

УДК 621.311

ИССЛЕДОВАНИЕ СТЕПЕНИ ВЛИЯНИЯ СТАТИЧЕСКОГО НАПОРА СЕТИ НА ИЗМЕНЕНИЕ АКТИВНОЙ МОЩНОСТИ ПОТРЕБЛЕНИЯ НАСОСА

В. В. Павлов, А. А. Капанский

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь

Исследование экономического эффекта от внедрения частотного-электропривода на центробежные насосы основывается на классических формулах подобия, в соответствии с которыми мощность в кубической степени зависит от изменения скоростей вращения ротора насосного агрегата. Показано, что известные зависимости являются частным случаем, в котором не учитывается геометрический уровень водопроводной сети. Приведена оценка влияния статического напора сети на изменение мощности потребления насоса при частотном регулировании.

Ключевые слова: насосный агрегат, активная мощность потребления, статическая характеристика сети, напорная характеристика насоса.

INVESTIGATION OF THE DEGREE OF INFLUENCE OF THE STATIC HEAD OF THE NETWORK ON THE CHANGES IN THE ACTIVE POWER CONSUMPTION OF THE PUMP

V. V. Pavlov, A. A. Kapanski

Sukhoi State Technical University of Gomel, the Republic of Belarus

The study of the economic effect of the introduction of a frequency-electric drive on centrifugal pumps is based on the classical similarity formulas, according to which the power to a cubic degree depends on the change in the speed of rotation of the rotor of the pumping unit. The authors of the work show that the known dependencies are a special case in which the geometric level of the water supply network is not taken into account. The article provides an assessment of the influence of the static head of the network on the change in the power consumption of the pump during frequency regulation.

Keywords: pumping unit, active power consumption, static characteristic of the network, pressure characteristic of the pump.

Для исследования экономического эффекта от регулирования скорости вращения рабочего колеса электронасоса используются гидравлические характеристики насоса, которые соотносятся с известными уравнениями подобия [1, с. 57]:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}; \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2; \quad (1)$$

$$\frac{N_1}{N_2} \approx \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^3, \quad (2)$$

где Q_1, Q_2 – расход насоса в 1-м и 2-м режиме работы соответственно, м³/ч; H_1, H_2 – напор насоса в 1-м и 2-м режиме работы соответственно, м; N_1, N_2 – мощность насоса в 1-м и 2-м режиме работы соответственно, Вт; ω_1, ω_2 – скорость вращения

62 Секция 5. Энергосберегающие технологии и альтернативная энергетика

ротора в 1-м и 2-м режиме работы соответственно, с^{-1} .

Рассмотрим условие, при котором степенной показатель соотношения мощностей в формуле (2) равен $k = 3$. Для этого необходимо обратиться к классической формуле расчета мощности насоса, которая определяется величиной гидравлического напора, расхода и КПД агрегата в соответствии с формулой [1, с. 57]:

$$N = \frac{\rho Q H g}{\eta_n}, \quad (3)$$

где ρ – плотность перекачиваемой жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$; Q – подача воды, $\text{м}^3/\text{с}$; H – напор насоса, м; η_n – коэффициент полезного действия (КПД) насоса, отн. ед; g – ускорение свободного падения.

Зависимость (1) получаем как результат соотношения мощностей после постановки уравнений (1) и (3) при условии неизменности изменением КПД насосного агрегата, т. е. $\eta_{n1} = \eta_{n2}$ [2, с. 293].

Выполним детальный анализ уравнения (3). Для этого выразим фактический расход, напор и КПД через частоту вращения, статический и фиктивный напор (при нулевой подаче) агрегата [1, с. 56–57]:

$$Q = Q_{\text{НОМ}} \sqrt{\frac{H_{\phi} \left(\frac{\omega}{\omega_{\text{НОМ}}} \right)^2 - H_c}{H_{\phi} - H_c}}; \quad (4)$$

$$H = H_c + (H_{\text{НОМ}} - H_c) \frac{H_{\phi} \left(\frac{\omega}{\omega_{\text{НОМ}}} \right)^2 - H_c}{H_{\phi} - H_c}; \quad (4)$$

$$\eta_n = 1 - \frac{1 - \eta_{\text{НОМ}}}{\left(\frac{\omega}{\omega_{\text{НОМ}}} \right)^{0.36}}, \quad (5)$$

где $Q_{\text{НОМ}}$ – номинальная подача насоса, $\text{м}^3/\text{ч}$; H_c – статический напор насоса; определяется как разность геодезических отметок наивысшей точки подачи жидкости и места установки насоса, м; H_{ϕ} – фиктивный напор, м; $\omega_{\text{НОМ}}$ – номинальная частота вращения ротора насоса. $\eta_{\text{НОМ}}$ – номинальный КПД насосного агрегата.

Действительные корни уравнения, которые определяют наличие режима равновесия между характеристиками насоса и сети водоснабжения, будут существовать при выполнении условия $H_{\phi} \left(\frac{\omega}{\omega_{\text{НОМ}}} \right)^2 \geq H_c$. В противном случае при невыполнении условия корни уравнения примут мнимые значения. Такой режим определяет нерабочую зону насоса. Найдем граничную точку диапазона частот, перед которой это неравенство будет неверным:

$$\omega_{гр} = \omega_{ном} \sqrt{\frac{H_c}{H_\phi}}. \quad (6)$$

Таким образом, при $\omega \geq \omega_{гр}$ выполняется условие существования режима.

