

А. А. ЛОГАНОВ, Э. М. ЯМАШЕВ

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСОВ СИСТЕМЫ ТЕРМОРЕГУЛИРОВАНИЯ

Рассматриваются вопросы моделирования характеристик центробежных насосов для различных видов теплоносителей систем терморегулирования космических аппаратов. Получена зависимость, определяющая оптимальное сочетание характерного размера отводного устройства жидкостного насоса и физических свойств теплоносителя. Предложена методика физического моделирования характеристик насосов, обеспечивающая достижение наибольшей эффективности системы терморегулирования.

*Ключевые слова:* центробежный насос, отводное устройство, физическое моделирование.

**Введение.** На современных спутниках связи устанавливаются до 50—60 транспондеров, осуществляющих трансляцию телевизионного сигнала. Увеличение суммарной выходной мощности полезной нагрузки спутников вызывает возрастание тепловых потоков до такой степени, что отработанные жидкостные системы терморегулирования (СТР) на основе изооктана становятся недостаточно эффективными. Так как значение скрытой теплоты парообразования жидкости на порядок выше теплоемкости, то для обеспечения тепловых режимов аппаратуры применяется активная двухфазная СТР. Следствием использования в такой системе фазового перехода „жидкость—пар“ является резкое сокращение расхода жидкого теплоносителя при одновременном увеличении перепада давления из-за наличия паровой фазы. При равной полезной мощности и скорости вращения центробежные насосы, обеспечивающие более высокий перепад давления, имеют большие объемные потери и потери на трение [1], поэтому КПД, максимально достижимый насосом в двухфазной СТР, получается заведомо ниже КПД насоса в жидкостной СТР.

Характерные для активной двухфазной СТР малые значения объемного расхода теплоносителя делают первоочередным требование достижения максимально возможного КПД насоса. Необходимость этого требования обусловлена более интенсивным разогревом теплоносителя двухфазной СТР за счет больших потерь мощности, чем в насосе жидкостной СТР. Например, при заданной полезной гидравлической мощности 10 Вт при КПД насоса 25 % потери мощности составляют 30 Вт, а при КПД 18 % значение потерь превышает 45 Вт. Увеличение температуры теплоносителя при его прохождении через насос двухфазной СТР более существенно и вследствие уменьшения перепада температур между охлаждаемым прибором и теплоносителем, а также вследствие снижения скрытой теплоты парообразования. Поэтому достижение максимально возможного КПД в этих условиях является основной проблемой при создании насосов для активной двухфазной СТР.

Известные методы проектирования и обработки насосов СТР не удовлетворяют в полной мере современным требованиям по энергопотреблению и ресурсу.

Применение аммиака в качестве теплоносителя двухфазной СТР ставит перед разработчиками насосных агрегатов несколько новых задач. Одна из них — обеспечение функционирования агрегата в химически активной среде. В настоящее время в насосах жидкостной активной СТР используются электродвигатели с так называемым „мокрым“ ротором, где смазывание шарикоподшипниковых опор качения осуществляется собственно теплоносителем. Другая задача, обусловленная использованием нового теплоносителя, — обеспечение максимально возможного КПД насоса с учетом того, что плотность и вязкость аммиака существенно отличаются от этих параметров традиционного теплоносителя (98%-ный изооктан). Срав-

нение характеристик насосных агрегатов, полученных при испытаниях с использованием воды и штатного (изооктан) теплоносителя, подтвердило наличие влияния физических свойств жидкости на КПД насосов.

Использование аммиака в качестве теплоносителя исключает применение в электродвигателе подшипниковых опор качения. Одним из наиболее перспективных вариантов решения представляется применение электродвигателя также с „мокрым“ ротором, но с гидродинамическими опорами. Совершенно очевидно, что создание нового электродвигателя потребует значительных временных затрат (не менее трех лет). Соответственно требование постоянного повышения конкурентоспособности предполагает необходимость сокращения общего срока разработки за счет совмещения по времени создания собственно электродвигателя и гидравлической части насоса.

