

Е. М. Краева

К РАСЧЕТУ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ МАЛОЙ БЫСТРОХОДНОСТИ¹

Рассматриваются особенности расчета эксплуатационных параметров центробежных насосов малой быстроходности при работе на различных рабочих жидкостях в широком диапазоне изменения вязкости. Приводятся зависимости для пересчета параметров насосов, полученных при модельных испытаниях на эксплуатационные параметры.

Ключевые слова: центробежный насос, вязкость модели, параметры, мощность, напор.

Широкий диапазон работоспособности центробежных насосов с малым коэффициентом быстроходности предопределяет их работу не только на различных жидкостях, но и в условиях, когда основные параметры подаваемого компонента изменяются во время работы системы питания. Это, например, характерно для работы насоса малой быстроходности (НМБ) в составе бортового источника питания (БИП) ракеты-носителя (РН) или системы терморегулирования (СТР) космического аппарата (КА). Температурный диапазон работоспособности таких систем с теплоносителем ЛЗ-ТК-2 характеризуется интервалом от -90 до $+60$ °С, а для насосов БИП, подающих масло типа РМ, от $+2$ до $+220$ °С. Условия работы системы в заданном интервале температур таковы, что они существенно (в 100 и более раз) меняют вязкость рабочего тела, что приводит к изменению энергетических параметров насоса.

Как правило, энергетические характеристики насосов получают, проводя испытания на модельной жидкости, чаще всего на воде. Характеристики, полученные на воде, необходимо пересчитывать для реальных рабочих тел, на которых работает насос, в том случае, если вязкость и плотность их существенно отличаются. С ростом вязкости увеличиваются гидравлические потери в насосе, вследствие чего напор насоса падает при неизменной его теоретической величине. Возрастает также мощность трения рабочего колеса (РК) о жидкость, механические потери в уплотнениях. Утечки жидкости через щелевые уплотнения с ростом вязкости уменьшаются, хотя возрастают потери на трение вращающихся поверхностей. Комплексное воздействие повышения вязкости жидкости приводит, как правило, к уменьшению КПД насоса. Особенно вязкостные эффекты существенно проявляются в насосах с открытыми или полукрытыми РК [1].

Исследования по влиянию вязкости рабочей жидкости на характеристики насосов проводились на различных компонентах: воде, этаноле, бензине Б-70, ацетоне, водоглицериновой смеси в широком диапазоне изменения вязкости $\nu = 0,3 \cdot 10^{-6} \dots 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$. Энергетические характеристики одного из испытанных НМБ с закрытым РК ($D_2 = 41 \text{ мм}$; $b_2 = 3 \text{ мм}$; $\beta_{2\lambda} = 30^\circ$) для трех значений вязкости рабочего тела приведены на рис. 1. С ростом вязкости, наряду с уменьшением КПД и напора насоса, наблюдается смещение наибольшей величины

КПД насоса в область меньших расходов. Проявляется как бы запирающее эффективное сечение канала РК за счет роста толщины пограничного слоя, что согласуется с представленной расчетной моделью РК [1].

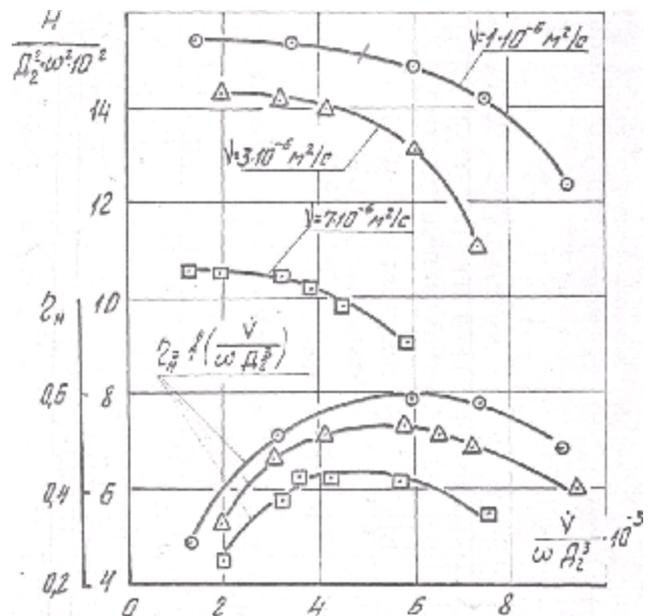


Рис. 1. Энергетические характеристики насосов при испытаниях на различных жидкостях

Для уточнения влияния пограничного вязкого слоя на эффективное проходное сечение каналов РК проведены исследования на разных жидкостях при изменении ширины канала РК. Характерные кривые КПД при испытании НМБ на воде для трех значений ширины канала b_2 приведены на рис. 2. Сравнивая кривые $\eta_n = f\left(\frac{\dot{V}}{\omega} D_2^3\right)$ (рис. 1, 2),

можно увидеть, что увеличение вязкости отражается на изменении КПД насоса адекватно уменьшению величины b_2 РК.

