

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСЕВОЙ СИЛЫ НА КРЫЛЬЧАТКЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА СИСТЕМЫ ТЕРМОРЕГУЛИРОВАНИЯ

Малов Д.В., Шаблий Л.С.

Самарский университет, г. Самара, shabliy.ls@ssau.ru

*Ключевые слова:* центробежный насос, осевая гидродинамическая сила, косвенные измерения, CFD-моделирование.

Центробежные насосы повсеместно применяются в реактивных двигателях и системах летательных аппаратов. Изучение их работы позволяет повысить эффективность и надёжность, но примеров расчётно-экспериментальных исследований электронасосов (ЭНА) систем терморегулирования (СТР) космических аппаратов известно мало. В данной работе описано экспериментальное определение осевой силы на крыльчатке насоса. Экспериментальные данные приведены в сравнении с результатами CFD-моделирования [1].

Определение гидродинамических осевых сил в насосе является самостоятельной задачей, важной для оценки надёжности, которая ставится, когда в конструкцию нельзя вносить изменения, влекущие повторные приёмо-сдаточные испытания, и как следствие – сдвиг сроков сдачи изделия. Для измерения осевой силы применяют весовые, вибрационно-частотные, тензометрические или тензорезисторные датчики [2]. Однако её можно измерять и косвенно – по оценке статического давления в различных полостях насоса: на входе, на задней стороне диска и на периферии по формулам:

$$F_{\text{осев}} = F_{\text{н.с}} - F_{\text{р.с}}; \quad (1)$$

$$F_{\text{н.с}} = \pi \cdot (R_2^2 - R_{\text{вт.}}^2) \cdot \left[ P_m + \rho \frac{\omega^2}{2} \cdot (R_2^2 - R_{\text{вт.}}^2) \right]; \quad (2)$$

$$F_{\text{н.с}} = \pi \cdot \left[ R_2^2 \cdot P_{\text{вх}} + (P_2 - P_{\text{вх}}) \cdot (R_2^2 - R_1^2) - (R_2^2 - R_1^2) \cdot \frac{(P_2 - P_1)}{2} \right]. \quad (3)$$

Погрешность измерения осевой силы может быть оценена по методике [3]:

$$\delta_{F_{\text{осев}}} = \sqrt{(\delta_\rho)^2 + (\delta_{\bar{v}})^2 + (\delta_\omega)^2 + (5 \cdot \delta_p)^2}. \quad (4)$$

Погрешности для (4) оценивались по классу точности приборов. Температура и давление измерялись датчиком температуры и манометрами с классами точности 1. Расход измерялся расходомером с погрешностью 1%. Погрешность измерения угловой скорости цифровым частотомером не превышала 0,5%. Таким образом, предельная относительная погрешность экспериментального определения осевой силы составила  $\delta_{F_{\text{осев}}} = 1,2\%$ .

В качестве объекта экспериментального исследования был использован резервный насос СТР с некоторыми доработками. Так, для присоединения манометров в корпусе насоса были выполнены отверстия диаметром 6 мм, в которые на герметик были вставлены трубки манометров длиной 200...400 мм так, чтобы часть трубки, присоединенная к насосу, оставалась соосной с отверстием в корпусе на длине не менее 20 мм. Для поддержания постоянного давления и температуры использовались гидрокомпенсатор и теплообменник.

Была проведена серия испытаний для двух частот вращения крыльчатки насоса: 5000 и 5900 об/мин. В ходе эксперимента задавался необходимый перепад давления и измерялась производительность (расход) насоса. В ходе каждого испытания расход РЖ ступенчато увеличивался с шагом 40 см<sup>3</sup>/с от нулевого до максимального значения, обусловленного гидросопротивлением стенда. Полученные расходно-напорные характеристики представлены на рис. 1. На графиках, кроме экспериментальных точек дополнительно нанесены значения, полученные в ходе CFD-расчёта [1], и видно, что характер изменения давлений в различных областях (в том числе и в области высоких расходов – отрицательных давлений) визуально одинаков, а разница значений не превышает 2,75%.

