines turbo-machines), Kishinev, Kuibyshevskii aviatsionnyi institut, 1988, 92 p.
5. Matveev V.N., Shablil L.S., Krivtsov A.V., Zubanov V.M., Ivanov A.I., Kositsyn I.P., Baturin N.V. *Vestnik Samarskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika, tekhnologii i mashinostroenie*, 2016, vol. 15, no. 4, pp. 102-113. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-102-113

6. Kraeva E.M. Energy parameters of high-speed pumps of low flow. *Aerospace MAI Journal*, 2011, vol. 18, no. 3, pp. 104-109.
7. Kuchkin A.G., Kuznetsov E.V. *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. akademika M.F. Reshetneva*, 2003, no. 4, pp. 188-196.
8. Nazarov V.P., Yatsunenkov V.G., Kolomentsev A.I. Constructive and technological factors of stability of energy parameters in turbopump assemblies of rocket engines. *Aerospace MAI Journal*, 2014, vol. 21, no. 5, pp. 101-105.
9. Sedach B.C. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Energetika*, 1961, no. 4, pp. 66-73.
10. Sedach B.C., Nespela A.N. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Energetika*, 1959, no. 11, pp. 115-122.
11. Senoo Yu., Khaiami X. *Teoreticheskie osnovy inzhenernykh raschetov*, 1976, no. 2, pp. 151-158.
12. Smoldyrev A.E., Safonov Yu.K. *Truboprovodnyi transport kontsentrirrovannykh gidrosmesei* (Pipeline transportation of concentrated hydraulic mixtures), Moscow, Mashinostroenie, 1973, 208 p.
13. Tsaplin M.I. *Inzhenerno-fizicheskii zhurnal*, 1974, vol. 26, no. 4, pp. 611-617.
14. Shablii L.S. *Inzhenerno-tehnicheskii zhurnal "ANSYS Advantage. Russkaya redaktsiya"*, 2008, no. 9, pp. 36-37.
15. Shershneva A.N. *Teploenergetika*, 1965, no. 9, pp. 80-83.
16. Belousov A.I., Sedel'nikov A.V. Problems in formation and control of a required microacceleration level at spacecraft design, tests, and operation. *Russian Aeronautics*, 2014, vol. 57, no. 2, pp. 111-117. DOI: 10.3103/S1068799814020019
17. Egorychev V.S., Ryazanov A.I. A method of design calculation for the two-component jet-jet gas nozzle with outer mixing. *Russian Aeronautics*, 2016, vol. 59, no. 4, pp. 619-622. DOI: 10.3103/S1068799816040280
18. Shabliy L., Cherniaev A. Optimization of gas turbine compressor blade parameters for gas-dynamic efficiency under strength constraints. *4th International Conference on Simulation and Modeling Methodologies, Technologies and Applications (SIMULTECH, 28-30 August 2014, Vienna, Austria, Austria)*, pp. 523-528. DOI: 10.5220/0004994905230528
19. Vaulin S.D., Vaulina O.S., Salich V.L., Shchipitsyn A.G. *Izvestiya Rossiiskoi akademii nauk. Energetika*, 2005, no. 1, pp. 101-109.
20. Zubanov V.M., Shabliy L.S., Krivcov A.V. Rational technique for multistage centrifugal pump CFD-modeling. *ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition (15-19 June 2015, Montreal, Quebec, Canada)*. Vol. 2B. Paper No. GT2015-42070, V02BT39A003; 9 pages. DOI: 10.1115/GT201542070