

серія "Гірництво": Збірник наукових праць. – Київ: НТУУ «КПІ»: ЗАТ «Техновибух», 2008. - Вип. №16. С. 90-97.

А. Котыш, А. Сириков, М. Кубкин, В. Солдатенко

Расчет эффективности внедрения регулируемого электропривода в насосных установках

Приведена методика расчета экономии электроэнергии при внедрении регулируемого электропривода насосных установок. В методике учтены дополнительные потери в электродвигателе от несинусоидальности тока питания, а также КПД двигателя и преобразователя. Намечены направления совершенствования методики расчета.

A. Kotysh, O. Sirikov, M. Kubkin, V. Soldatenko

Calculation of the efficiency of implementation of regulated electric pumping plants

The method of calculating the cost of electricity in the implementation of controlled electric pump units. In the method takes into account the additional losses in the motor from nonsinusoidal current power and coefficient of efficiency engine and converter. The directions of improving methods of calculation.

Одержано 21.09.12

УДК 621.664 + 681.518.5

В.А. Зозуля, доц., канд. техн. наук, К.Ю. Кулешкова, асп.

Кировоградский национальный технический университет

Обґрунтування зменшення енерговитрат при визначенні коефіцієнта подачі шестеренного насоса

Отримані аналітичні залежностей коефіцієнта подачі досліджуваного шестеренного насоса від відносного тиску в порівнянні з тиском еталонного насоса, який він в змозі розвинути на наперед заданому навантаженні, стали основою для розробки нового енергозберігаючого способу визначення коефіцієнта подачі досліджуваного насоса.

шестеренний насос, коефіцієнт подачі, еталонний насос, робочий об'єм насоса, внутрішні витоки

Шестеренні в порівнянні з іншими типами об'ємних гідромашин (поршневыми і пластинчастими) мають ряд істотних переваг, серед яких висока питома потужність в розрахунку на одиницю маси й об'єму насоса, простота конструкції та низька собівартість виготовлення і експлуатації, які на порядок менше, ніж інших типів об'ємних гідромашин, нечутливість до забруднень, що дозволяє експлуатувати шестеренні насоси (НШ) в умовах високої запиленості. Ці якості дозволили НШ знайти найширше розповсюдження в різноманітних областях техніки починаючи з сільськогосподарських, дорожніх, будівельних і меліоративних машин, машин гірничої та добувної техніки і закінчуючи авіаційною промисловістю. Слід зазначити також, що Україна як і раніше залишається провідним виробником і постачальником НШ в країні ближнього і далекого зарубіжжя.

Важливим етапом виробництва НШ, розробки нових НШ, модернізації існуючих конструкцій НШ, а також періодичній перевірці насосів, що випускаються серійно, є визначення і перевірка їх функціональних показників. До основних функціональних показників НШ слід віднести тиск, який спроможний створити НШ, робочий об'єм насоса, подачу, коефіцієнту подачі (КП), механічний і загальний ККД, а також потужність, що розвиває НШ.

Вищезгадані дослідження функціональних показників звичайно проводяться на спеціальних стендах обладнаних відповідною апаратурою та вимірювальним приладами. Визначення функціональних показників насоса, що досліджується регламентується ДСТУ 2192 -93 «Гідроприводи об'ємні. Насоси об'ємні та гідромотори», і ГСТУ 3-25-180-97 «Насоси шестеренні об'ємного гідроприводу» [1, 2].

Одним з основних показників, який наперед всього характеризує якість НШ, як гідромашини є КП, який визначають шляхом закачування робочої рідини в спеціальній мірний бак при певних значеннях тиску і частоти обертання НШ і порівняння отриманих результатів з теоретичною подачею НШ.

Процес вимірювання КП відрізняється високою трудомісткістю і надзвичайно великим енергетичними витратами. При цьому значна частка енергетичних витрат стосується кондиціонування робочої рідини. Адже відомо, що визначення гідравлічних показників НШ, зокрема КП у відповідності з технічним вимогами повинно відбуватись при певній в'язкості робочої рідини – 55...70 мм²/с. Відомо, що в'язкість робочої рідини суттєво залежить від температури, а тому випробування проводять в діапазоні температур 35⁰С...50⁰С. Ємність бака з робочою рідиною сягає 2,5...3,5 м³, а тому підтримання постійної температури такої маси робочої рідини енерговитратний процес. А тому наукові дослідження спрямовані на підвищення ефективності технологічного процесу випробування НШ шляхом автоматизації і управління стендом для випробування в процесі дослідження і контролю функціональних параметрів НШ є необхідними, своєчасними і актуальними

При визначенні КП НШ сумарні енерговитрати складаються з наступних складових. Згідно з і ГСТУ 3-25-180-97 [1] в процесі виробництва НШ визначення КП слід проводити при номінальному тиску і номінальній потужності. Для НШ третього виконання НШ 32 – 3 УК режими випробування становлять тиск $p = 16,0$ МПа і частота обертання $n = 40$ об/с, а отже витрати енергії на проведення випробувань складуть:

$$E = p \cdot n \cdot V_{мб}, \quad (1)$$

де $V_{мб}$ - ємність мірного баку стенду, $V_{мб} = 39,960$ дм³.

