

## ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДА ГІДРОМАНІПУЛЯТОРА

Крилов В.В., к.т.н., доцент,  
Коломієць С. М., к.т.н., доцент  
Таврійський державний агротехнологічний університет  
Тел.(0619) 42-24-36

**Анотація** – у статті наведений аналіз та результати досліджень гідравлічних характеристик привода гідроманіпулятора при проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт.

**Ключові слова** – привод, гідроманіпулятор, гідронасос, робоча рідина.

*Постановка проблеми.* Встановлено, що на розворот грейфера істотно впливає перетікання робочої рідини з порожнини нагнітання в порожнину зливу неповноповоротного ротатора [3]. Дослідження впливу гідравлічних характеристик неповноповоротного ротатора на ефективність його роботи є досить актуальним на сьогоднішній день.

*Аналіз останніх досліджень.* З аналізу літературних джерел можна зробити висновок, що питання дослідження впливу гідравлічних характеристик на якість роботи неповноповоротного ротатора при виконанні навантажувально-розвантажувальних робіт на сьогоднішній день потребує подальшого вивчення.

*Формулювання цілей статті.* Мета роботи – отримати залежності для оптимізації гідравлічних характеристик неповноповоротного ротатора, що сприятиме підвищенню ефективності його роботи.

*Основна частина.* Внутрішнє перетікання робочої рідини оцінюють коефіцієнтом  $\sigma$ , пропорціональним перепаду тиску  $\Delta p$  між порожнинами нагнітання і зливу ротатора, а також об'ємним коефіцієнтом корисної дії  $\eta_v$ . Знайдемо зв'язок між об'ємним к.к.д. та коефіцієнтом  $\sigma$ .

Об'ємний к.к.д. ротатора знаходимо за формулою

$$\eta_v = \frac{Q_T}{Q_D}, \quad (1)$$

де  $Q_T$  – об'єм робочих порожнин ротатора;  
 $Q_D$  – витрата робочої рідини, що пройшла через ротатор за один робочий цикл.

Знаючи, що

$$Q_D = Q_T + \sigma \Delta p, \quad (2)$$

отримаємо

$$\eta_v = \frac{Q_T}{Q_T + \sigma \Delta p} \quad (3)$$

або

$$\sigma = \frac{Q_T (1 - \eta_v)}{\Delta p \eta_v}. \quad (4)$$

Для визначення об'ємного к.к.д.  $\eta_v$  використовуємо метод балансу потужності гідропривода

$$N_{ep} = N_H \eta_H \eta_P \eta_M, \quad (5)$$

де  $N_{ep}$  - ефективна потужність ротатора;  
 $N_H$  - потужність на валі гідронасоса;  
 $\eta_H$  - повний к.к.д. гідронасоса;  
 $\eta_P$  - повний к.к.д. ротатора;  
 $\eta_M$  - гідравлічний к.к.д. магістралей, що з'єднують гідронасос і ротатор.

Ефективну потужність ротатора визначаємо за формулою

$$N_{ep} = M \omega, \quad (6)$$

де  $M$  – усталений обертаючий момент на валі ротатора;  
 $\omega$  – усталена кутова швидкість вала ротатора.  
Повний к.к.д. ротатора знайдемо з виразу

$$\eta_P = \eta_v \eta_{mex}, \quad (7)$$

де  $\eta_{mex}$  - коефіцієнт корисної дії, що враховує механічні втрати у вузлах ротатора.

Втрати потужності за рахунок тертя рідини об стінки

трубопроводів враховують гідравлічним коефіцієнтом корисної дії  $\eta_M$ ,

$$\eta_M = 1 - \frac{\Delta p'}{p_H}, \quad (8)$$

де  $\Delta p'$  - втрати тиску, пов'язані з перетіканням робочої рідини;  
 $p_H$  - тиск робочої рідини у магістралі.

Величину  $\Delta p'$  можна вирахувати як

$$\Delta p' = \frac{Cv}{g} v \frac{l_{\pi}}{d^2}, \quad (9)$$

де  $C$  – коефіцієнт, залежний від типу рідини;  
 $v$  – кінематична в'язкість рідини;  
 $l_{\pi}$  – приведена (наведена, подана) довжина трубопроводу;  
 $d$  – діаметр трубопроводу;  
 $v$  – швидкість руху рідини.