**Постановка задачи.** Так как реализуемый в активной двухфазной СТР диапазон рабочих расходонапорных характеристик до настоящего времени плохо изучен, расчетным методам проектирования во многих случаях следует предпочесть экспериментальные исследования. Основная проблема состоит в необходимости учитывать влияние различных свойств модельного и натурного теплоносителей на характеристики насоса. Сравнение свойств аммиака и используемого в жидкостной СТР теплоносителя (изооктан) показало различие по вязкости в 2,5 раза и по плотности в 1,2 раза при нормальных условиях. Предметом исследования в настоящей статье является оценка влияния свойств теплоносителя на характеристики насосного агрегата, а также на геометрические параметры элементов конструкции при обеспечении заданных характеристик.

Для оценки влияния свойств теплоносителя на характеристики насоса были исследованы два набора экспериментальных данных. Первый набор составили результаты испытаний 12 различных вариантов насосов жидкостной СТР [2] с использованием штатного теплоносителя (изооктан), второй — 8 вариантов насосов жидкостной СТР, испытанных на воде [3], которая отличается от изооктана по плотности в 1,4 раза и практически не отличается от него по вязкости.

**Результаты исследования.** Определяющими конструктивными параметрами центробежного насоса являются наружный диаметр  $D$  рабочего колеса и площадь поперечного сечения „горла“ спирального сборника отводного устройства: см. рис. 1, где представлена схема поперечного сечения центробежного насоса.

Для установления зависимости между характеристиками и геометрическими параметрами конструкции насоса введен безразмерный коэффициент мощности  $\Phi$ , определяемый следующим образом:

$$\Phi = \frac{N}{u^3 F_r \rho}, \quad (1)$$

где  $N$  — полезная мощность, Вт;  $u$  — линейная скорость рабочего колеса на наружном диаметре, м/с;  $F_r$  — теоретическая площадь „горла“ спирального сборника отводного устройства, м<sup>2</sup>;  $\rho$  — плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>.

Скорость рабочего колеса на наружном диаметре определяется по формуле

$$u = \omega D / 2,$$

где  $\omega$  — угловая скорость рабочего колеса насоса, с<sup>-1</sup>.

Для оценки характеристики энергетической эффективности обеспечения расхода теплоносителя вводится безразмерная величина  $\vartheta$ :

$$\vartheta = \varphi / \Phi, \quad (2)$$

здесь  $\varphi$  — коэффициент расхода теплоносителя [1]:

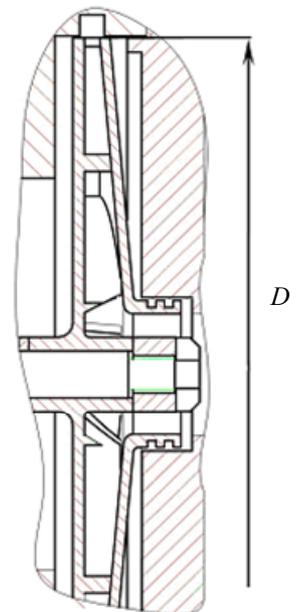


Рис. 1

$$\varphi = \frac{Q}{D^3 \omega}, \quad (3)$$

где  $Q$  — объемный расход (подача насоса), м<sup>3</sup>/с.

Значение  $N$  в формуле (1) определяется как  $N = QH\rho$ , где  $H$  — напор насоса, Дж/кг.

Физический смысл величины  $\vartheta$  — приведенный расход на единицу приведенной мощности. Так как в ходе исследований выполнялось сопоставление насосов с различными расчетными режимами работы, то сравнение их характеристик проводилось согласно зависимости  $\vartheta = \vartheta(n_s)$ , где  $n_s$  — безразмерный коэффициент быстроходности насоса [1]:

$$n_s = 193,3 \frac{\omega \sqrt{Q}}{H^{0,75}}.$$

Коэффициент быстроходности насоса  $n_s$  вычисляется для расчетного режима работы и представляет собой удельный показатель, определяющий геометрическую форму рабочих органов насоса. Коэффициент быстроходности определяет частоту вращения геометрически подобного насоса, имеющего такой размер, что при напоре 9,82 Дж/кг обеспечивается объемный расход 0,075 м<sup>3</sup>/с. Соотношения геометрических параметров однотипных насосов различного размера, но идентичной быстроходности, примерно одинаковы.