Підрахунки показують, що витрати на проведення цих випробувань становлять 639360 Дж або 0,1776 кВт час.

В процесі періодичних випробувань згідно з і ГСТУ 3-25-180-97 [1] визначення КП слід проводити для НШ третього виконання при тиску $p_i = 5,5; 10,0; 16,0$ і 21 МПа і частоті обертання $n_j = 8,33; 16,0; 25,0; 32,0$ і 40 об/с, а отже витрати енергії на проведення періодичних випробувань будуть становити

$$E = V_{мб} \cdot j \cdot \sum_{i=1}^4 p_i, \quad (2)$$

де i - кількість випробувань в залежності від тиску, що розвиває НШ, $i = 5$;

j - кількість випробувань в залежності від кількості частот обертання, при яких проводять випробування НШ, $m = 5$.

Підрахунки показують, що витрати на проведення періодичних випробувань становлять.

$$E_{\Sigma} = 39,96 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot (5 + 10 + 16 + 21) \cdot 10^7 = 103896 \text{ КДД} = 28,86 \text{ кВт} \cdot \text{час}.$$

Окрім цього значна частка енергії витрачається на кондиціонування всього об'єму робочої рідини (РР) – нагрівання взимку і охолодження влітку, а це становить не менше ніж $2,5 \text{ м}^3$. Так на нагрівання $2,5 \text{ м}^3$ робочої рідини стенда на 25°C необхідно витратити:

$$E_{PP} = C_p \cdot \rho \cdot V \cdot \Delta T = 2,0 \cdot 890 \cdot 2,5 \cdot 25 = 30,9 \text{ кВт} \cdot \text{час},$$

де C_p - питома теплоємність робочої рідини $C_p = 2,0 \text{ кДж}/(\text{кг}^{\circ}\text{C})$;

ρ - щільність робочої рідини $\rho = 890 \text{ кг}/\text{м}^3$;

V - об'єм робочої рідини в стенді $V = 2,5 \text{ м}^3$;

ΔT - температура на яку необхідно нагріти робочу рідину, для виконання технічних умов на визначення КП НШ, $\Delta T = 25^{\circ}\text{C}$.

Нами пропонується спосіб визначення КП дослідного НШ шляхом порівняння його КП з КП еталонного зразка НШ. Під еталонним НШ будемо розуміти такий НШ, в якому нам відомий його КП - $\eta_{ет}$.

У відповідності з визначенням КП можемо записати

$$\eta_{дос} = 1 - \frac{q_{дос}}{Q_m}, \quad (3)$$

де $q_{дос}$ - внутрішні втрати РР насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

Q_m - теоретична подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$.

або

$$\eta_{дос} = 1 - \frac{q_{дос}}{V_0 \cdot n}, \quad (4)$$

де n - частота обертання НШ, $\text{об}/\text{с}$;

V_0 - робочий об'єм НШ, м^3 .

По аналогії з законом Ома внутрішні втрати РР НШ можна визначити у відповідності з залежністю

$$q_{дос} = \frac{P_{дос}}{G_{вт\ дос}}, \quad (5)$$

де $P_{дос}$ - тиск, що розвиває дослідний зразок НШ при заданому зовнішньому навантаженні, Па;

$G_{вт\ дос}$ - внутрішній гідравлічний опір дослідного НШ, $\frac{\text{Па} \cdot \text{с}}{\text{м}^3}$.

Тоді з урахуванням (4) і (5) можемо записати

$$\eta_{дос} = 1 - \frac{P_{дос}}{G_{вт\ дос} \cdot V_0 \cdot n}. \quad (6)$$

З іншого боку по аналогії з (5) можемо записати вираз для визначення подачі насоса при визначеному його навантаженні:

- для еталонного насоса

$$Q_{ет} = \frac{P_{ет}}{G_{др}}; \quad (7)$$

- для дослідного насоса

$$Q_{\text{дос}} = \frac{P_{\text{дос}}}{G_{\text{др}}}, \quad (8)$$

де $Q_{\text{ет}}$ і $Q_{\text{дос}}$ - відповідно подача еталонного і дослідного насоса, м³/с;

$G_{\text{др}}$ гідравлічний опір дроселя, яким створюється навантаження на насосі,
 $\frac{Па \cdot с}{м^3}$.

