

УДК 502/504:626.83

КАМАЛЬ САБРА, СУЛЕЙМАН АЛИ МУНЗЕР

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования
«Московский государственный университет природообустройства»**ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ**

Одним из наиболее экономичных способов регулирования режима работы центробежных насосов в соответствии с изменяющимся режимом работы системы является изменение частоты вращения вала насоса. Однако работа насоса со слишком большим отклонением частоты вращения от своего номинального значения, параметры насоса существенно нарушаются. Для повышения надежности работы насосов необходимо определить граничные значения частот вращения, при которых происходят эти нарушения.

Регулирование режима работы центробежных насосов, преобразователь частоты вращения, расход воды, повышение надежности.

One of the most economical ways to control the operating mode of centrifugal pumps in accordance with the changing mode of the system operation is changing of the pump shaft speed. However under the pump operation with a too large speed deviation from the nominal value the pump parameters get significantly broken. Therefore to improve the reliability of the pumps operation it is necessary to determine boundary values of the rotation speed at which these violations occur.

Control of the operational mode of centrifugal pumps, rotary speed converter, water consumption, reliability growth.

Регулирование работы насосов с помощью изменения частоты вращения помогает решить следующие задачи [1]:

поддерживать заданное стабильное давление на напорном коллекторе станции или в водопроводной сети (в соответствии с заданием);

изменить подачу воды в соответствии с изменением водопотребления в системе;

обеспечить работу насосных агрегатов в рабочей зоне, препятствуя возникновению перегрузки, помпажа, кавитации;

обеспечить плавный пуск насосных агрегатов, предотвратить возникновение гидравлического удара в напорных коммуникациях насосных станций;

снизить энергопотребление до минимально возможного значения.

Изменение частоты вращения рабочего колеса n_1 и n_2 насоса ведет к изменению его рабочих параметров: Q_1 и Q_2 – расхода воды; H_1 и H_2 – напора воды; N_1 и N_2 – мощности насоса. При этом изменяется положение характеристик насоса. Пересчет характеристик насоса на другую частоту осуществляется с помощью так называемых формул приведения [2]:

$$Q_1/Q_2 = n_1/n_2; \quad (1)$$

$$H_1/H_2 = (n_1/n_2)^2; \quad (2)$$

$$N_1/N_2 \approx (n_1/n_2)^3. \quad (3)$$

Изменение частоты вращения не всегда возможно в широких пределах, так как оно зависит от преобразователя частоты вращения и характеристики трубопровода. Как показал эксперимент, работа насоса со слишком большим отклонением частоты вращения от своего номинального значения неэкономично или существенно нарушается. Для повышения надежности работы насосов необходимо определить граничные значения частот вращения, при которых происходят эти нарушения.

В отдельных частных случаях, например при работе одиночного насоса без статического напора, формулы приведения можно использовать для определения рабочих параметров насоса, работающего с измененной частотой вращения. При работе с противодавлением этого делать нельзя, так как рабочие параметры насоса зависят не только от его характеристики, но и от характеристики системы трубопроводов, на которую он работает [3].

Зависимость между расходом жидкости через трубопровод и напором, который требуется для обеспечения этого расхода, называется характеристикой трубопровода и описывается следующим уравнением [4]:

$$H_{\text{тр}} = H_{\text{г}} + SQ^2, \quad (4)$$

где $H_{\text{тр}}$ – напор в начале трубопровода (системы трубопроводов); $H_{\text{г}}$ – геодезическая высота подъема воды, м; S – коэффициент гидравлического сопротивления трубопровода.

Напорную характеристику центробежного насоса, работающего с переменной частотой вращения, рассчитываем так:

$$H = H_{\Phi} \cdot (n_1/n)^2 - S_{\Phi} Q^2, \quad (5)$$

где H_{Φ} и S_{Φ} – фиктивные параметры насоса; n_1 и n – переменное и номинальное значения частоты вращения насоса соответственно.

Совместным решением уравнений характеристик трубопровода (4) и насоса (5) относительно параметра Q получим зависимость изменения подачи насоса от его частоты вращения:

$$Q = Q_p \cdot \sqrt{\frac{\left(\frac{n_1}{n}\right)^2 - \left(\frac{H_{\text{г}}}{H_{\Phi}}\right)}{1 - \left(\frac{H_{\text{г}}}{H_{\Phi}}\right)}}, \quad (6)$$

где Q_p – расчетный расход.