Способ задания величины  $\vartheta$  был выбран таким образом, чтобы гарантированно получить монотонную зависимость от  $n_s$  для любого теплоносителя, так как при увеличении коэффициента быстроходности  $n_s$  объемный расход, приведенный к единице мощности, монотонно возрастает.

В результате подстановки последовательно формулы (1) в выражение (2) и (3) в (2) получим

$$\vartheta = \frac{\omega^2 F_r}{H}. \quad (4)$$

Графики зависимости (4) для 1-го и 2-го наборов данных приведены на рис. 2.

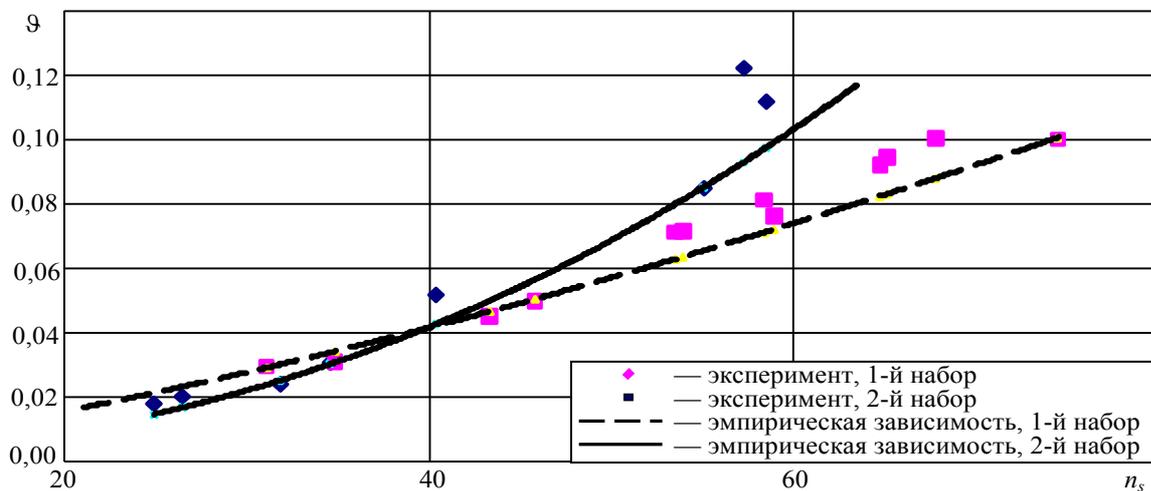


Рис. 2

Представленные на рис. 2 зависимости получены методом наименьших квадратов для насосов с наиболее высоким КПД для каждого набора данных. Из графиков следует, что характерные размеры отводного устройства, обеспечивающие наиболее высокий КПД, для насосов, использующих воду и изооктан, заметно отличаются. Так как по кинематической вязкости вода и изооктан отличаются несущественно, а по плотности — в 1,4 раза, можно сделать вывод, что определяющее влияние на характеристики отводного устройства оказывает плотность жидкости.

Для проверки влияния наружного диаметра рабочего колеса на характеристики насоса при различных свойствах теплоносителя использована зависимость, приведенная в работе [1]:

$$\lambda = \frac{D^4 \sqrt{H}}{\sqrt{Q}}$$

Величина  $\lambda$  представляет собой безразмерный коэффициент наружного диаметра рабочего колеса насоса, определяемый значением его коэффициента быстроходности. Сравнение зависимостей  $\lambda = \lambda(n_s)$ , полученных для насосов с наиболее высоким КПД, показало отсутствие влияния свойств теплоносителя на характеристики насоса (рис. 3).