З урахуванням місцевих опорів знайдемо приведену довжину трубопроводу

$$l_{\pi} = l + 1350 n_{\Sigma} d, \quad (10)$$

де  $n_{\Sigma}$  - сумарний коефіцієнт з урахуванням місцевих втрат.  
Визначивши  $\eta_p$  з рівняння (5) і порівнюючи з  $\eta_p$  з рівняння (7),  
отримаємо

$$\eta_p = \frac{N_{ep}}{N_H \eta_H \eta_M} = \eta_v \eta_{mex}. \quad (11)$$

Оскільки теоретичний обертаючий момент на валі ротатора

$$M_T = \frac{B \Delta p}{8} (D^2 - d^2), \quad (12)$$

де  $B$  - ширина лопаті ротатора;  
 $D, d$  - діаметр циліндра і діаметр вала ротатора, відповідно,  
то

Визначивши  $\eta_v$  з рівнянням (11) і підставивши в нього значення  
з рівнянь (6,12,13), отримаємо

$$\eta_v = \frac{\omega V \Delta p (D^2 - d^2)}{8 N_H \eta_H \eta_M}. \quad (14)$$

Таким чином, для визначення об'ємного к.к.д. необхідно експериментально знайти кутову швидкість вала ротатора  $\omega$ , перепад тиску  $\Delta p$  і потужність на валі гідронасоса  $N_H$ .

Для реєстрації потужності гідронасоса  $N_H$  застосовували ватметр-самописець М-348, ввімкнений в електричну схему електродвигуна привода насоса.

Після статистичної обробки результатів експериментальних даних отримано рівняння регресії

$$\eta_v = -0,0174 + 0,07082 \omega \Delta p. \quad (15)$$

Очевидно, що об'ємний коефіцієнт корисної дії ротатора пов'язаний з жорсткістю гідропривода  $c_r$ ,

$$c_r = \frac{M}{\varphi}, \quad (16)$$

де  $\varphi$  - кут повороту вала ротатора від дії обертаючого момента  $M$  при «замиканні» гідророзподільвачем порожнини нагнітання і зливу.

Якщо у якості залежної змінної вибрати  $c_r$ , а незалежної -  $\eta_v$ , то при обробці результатів експериментальних даних отримаємо регресійне рівняння

Це рівняння справедливе в діапазоні зміни об'ємного к.к.д. від 0,1 до 0,9.

Таким чином, для визначення коефіцієнта внутрішнього перетікання  $\sigma$  за формулою (4) і жорсткості гідропривода ротатора  $c_r$  за формулою (16) необхідно знайти об'ємний к.к.д. за формулою (15).

Як відзначали ряд авторів [1, 2], об'ємний к.к.д. неповноповоротного ротатора з прямокутною робочою лопаттю має низькі значення (0,3...0,5). Підвищити його досить важко, особливо при малих кутових швидкостях розвороту грейфера, тому що об'єм робочої рідини, що поступає в нагнітальну порожнину ротатора, можна співставити з внутрішнім перетіканням робочої рідини з порожнини нагнітання в порожнину зливу ротатора.

*Висновки.* Наведені залежності дають змогу оптимізувати гідравлічні характеристики привода гідроманіпулятора з метою

підвищення ефективності його роботи.

Література

- 1 *Желтобрюхов А.Н.* Определение утечек масла при движении пластины в поворотном гидродвигателе: книга: Гидропривод и гидропневмоавтоматика / *А.Н. Желтобрюхов.*– Киев: Техника, 1974.- № 15.- С. 62-63.
- 2 *Крылов В.В.* Динамика гидропривода неполноповоротного ротатора с жестким подвесом грейфера / *В.В. Крылов* // Изв. высш. учеб. заведений. Лесн. журн.- 1982.- №4.- С. 70-73.
- 3 *Таубер Б.А.* Подъемно-транспортные машины / *Б.А. Таубер.*– М.: Лесн. пром-сть, 1980. – 456 С.

## **ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДА ГИДРОМАНИПУЛЯТОРА**

Крылов В.В., Коломиец С. М.

### **Аннотация**

**В статье приведен анализ и результаты исследований гидравлических характеристик привода гидроманипулятора при проведении погрузочно-разгрузочных работ.**

## **THE RESEARCH OF GIDRAVLIK ROTATOR'S CHARACTERISTICS**

V. Krylov, S. Kolomiyets

### ***Summary***

**The analysis of the state and results researches of hydraulic descriptions of mimeograph during conducting of loading – unloading works is resulted in the article.**