Из (6) видно, что подача насоса зависит не только от частоты вращения, но от отношения $H_{\text{г}}/H_{\Phi}$, где $H_{\text{г}}$ – статическая составляющая напора, или противодействие.

Аналогичным образом получена зависимость изменения напора, развиваемого насосом, от его частоты вращения:

$$H = H_{\text{г}} + (1 + H_{\text{г}}) \cdot \sqrt{\frac{\left(\frac{n_1}{n}\right)^2 - \left(\frac{H_{\text{г}}}{H_{\Phi}}\right)}{1 - \left(\frac{H_{\text{г}}}{H_{\Phi}}\right)}}. \quad (7)$$

Из формул (6) и (7) видно, что насос прекращает свою работу, когда расход $Q = 0$, т. е.

$$\left(\frac{n_1}{n}\right)^2 - \left(\frac{H_{\text{г}}}{H_{\Phi}}\right) = 0; \quad (8)$$

$$\left(\frac{n_1}{n}\right)^2 = \left(\frac{H_{\text{г}}}{H_{\Phi}}\right). \quad (9)$$

Из формулы (7) видно, что насос прекращает свою работу, когда напор насоса равняется геодезическому напору. При этом получаем те же формулы (8) и (9).

Таким образом, минимальное значение частоты вращения насоса то, при котором сохраняются свои параметры:

$$n_{\text{min}} = n \cdot \sqrt{\frac{H_{\text{г}}}{H_{\Phi}}}. \quad (10)$$

Анализ формулы (10) показывает следующее:

при $H_{\text{г}}/H_{\Phi} > 0$, т. е. когда $H_{\text{г}}$ положительное и можно изменить частоту вращения от номинального значения частоты вращения насоса n до

$$n_{\text{min}} = n \cdot \sqrt{\frac{H_{\text{г}}}{H_{\Phi}}};$$

при $H_{\text{г}}/H_{\Phi} = 0$, т. е. когда $H_{\text{г}} = 0$ и можно изменить частоту вращения от номинального значения до нуля;

при $H_{\text{г}}/H_{\Phi} < 0$, т. е. когда $H_{\text{г}}$ отрицательное и можно изменить частоту вращения от номинального значения частоты вращения насоса n до нуля.

Для более углубленного определения граничных значений изменения частоты вращения насоса, при которой сохраняются свои параметры, были проведены экспериментальные исследования в лабораторных условиях.

Испытательная установка представлена на рисунке 1. Установка включает следующие элементы:

консольный моноблочный центробежный насос марки ADB-35abs. Его параметры: $Q_{\text{max}} = 35$ л/мин; $H_{\text{max}} = 35$ м; $N = 0,4$ кВт; $n = 2900$ об/мин;

металлический водовоздушный бак емкостью 60 л, установленный для создания противодействия;

преобразователь частоты вращения с ручным регулятором частоты вращения ($N = 0,4$ кВт).

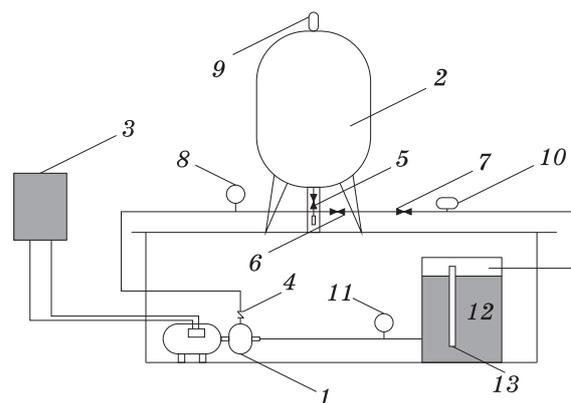


Рис. 1. Схема насосной установки: 1 – насос марки ADB-35abs; 2 – водовоздушный бак; 3 – преобразователь частоты вращения; 4 – обратный клапан; 5 – вентиль для отсоединения водовоздушного бака от сети; 6 – вентиль; 7 – вентиль для регулирования подачи насоса; 8, 9 – манометр; 10 – регулятор давления; 11 – вакуумметр; 12 – приемный бак; 13 – уровнемер

При проведении испытаний были определены следующие параметры: расход, частота вращения, давление на напорные линии и в водовоздушном баке, мощность электродвигателя и напряжение в сети.