На основе полученных данных о перепаде давлений были определены значения осевой силы по формуле (1) в трёх вариантах (рис. 2): с  $\varphi = 0,76$ , с использованием вариативного коэффициента  $\varphi$ , полученного из CFD-моделирования соответствующего режима, и по формуле без применения коэффициента  $\varphi$ :

$$F_{\text{н.с}} = \pi \cdot (R_2^2 - R_{\text{вт.}}^2) \cdot \left[ \frac{(P_m + P_2)}{2} \right]. \quad (5)$$

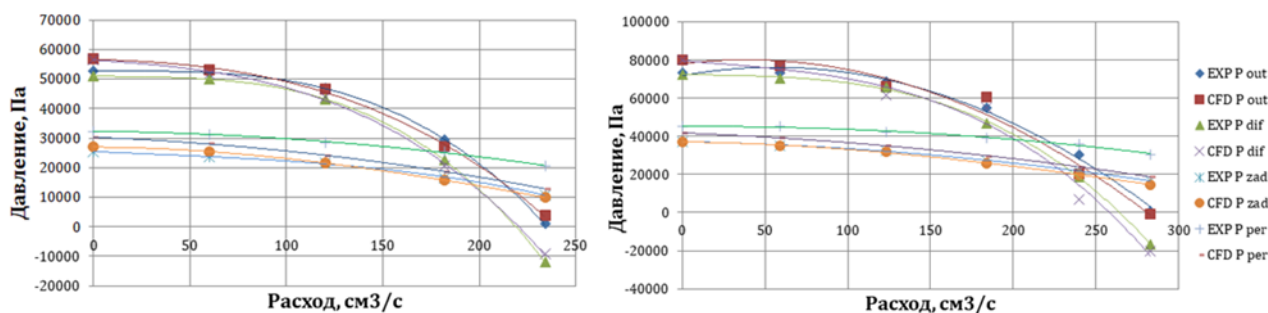


Рис. 1 – Расходно-напорные характеристики насоса: слева – при 5000 об/мин, справа – при 5900 об/мин

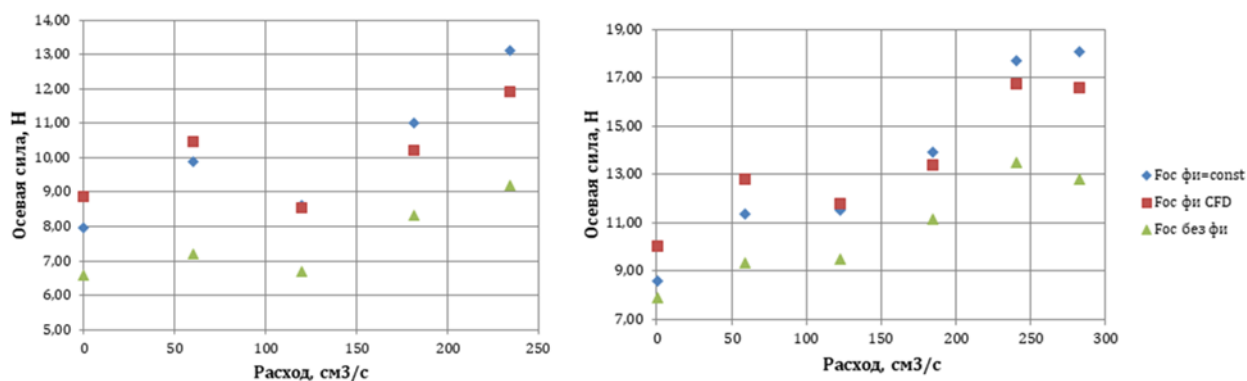


Рис. 2 – Варианты полученных косвенно осевых сил: слева – при 5000 об/мин, справа – при 5900 об/мин

### Список литературы

1. Малов Д.В., Шаблий Л.С. Расчет осевых сил в электронасосном агрегате с применением гидродинамической модели // Насосы. Турбины. Системы. 2019. № 1(30). С. 55-60.
2. Байбиков А.С., Караханьян В.К. Гидродинамика вспомогательных трактов лопаточных машин. М.: Машиностроение, 1982. 112 с.
3. Зайдель А.Н. Погрешности измерений физических величин. Л.: Наука, 1985. 112 с.

### Сведения об авторах

Малов Дмитрий Вячеславович, аспирант. Область научных интересов: рабочий процесс лопаточных машин аэрокосмических двигателей, CFD-моделирование.

Шаблий Леонид Сергеевич, канд. техн. наук, доцент. Область научных интересов: рабочий процесс лопаточных машин аэрокосмических двигателей, CFD-моделирование.

## EXPERIMENTAL ESTIMATION OF FORCE ON CENTRIFUGAL PUMP IMPELLER FOR THERMOREGULATION SYSTEM

Malov D.V., Shabliy L.S.

Samara National Research University, Samara, Russia, shabliy.ls@ssau.ru

*Keywords: centrifugal pump, axis hydrodynamic force, indirect measurements, CFD*

Centrifugal pumps are widely used in jet engines and aircraft systems. The study of their operating process makes it possible to increase efficiency and reliability, but at present there are not so many examples of computational and experimental studies of electric pumps for thermoregulation systems of spacecraft. This paper describes a method for experimentally determining the axial force on the pump impeller – an important parameter that affects on the reliability of the entire thermoregulation system. The experimental data obtained in experiment are compared with the data obtained using CFD simulation.