

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

В. И. МРОЧЕК, Т. В. МРОЧЕК, А. А. РОЩИНА

Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

Центробежные насосы относятся к лопастным динамическим гидромашинам. Благодаря своим достоинствам, к которым относятся высокая производительность, простота конструкции, невысокая стоимость, эти насосы получили наибольшее применение в системах водоснабжения и водоотведения. В связи с подачей больших объемов воды, работа этих систем характеризуется значительными затратами энергии. Поэтому исследования, направленные на оценку эффективности, совершенствование и поиск наиболее выгодных режимов работы центробежных насосов, являются, безусловно, актуальными.

В данной работе приведены результаты экспериментальных исследований центробежных насосов, выполненных на специально созданном для этих целей стенде.

Объектом исследований являлись центробежные насосы консольного типа 1К8/18.

Разработанный стенд позволяет проводить исследования одиночных насосов, а также исследовать совместную работу двух насосов при их последовательном и параллельном соединении.

Стенд состоит из двух одинаковых насосных агрегатов, гидробака, соединительной и регулирующей арматуры, пульта управления и информационно-измерительной системы. Для привода насосов используются асинхронные трехфазные электродвигатели ($N_{\text{ном}} = 1,5 \text{ кВт}$, $n_{\text{ном}} = 3000 \text{ об/мин}$). Все устройства стенда установлены на единой раме.

Информационно-измерительная система включает микропроцессорные датчики давления, позволяющие измерять избыточные и вакуумметрические давления, магнитный расходомер, приборы для измерения мощности. На стенде предусмотрена цифровая индикация результатов измерений, а также имеется возможность подключения к ПЭВМ.

В ходе экспериментальных исследований определены рабочие и кавитационные характеристики двух насосов. Установлено, что максимальные значения КПД испытанных насосов находятся в пределах 0,46...0,48, максимальные значения КПД насосных агрегатов – 0,36...0,40. По данным литературы, максимальные значения КПД центробежных насосов достигают 0,8, а это значит, что по отношению к лучшим современным конструкциям у испытанных насосов КПД ниже на 40,0...42,5 %. Полученные результаты свидетельствуют о необходимости

совершенствования конструкции насосов 1К8/18, в первую очередь, лопастной системы рабочего колеса.

Анализ кавитационных характеристик испытанных насосов показал, что критическое значение вакуумметрической высоты всасывания $H_v^{кр}$ составляет примерно 8 м.

На номинальном режиме работы (при подаче $8 \text{ м}^3/\text{ч}$) напор насосов находится в пределах $18,0 \dots 18,6 \text{ м}$. КПД насосов в диапазоне подач $(1,8 \dots 4,3) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ находится в пределах $0,40 \dots 0,48$.

Испытания насосов при их параллельном соединении показали, что в этом случае значительно расширяется диапазон подач. Установлено, что общий КПД агрегата превышает значение 0,4 в диапазоне подач $(3,3 \dots 8,2) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

При последовательном включении насосов напор агрегата практически удваивается по сравнению с напором одиночного насоса и достигает значения 40 м.

В настоящее время значительное внимание уделяется вопросам регулирования подачи насосных установок и поиску технических решений, позволяющих решать задачи энергосбережения. Применительно к центробежным насосам возможны два основных способа регулирования: дроссельное и частотное. Дроссельное регулирование обеспечивается за счет дросселирования (изменения сопротивления) сети. При частотном регулировании требуемая подача обеспечивается путем изменения частоты вращения вала насоса. При этом для привода насоса необходимо использовать электродвигатели с частотным регулированием.

Для оценки эффективности регулирования расхода авторами предложено использовать специальный показатель $l_{уд}$ (Дж/м³), представляющий собой удельную работу, затрачиваемую на подачу единицы объема жидкости от источника (бака) до потребителя:

$$l_{уд} = A/V ,$$

где A – работа (энергия), Дж; V – объем жидкости, на подачу которого затрачена энергия A , м³.

Значение $l_{уд}$ можно определить и из другого выражения:

$$l_{уд} = N_n / Q ,$$

где N_n – мощность насоса (на входе), Вт; Q – расход жидкости в сети, м³/с.

С использованием указанного оценочного показателя выполнен анализ эффективности дроссельного способа регулирования расхода.

Установлено, что при дроссельном регулировании, при изменении расхода с $5,2 \cdot 10^{-3}$ до $2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ $l_{уд}$ увеличивается с 230 до 450 кДж/м³, то есть

дроссельное регулирование (в данном случае уменьшение) расхода сопровождается значительными энергетическими потерями.