Испытания проводили для двух случаев: *первый* – когда $H_r = 0$ и водовоздушный бак отсоединен от напорной линии насосной установки; *второй* – когда $H_r > 0$ и водовоздушный бак соединен с напорной линией (при изменении давления в баке с помощью компрессора смогли изменить статическое давление).

Результаты исследований. Для первого случая была изменена частота вращения от номинальной до значения частоты вращения 917 мин^{-1} (31 % от номинального), при которой невозможно фиксировать параметры насосной установки Q и H (рис. 2).

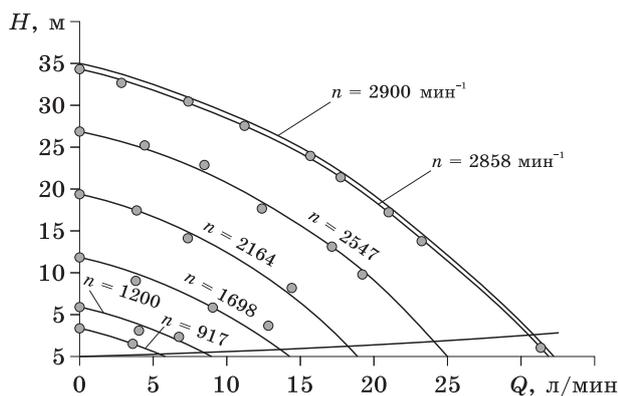


Рис. 2. Определение граничного значения частоты вращения для первого случая, когда $H_r = 0$ и воздушный бак отсоединен от напорной линии насосной установки

Для второго случая был присоединен водовоздушный бак и была определена разная частота вращения при разных H_r (рис. 3).

По результатам испытаний второго случая, когда $H_r > 0$ и воздушный бак соединен с напорной линией, установлено следующее:

при $H_r = 5 \text{ м}$, т. е. когда $H_r / H_\Phi = 0,15$ минимальное значение частоты вращения составляет 1287 об/мин – это 45 % от номинального значения. Это значение отличается от минимального значения частоты вращения на 14 %, которая определяется по формуле (10).

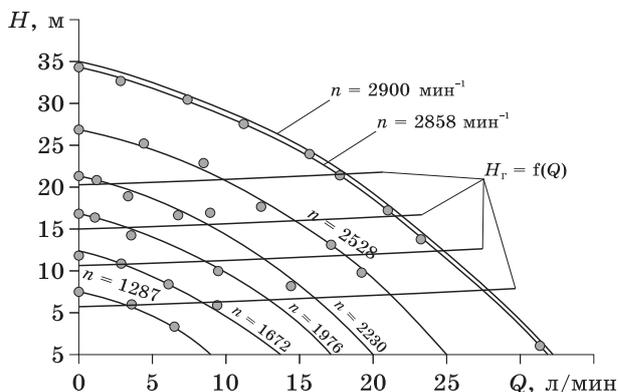


Рис. 3. Изменение частоты вращения для второго случая, когда $H_r > 0$ и воздушный бак соединен с напорной линией

При $H_r = 10 \text{ м}$, т. е. при $H_r / H_\Phi = 0,3$ минимальное значение частоты вращения составило 1672 об/мин (58 % от номинального). Это значение отличается от минимального значения частоты вращения, которое определяется по формуле (10), на 6,9 %.

При $H_r = 4,5 \text{ м}$, т. е. когда $H_r / H_\Phi = 0,42$ минимальное значение частоты вращения составило 1976 об/мин (69 % от номинального). Это значение отличается от минимального значения частоты вращения, которое определяется по формуле (10), на 6,2 %.

При $H_r = 20$, т. е. когда $H_r / H_\Phi = 0,58$ минимальное значение частоты вращения составило 2230 об/мин (78 % от номинального). Это значение отличается от минимального значения частоты вращения, которое определяется по формуле (10), на 2,4 %.

Выводы

Значение частоты вращения зависит от H_r (геодезической высоты подъема воды): чем больше H_r , тем меньше диапазон изменения частоты вращения.

По результатам исследований установлено, что минимальное значение частоты вращения, при котором насос сохраняет свои характеристики, в соответствии формулой (10) составляет 30 % от номинального значения.

Результаты исследований показали, что отклонение минимального значения изменения частоты вращения от расчетного минимального значения, которое рассчитывается по формуле (10), может достигать 14 %.

