



УДК.635.64:631.55

ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК МОМЕНТНОГО ГІДРОЦИЛІНДРА

Крилов В.В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.(0619) 42-24-36

Анотація – у статті наведено аналіз стану та результати досліджень гідравлічних характеристик моментного гідроциліндра при проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт.

Ключові слова – вантаж, гідроманіпулятор, момент інерції, моментний гідроциліндр.

Постановка проблеми. Для механізації навантажувально-розвантажувальних робіт останнім часом на базі тракторів і автомобілів, що випускаються серійно, створені конструкції машин, обладнаних гідравлічними маніпуляторами. Останні оснащуються змінними робочими органами - грейферами і кліщовими захватами.

Теоретично встановлено, що на розворот грейфера істотно впливає перетікання робочої рідини з порожнини нагнітання в порожнину зливу моментного гідроциліндра [1]. Визначення внутрішнього перетікання робочої рідини досить утруднене, оскільки в спряжених деталях моментного гідроциліндра невідомі зазори. Отже, дослідження впливу гідравлічних характеристик моментного гідроциліндра на ефективність його роботи є досить актуальним на сьогодні.

Аналіз останніх досліджень. З аналізу літературних джерел [1, 2] можна зробити висновок, що питання дослідження впливу гідравлічних характеристик на якість роботи моментного гідроциліндра при виконанні навантажувально-розвантажувальних робіт нині потребує подальшого вивчення.

Формулювання цілей статті. Мета роботи – дослідження впливу гідравлічних характеристик моментного гідроциліндра на ефективність його роботи.

Основна частина. Внутрішнє перетікання робочої рідини оцінюють коефіцієнтом σ , пропорційним перепаду тиску Δp між порожнинами нагнітання і зливу моментного гідроциліндра, а також об'ємним коефіцієнтом корисної дії η_v . Знайдемо зв'язок між об'ємним к.к.д. та коефіцієнтом σ .

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 моментного гідроциліндра;
 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. η_v використовуємо метод балансу потужності гідропривода

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

де N_{ep} – ефективна потужність моментного гідроциліндра ротатора;

N_H – потужність на валі гідронасоса;

η_H – повний к.к.д. гідронасоса;

η_P – повний к.к.д. моментного гідроциліндра;

η_M – гідравлічний к.к.д. магістралей, що з'єднують гідронасос і моментний гідроциліндр.

Ефективну потужність ротатора визначаємо за формулою

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

де M – усталений обертаючий момент на валу моментного гідроциліндра;

ω – усталена кутова швидкість вала моментного гідроциліндра.

Повний к.к.д. моментного гідроциліндра знайдемо з виразу

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

де η_{mex} – коефіцієнт корисної дії, що враховує механічні втрати у вузлах моментного гідроциліндра.

Втрати потужності за рахунок тертя рідини об стінки трубопроводів враховують гідравлічним коефіцієнтом корисної дії η_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

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

де C – коефіцієнт, залежний від типу рідини;

v – кінематична в'язкість рідини;

l_{π} – 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_{Σ} – сумарний коефіцієнт з урахуванням місцевих втрат.

Визначивши η_p з рівняння (5) і порівнюючи з η_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 валу моментного гідроциліндра

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

де B – ширина лопаті моментного гідроциліндра;

D, d – діаметр циліндра і діаметр вала ротатора

$$M = M_T \eta_{mex}. \quad (13)$$

Визначивши η_v з рівнянням (11) і підставивши в нього значення з рівнянь (6, 12, 13), отримаємо:

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

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 моментного гідроциліндра пов'язаний з жорсткістю гідропривода c_r ,

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

де φ – кут повороту вала моментного гідроциліндра від дії обертаючого момента M при «замиканні» гідророзподільвачем порожнини нагнітання і зливу.

Якщо у якості залежної змінної вибрати c_r , а незалежної - η_v ,

то при обробці результатів експериментальних даних отримаємо регресійне рівняння:

$$c_r = 357,16 + 1076,62\eta_v^2. \quad (17)$$

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

Таким чином, для визначення коефіцієнта внутрішнього перетікання σ за формулою (4) і жорсткості гідропривода 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. моментного гідроциліндра 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 моментного гідроциліндра, можна співставити з внутрішнім перетіканням робочої рідини з порожнини нагнітання в порожнину зливу.

Висновок. З наведеного можна зробити висновок, що моментні гідроциліндри з прямокутною робочою лопаттю найбільш ефективні при максимальних кутових швидкостях розвороту грейфера.

Література.

1. *Желтобрюхов А.Н.* Определение утечек масла при движении пластины в поворотном гидродвигателе / *А.Н.Желтобрюхов* – В кн.: Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – Киев: Техника, 1974. – с. 62-63.
2. *Таубер Б.А.* Подъемно-транспортные машины / *Б.А.Таубер* – М. : Лесн. пром-сть, 1980. – 456 с.

ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК МОМЕНТНОГО ГИДРОЦИЛИНДРА

Крылов В.В.

Аннотация – в статье приведен анализ и результаты исследований гидравлических характеристик моментного гидроцилиндра при проведении погрузочно-разгрузочных работ.

THE RESEARCH OF ROTARY RAIN CHARACTERISTICS

V. Krylov

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.