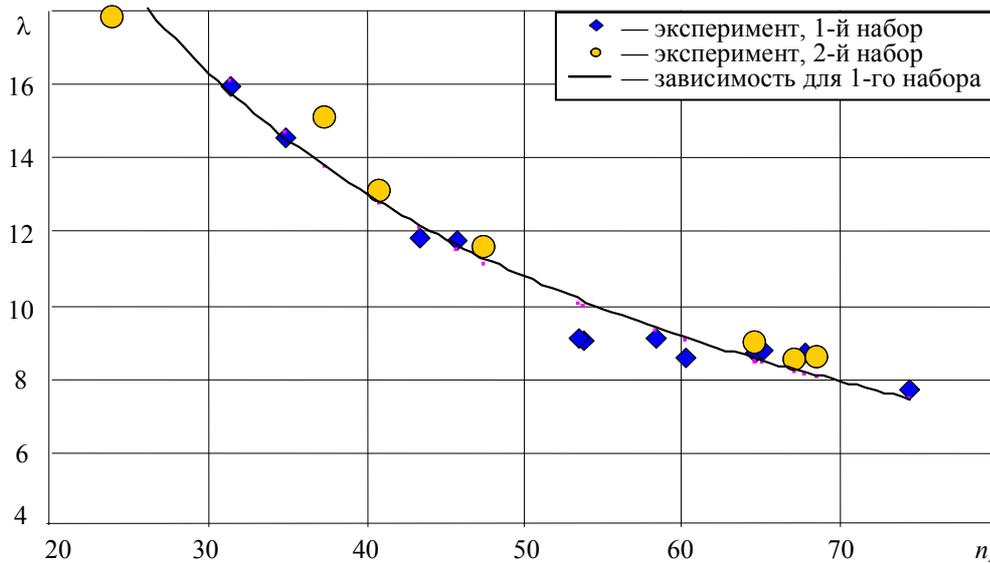


Рис. 3

**Анализ результатов.** В соответствии с зависимостью (4) и графиками, представленными на рис. 2, можно сделать вывод, что моделирование характеристик насоса при плотности теплоносителя  $\rho = 605 \text{ кг/м}^3$  (плотность аммиака) возможно. Для этого следует оценить несколько экспериментальных значений рабочей расходонапорной характеристики в окрестности расчетной точки для выбранного теплоносителя, проведя испытания с комплектом сменных спиральных отводных устройств (4—5 вариантов). Испытания необходимо повторить при различных значениях плотности теплоносителя (в диапазоне 580—800  $\text{кг/м}^3$ ), изменяя его температуру.

Полученные теоретически и экспериментально подтвержденные результаты обеспечивают точную оценку наиболее эффективного значения характерного размера отводного устройства насосного агрегата для широкого диапазона физических свойств применяемых теплоносителей.

Одновременная разработка гидравлической части и специального электродвигателя сокращает общий фактический срок создания электронасосного агрегата с принципиально новыми возможностями.

На основе полученных результатов можно утверждать, что зависимость (4) представляет собой критерий, определяющий оптимальный для данной жидкости и заданных рабочих характеристик размер отводного устройства насосного агрегата.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кривченко Г. И. Насосы и гидротурбины. М.: Энергия, 1970. 448 с.
2. Логанов А. А. Выбор критериев для оценки оптимальности конструктивных элементов электронасосного агрегата системы терморегулирования по результатам испытаний // Материалы Междунар. науч.-практ. конф. III Сибир. аэрокосм. салона. Красноярск: СибГАУ, 2004. С. 84—89.

3. *Логанов А. А., Соколов М. И.* Оценка резервов повышения эффективности конструкций агрегатов терморегулирования модуля служебных систем космических аппаратов // *Авиакосмическое приборостроение*. 2007. № 10. С. 41—44.

**Сведения об авторах**

- Александр Анатольевич Логанов* — канд. техн. наук; ОАО „Информационные спутниковые системы“ им. акад. М. Ф. Решетнёва, Железногорск, Красноярский край;  
E-mail: loganov@iss-reshetnev.ru
- Эдуард Магазович Ямашев* — канд. техн. наук; ОАО „Информационные спутниковые системы“ им. акад. М. Ф. Решетнёва, Железногорск, Красноярский край;  
E-mail: yamashev@iss-reshetnev.ru

Рекомендована ОАО „ИСС“

Поступила в редакцию  
19.11.10 г.