1. Лезнов Б. С. Энергосбережение и регулируемый привод в насосных и воздушных установках. – М.: Энергоатомиздат, 2006. – 360 с.

2. Совершенствование систем подачи и распределения воды / В. С. Гордиенко [и др.] // Водоснабжение и санитарная техника. – 2004. – № 4. – Ч. 2. – 48 с.

3. Воробьев С. В., Исхаков Ю. Б., Лезнов Б. С. Энергосбережения в системах водоснабжения и водоотведения: Экология в энергетике: Труды Второй международной научно-практической конференции. – М.: Изд-во МЭИ, 2005. – 160 с.

4. Объединенная система управле-

ния режимом работы насосных станций, подающих воду в общую сеть / Я. Н. Гинзбург [и др.] // Водоснабжение и санитарная техника. – 2005. – № 11. – 49 с.

Материал поступил в редакцию 04.09.13.

Сабра Камаль, аспирант

Али Мунзер Сулейман, кандидат технических наук, доцент кафедры «Насосы и насосные станции»

Тел. 8-499-231-12-07, 8-925-231-12-07

E-mail: munzer@yandex.ru

УДК 502/504:532.5:626.83

С. Ю. ПЕРЕВЕРЗЕВ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Московский государственный университет природообустройства»

СЕРИЯ РАСЧЕТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМОВ ДЛЯ КРУПНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Проведенная работа является расчетным исследованием переходных режимов в крупных насосных станциях.

Переходные режимы, напорный трубопровод, разрывы сплошности потока, отключение насоса.

The fulfilled work is a rated study of transitional modes at large pump stations.

Transitional modes, head pipeline, flow discontinuity, pump shutdown.

Цель исследовательских и демонстрационных программ по водоснабжению, орошению, судоходству и межбассейновому перераспределению стока – стимулирование новых технологий для внедрения. Неотъемлемой частью таких систем являются магистральные каналы с крупными насосными станциями (с подачей воды объемом более 10 м³/с) большой мощности.

Серия расчетов переходных режимов для крупных насосных станций проведена для случая подачи воды девятью вертикальными центробежными насосами марки 2400В-31.5/80 в индивидуальные стальные трубопроводы диаметром 3200 м и длиной около 1430 м, уложенные в грунт (рис. 1).

Трубопроводы соединены с водоприемником с помощью сифонов. Четырехквadrатные характеристики насосов 2400В-31.5/80 построены по данным испытаний модельного насоса с рабочим колесом 289 мм, полученным от ОАО НПО «Гидромаш». Насосы агрегатированы с синхронными электродвигателями частотой вращения 214,3 мин⁻¹ и маховым моментом $GD_{дв}^2 = 1500 \text{ тм}^2$. Поскольку данных по маховым моментам

насосов в каталогах не приводится, принято, что GD^2 насосного агрегата равен GD^2 двигателя (благодаря чему достигается некоторый запас в результатах расчета). Расчеты проведены при наибольшей геодезической высоте подъема воды $H_{г.макс} = 84,5$ м. Поскольку каждый насос подает воду в индивидуальный трубопровод, расчеты выполнены при одних и тех же начальных значениях: подача насоса 25,8 м³/с; напор насоса 88,3 м; скорость движения воды в трубопроводе 3,3 м/с.

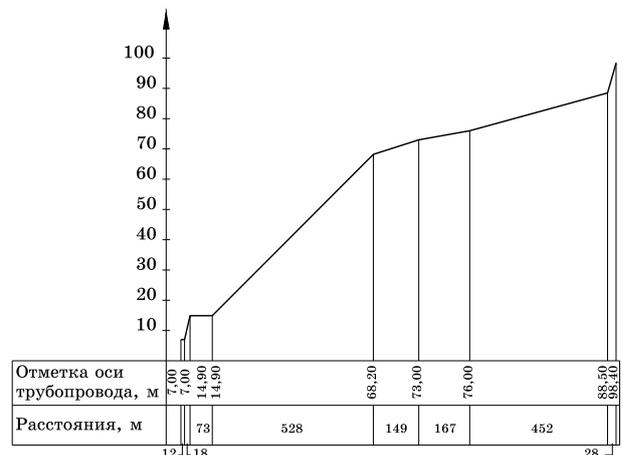


Рис. 1. Профиль напорного трубопровода