Вязкость рабочей жидкости оказывает существенное влияние на выбор оптимальных параметров РК. Оптимизация влияющих на КПД насоса параметров с целью достижения наибольшей величины КПД, с учетом полученных теоретических зависимостей, привела к необходимости анализа взаимного влияния таких параметров насоса,

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке гранта АВЦП РНП ВШ № 2.1.2/802.

как $\omega, b_1, b_2, \beta_{1\Delta}, \beta_{2\Delta}, D, z$, которые связаны с диффузностью РК зависимостью

$$\bar{W} = \frac{b_2(\pi D_2 - z\tau_2)\sin\beta_{2\Delta}}{b_1(\pi D_1 - z\tau_1)\sin\beta_{2\Delta}} \quad (1)$$

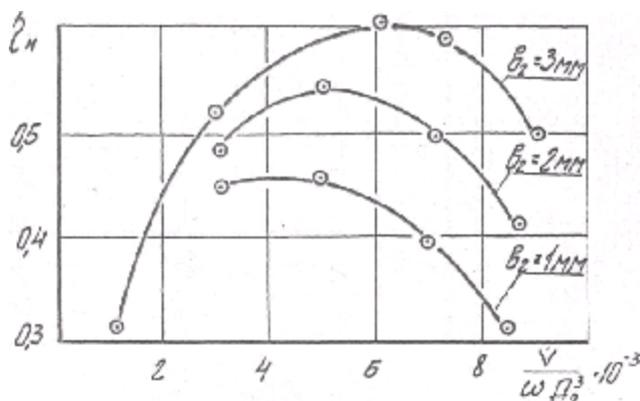


Рис. 2. Зависимость КПД от расхода при различной ширине рабочего колеса

С учетом работы [2], соответствующих значений площади вытеснения на входе и выходе РК, просчитаны значения степени диффузности при изменении вязкости жидкости $\nu = 1 \cdot 10^{-6} \dots 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ и получено выражение, позволяющее проводить предварительную оценку изменения степени диффузности РК:

$$\bar{W} = 1,17 + 0,29\bar{\nu} - 1,78 \cdot 10^{-3} \bar{\nu}^{-2} \quad (2)$$

где

$$\bar{\nu} = \frac{\nu}{\nu_{\text{эт}}}; (\nu_{\text{эт}} = 1 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2/\text{с}).$$

Расчетные значения \bar{W} хорошо согласуются с известными экспериментальными данными, которые обобщены автором в работе [3] и подтвердили работоспособность насосов в широком диапазоне изменения степени диффузности (рис. 3). При расчете напорных характеристик насоса с воды на натурную (вязкую) жидкость обычно используется соотношение Д. Я. Суханова:

$$H_v = K_H H, \quad (3)$$

где H и H_v – напор насоса, соответственно, на воде и вязкой жидкости, при одинаковых объемных расходах $\dot{V} = \dot{V}_v$. Имеющаяся зависимость в работе [4]

$$K_H = \frac{H_v}{H} = f(\text{Re}); \quad \left(\text{Re} = \frac{\dot{\omega} D_2^2}{4 \nu} \right),$$

получена при обобщении испытаний только насосов с закрытыми РК и ограничена диапазоном исследований по числу $\text{Re} \geq 0,9 \cdot 10^4$.