З виразів (7) і (8) маємо:

$$G_{\text{др}} = \frac{P_{\text{ет}}}{Q_{\text{ет}}}, \quad (9)$$

$$G_{\text{др}} = \frac{P_{\text{дос}}}{Q_{\text{дос}}}. \quad (10)$$

Прирівнявши ліві частини рівнянь (9) і (10), отримаємо

$$\frac{P_{\text{ет}}}{Q_{\text{ет}}} = \frac{P_{\text{дос}}}{Q_{\text{дос}}}. \quad (11)$$

Подачу еталонного і дослідного насосів НШ можна знайти у відповідності з виразами:

$$Q_{\text{ет}} = V_0 \cdot n \cdot \eta_{\text{ет}}, \quad (12)$$

$$Q_{\text{дос}} = V_0 \cdot n \cdot \eta_{\text{дос}} \quad (13)$$

Підставивши значення (12) і (13) в (11), отримаємо

$$\frac{P_{\text{ет}}}{V_0 \cdot n \cdot \eta_{\text{ет}}} = \frac{P_{\text{дос}}}{V_0 \cdot n \cdot \eta_{\text{дос}}}, \quad (14)$$

або

$$\frac{P_{\text{ет}}}{\eta_{\text{ет}}} = \frac{P_{\text{дос}}}{\eta_{\text{дос}}}, \quad (15)$$

З (15), з урахуванням виразу (4) можемо записати

$$\eta_{\text{дос}} = \frac{P_{\text{дос}} \cdot \frac{q_{\text{ет}}}{V_0 \cdot n}}{P_{\text{ет}}}, \quad (16)$$

Але по визначенню

$$\frac{q_{\text{ет}}}{V_0 \cdot n} = \eta_{\text{ет}} \quad (17)$$

Тому з урахуванням (17), отримаємо

$$\eta_{\text{дос}} = \frac{P_{\text{дос}} \cdot \eta_{\text{ет}}}{P_{\text{ет}}} = \frac{P_{\text{дос}}}{P_{\text{ет}}} \cdot \eta_{\text{ет}} = p_{\text{від}} \cdot \eta_{\text{ет}}, \quad (18)$$

де $p_{\text{від}}$ - відносний тиск в порівнянні з еталонним насосом.

Отже з (18) маємо залежність для визначення КП дослідного НШ безпосередньо по тиску, який від розвиває на заданому навантаженні. Спираючись на отримані залежності спосіб визначення КП дослідного насоса полягає в наступному.

По перше необхідно створити базу даних, в якій відображено положення дроселя в залежності від температури РР, частоти обертання НШ і тиску, що створює еталонний НШ.

В процесі визначення КП дослідного НШ, по-перше вимірюють температуру РР. По – друге задають тиск і частоту обертів НШ, при яких хочуть виміряти його КП. В

залежності від цих показників автоматично відбувається регулювання положення дроселя для створення відповідного навантаження насоса. Включають привід НШ і вимірюють який тиск фактично розвиває дослідний НШ. Коефіцієнт подачі дослідного НШ визначають у відповідності з залежністю (18.)

Зауважимо, що оскільки ми маємо відомості про КП еталонного насоса, то результати визначення КП дослідного насоса не залежать від в'язкості, а отже і від температури РР.

Отримані аналітичні залежностей КП досліджуваного шестеренного насоса від відносного тиску в порівнянні з тиском еталонного насоса, який він в змозі розвинути на наперед заданому навантаженні, стали теоретичним підґрунтям нового енергозберігаючого способу визначення КП досліджуваного насоса.

Список літератури

1. Насоси шестеренні об'ємного гідроприводу. Технічні умови. ГСТУ 3-25-180-97. – К.: Мінпром політики України, 1998. – 48 с
2. ДСТУ 2192-93 Гідроприводи об'ємні. Насоси об'ємні та гідромотори. ДСТУ 2192-93. – Загальні технічні вимоги. Чинний від 1.07.94 р.

В. Зозуля, К. Кулешкова

Обґрунтування зменшення енерговитрат при визначенні коефіцієнта подачі шестеренного насоса

Полученные аналитические зависимости коэффициента подачи исследуемого шестеренного насоса от относительного давления по сравнению с давлением эталонного насоса, которое он в состоянии развить на наперед заданной нагрузке, стали основой для разработки нового энергосберегающего способа определения коэффициента подачи исследуемого насоса.

V. Zozula, K. Kuleshkova

Ground of diminishing of energovitrat at certain coefficient of serve of cog-wheel pump

Got analytical dependences of coefficient of serve of the probed cog-wheel pump on relative pressure as compared to pressure of standard pump, which he is able to develop on the in advance set loading, became basis for development of new energysaving method of determination of coefficient of serve of the probed pump.

Одержано 21.09.10