В формулах (4)–(6) произведем замену переменных $\frac{\omega}{\omega_{ном}}$ на ω_y . В этом случае ω_y представляет собой относительную частоту вращения ротора насоса.

Рассмотрим случай изменения мощности при котором $H_c = 0$. Путем подстановки в формулу (4) уравнений (5)–(7) с учетом введенной замены ω_y получим:

$$N = \frac{\rho Q_{ном} H_{ном} \omega_y^3 g}{1 - \frac{1 - \eta_{ном}}{\omega_y^{0,36}}}. \quad (7)$$

В числителе видим явную гиперболическую зависимость, в знаменателе – функцию ее растяжения, так как знаменатель меньше единицы, по оси мощностей.

При статическом моменте, не равном нулю, преобразование до вида формулы (7) громоздко и неудобно. Поэтому представим мощность как функцию двух переменных, зависящую от относительной частоты вращения ω_y и отношения $\frac{H_c}{H_\phi}$.

С помощью инструмента MathCad графически изобразим полученные результаты. Для удобства отображения графиков построим их в осях N_y, ω_y , где N_y – удельная мощность насоса, вычисляемая по формуле: $N_y = \frac{N}{N_{ном}}$. Все переменные, не зависящие от частоты, примем неизменными. Задаваясь различными значениями H_c / H_ϕ , изобразим семейство характеристик (рис. 1).

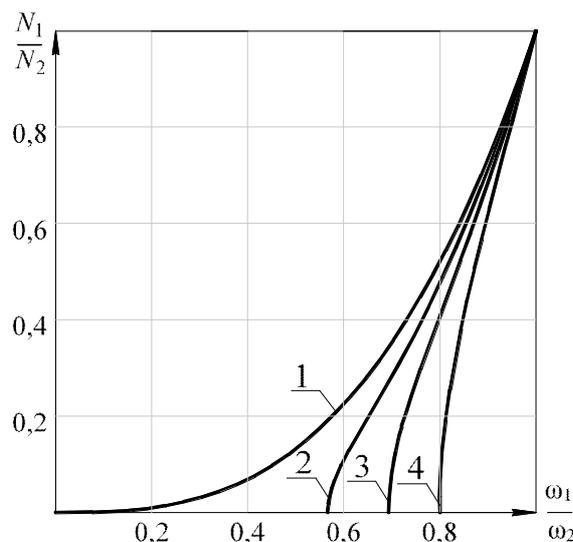


Рис. 1. Оценка влияния степени изменения мощности при частотном регулировании для различных соотношений H_c / H_ϕ

Сделаем вывод, что в проведенном исследовании показано влияние статического напора на форму частотной характеристики мощности. Доказано, что кубическая формула (2) является частным случаем, поэтому наличие знака равенства в уравнении неверно.

Литература

1. Фащиленко, В. Н. Регулируемый электропривод насосных и вентиляторных установок горных предприятий : учеб. пособие / В. Н. Фащиленко. – М. : Гор. кн., 2011. – 260 с.
2. Optimization of a variable frequency drive pump working on a water tower / N. V. Hruntovich [et al] // EDP Sciences : In E3S Web of Conferences. – 2019. – Vol. 124. – P. 05060.

УДК 536.3

**ИЗМЕРЕНИЕ ТЕПЛО ВЫДЕЛЕНИЯ ПРИ ГОРЕНИИ ДИЗЕЛЬНОГО
ТОПЛИВА МЕТОДОМ ГРАДИЕНТНОЙ ТЕПЛОМЕТРИИ**

А. В. Бикмулин, Н. Е. Кикоть, В. М. Проскурин, Ю. В. Андреев
*ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого», Российская Федерация*

Приведены результаты измерений тепловыделения при горении дизельного топлива, полученные методом термометрии и градиентной теплометрии. Проведено сравнение методик измерения. Подчеркивается преимущество применения градиентной теплометрии.

Ключевые слова: градиентная теплометрия, градиентные датчики теплового потока, термометрия, горение, тепловой поток.

**MEASUREMENT OF THE HEAT EXCHANGE DURING
THE COMBUSTION OF DIESEL FUEL BY THE METHOD
OF GRADIENT HEATMETRY**

A. V. Bikmulin, N. E. Kikot, V. M. Proskurin, Yu. V. Andreev
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russian Federation

This paper presents the results of measurements of heat exchange during the combustion of diesel fuel obtained by thermometry and gradient heatmetry. Comparison of measurement methods is carried out. The advantage of using gradient heatmetry is emphasized.

Keywords: gradient heatmetry, gradient heat flux sensors, thermometry, combustion, heat flux.

Для наиболее эффективной и безопасной работы котла необходим постоянный контроль параметров. В настоящее время системы управления водогрейных и паровых котлов повсеместно основываются на термометрии [1]. Данный способ является достаточно инерционным и малоинформативным. Для измерения локальных изменений характера горения пламени необходимо применять методику градиентной теплометрии.

Градиентные датчики теплового потока (ГДТП), разработанные в Санкт-Петербургском политехническом университете Петра Великого [2], [3], представляют собой анизотропный термоэлемент. Принцип действия основан на поперечном эффекте Зеебека [4]. При прохождении теплового потока через датчик в нем возникает поперечная разность температур, что генерирует пропорциональный этой разности термоЭДС. Неоспоримым преимуществом является высокое быстродействие датчиков [4].