Для проверки влияния вязкости на энергетические характеристики насосов с малым n_s выбраны водоглицериновые растворы, создан стенд с системой измерения и методика проведения испытаний. В целях расширения диапазона исследований по числу Re , характерного для работы малых насосов на жидкостях с повышенной вязкостью с РК различного типа (закрытые, полукрытые, открытые), проведены испытания на реальных компонентах при изменении вязкости варьированием температуры жидкости и на водоглицериновых растворах в диапазоне $\nu = 1 \cdot 10^{-3} \dots 0,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Испытания проводились при $\omega = 500 \dots 1500 \text{ рад/с}$ с рабочими колесами $\bar{D}_1 = 0,4 \dots 0,6$. При этом $D_{\text{лп}} = 6 \dots 20 \text{ мм}$ и $\frac{\dot{V}}{\omega} = (0,5 \dots 5) \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$. Диапазон режимов работы насосов по числу Re изменялся от $4 \cdot 10^5$ до 127.

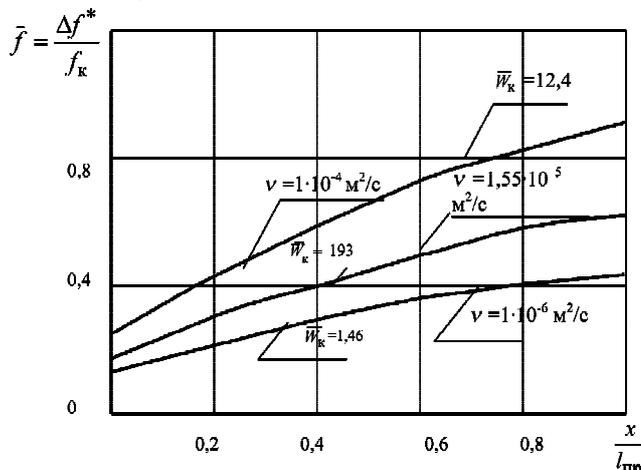


Рис. 3. Изменение площади вытеснения по длине канала РК для ряда рабочих жидкостей

Рассмотрим экспериментальные зависимости, характеризующие влияние числа Re на энергетические параметры насосов. С обобщением опытных данных [4; 5], полученные при испытании малооборотных ($n_s = 80 \dots 120$) и высокооборотных ($n_s = 30 \dots 65$) насосов, которые обобщаются общей зависимостью для насосов с закрытыми РК в диапазоне чисел $\text{Re} = 10^3 \dots 3 \cdot 10^5$ в виде

$$\lg \text{Re} = 17,18K_H^2 - 21,65K_H + 10, \quad (4)$$

при $\text{Re} \geq 3 \cdot 10^5$ наступает режим автомодельности, и значение $K_H = 1$. Для закрытых РК коэффициент влияния вязкости на напор будет

$$K_H = \frac{21,65 + \sqrt{468,7 - 68,72(10 - \lg \text{Re})}}{34,36} \quad (5)$$

Результаты испытаний насосов с открытыми и полукрытыми РК, с учетом работы [6], в диапазоне изменения числа $\text{Re} = 1,5 \cdot 10^3 \dots 3 \cdot 10^5$ обобщаются зависимостью

$$\lg \text{Re} = 7,02K_H^2 - 5,85K_H + 4,3, \quad (6)$$

откуда значение коэффициента влияния вязкости на напор запишется следующим образом:

$$K_H = \frac{5,85 + \sqrt{34,2 - 28,08(4,3 - \lg \text{Re})}}{14,04} \quad (7)$$

Следует отметить, что возрастание вязкости, соответствующее снижению числа Re до 217, привело к уменьшению напора до 60% ($K_H = 0,408$), что обуславливает новые подходы в проектировании и испытании НМБ.

Кроме влияния на напор, возрастание вязкости жидкости изменяет мощностные параметры насоса, уменьшая его КПД. Зависимость КПД насоса от вязкости подаваемой жидкости получена автором в следующем виде:

$$\eta_H = \eta_{\text{эт}} \left(\frac{\nu_{\text{эт}}}{\nu} \right)^{0,05}, \quad (8)$$

где η_H – КПД насоса при работе на реальной жидкости; $\eta_{\text{эт}}$ – КПД этанолового насоса при работе на воде при температуре $20 \text{ }^\circ\text{C}$ ($\nu = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$).

Анализ испытания НМБ на водоглицериновых растворах и при работе на одной рабочей жидкости (ЛЗ-ТК-2) с изменением величины кинематического коэффициента вязкости, вследствие увеличения температуры ЛЗ-ТК-2 от -90 до $+60$ °С, подтвердили приемлемость выражения (8) для учета изменения энергетических характеристик насосов [5]. Это позволяет проводить многовариантные расчеты с анализом их работоспособности в экстремальных условиях эксплуатации КА, где вязкость теплоносителя изменяется в процессе работы.

С учетом формулы (2) величина мощности, потребляемая насосом при изменении плотности и вязкости жидкости, по сравнению с номинальными параметрами будет равна

$$N = \frac{K_H \rho N_{\text{ном}} V^{0,05}}{K_{H \text{ ном}} \rho_{\text{ном}} V_{\text{ном}}^{0,05}} \quad (9)$$

КПД насоса определится следующим образом:

$$\eta_H = \frac{\rho N_{\text{ном}} \eta_{\text{ном}} K_H}{\rho_{\text{ном}} N} \quad (10)$$

Выражение (10) позволяет оценить КПД насоса с учетом изменения вязкости рабочей среды при известных номинальных значениях его параметров на модельной рабочей жидкости, в качестве которой принята вода при температуре 20 °С.

При подаче насосом жидкость нагревается вследствие потерь энергии на трение в проточной части насоса и в элементах вспомогательного гидравлического тракта, например, в торцовой щели, подшипниках, гидродинамических и контактных уплотнениях.

Важное значение приобретает учет изменения вязкости жидкости при расчете НМБ, работающем в замкнутом контуре, например, в составе БИП, БИМ и др. В начальный период работы насоса температура жидкости в его проточной части ниже, чем после выхода на установившийся тепловой режим, и разница может достигать 100 °С и более. Поэтому в начальный период работы насоса мощность лопаточного и дискового трения, потери мощности в уплотнениях при постоянных параметрах насоса \dot{V} и ω будут больше, чем на установившемся режиме. Выполненные расчеты по программам [6; 7] показывают, что потери мощности на трение в проточной части насоса в начальный период работы по сравнению с установившим-

ся тепловым режимом могут отличаться в несколько раз, что необходимо учитывать при расчете не только самого насоса, но и его привода. Следовательно, необходимо проводить многовариантные расчеты параметров НМБ на все периоды его работы с учетом изменения температуры жидкости. Для установившегося теплового режима работы при расчете напора, мощности и КПД следует учитывать не только значение температуры жидкости, подводимой на вход насоса, но и ее подогрев при течении по каналам тракта, а также параметры насоса при испытании на модельной жидкости с учетом пониженных по угловой скорости режимов испытаний.

Библиографический список

1. Краева, Е. М. Особенности центробежных насосов с малым коэффициентом быстроходности / Е. М. Краева, В. П. Назаров // Проблемы и перспективы развития двигателестроения : сб. науч. тр. междунар. науч.-техн. конф. Самара, 2003. С. 92–94.
2. Гидродинамика пространственного потока и экспериментальные исследования его параметров в поле центробежных сил : отчет по НИР / Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т ; исполн. : Е. М. Краева. Красноярск, 2008, 50 с. № ГР-1826.2008.8.
3. Краева, Е. М. Высокооборотные насосы аэрокосмических систем малого расхода / Е. М. Краева ; Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. Красноярск. 2005.
4. Высокооборотные лопаточные насосы / Б. И. Боровский, Н. С. Ершов, Б. В. Овсянников и др. ; под ред. Б. В. Овсянникова, В. Ф. Чебаевского. М. : Машиностроение, 1975.
5. Краев, М. В. Малорасходные насосы авиационных и космических систем / М. В. Краев, Б. В. Овсянников, В. Л. Лукин. М. : Машиностроение. 1985.
6. Расчет высокооборотного центробежного насоса с открытым рабочим колесом : программа для ЭВМ. 18.02.2005 / М. В. Краев, И. Ю. Боровков, Е. М. Краева и др. М., 2005. № 2005610460.
7. Расчет высокооборотного центробежного насоса с полукрытым рабочим колесом : программа для ЭВМ от 11.01.2005 / М. В. Краев, И. Ю. Боровков, Е. М. Краева и др. М., 2005. № 2005610028.

Е. М. Краева

TO THE OPERATIONAL PARAMETERS CALCULATION OF CENTRIFUGAL PUMPS OF SMALL RAPIDITY

Features of operational parameters calculation of centrifugal pumps of small rapidity are considered during the work with various working liquids in a wide range of viscosity change. Dependences for parameters recalculation of the pumps received at modeling tests for operational parameters are resulted.

Keywords: centrifugal pump, model viscosity, parameters, power, pressure.