

УДК 621.941-229.3:531.133

Шалапай В. В., аспірант
 Мачуга О. С., докт. техн. наук, професор
 Національний лісотехнічний університет України, oleg_mach@ukr.net

ВТРАТИ ПОТУЖНОСТІ У ГІДРОЦИЛІНДРІ ВНАСЛІДОК ПРОТІКАННЯ ГІДРАВЛІЧНОЇ РІДИНИ ЧЕРЕЗ НЕЩІЛЬНІСТЬ

Знос елементів ущільнювачів в гідравлічних системах призводить до поступового потрапляння гідравлічної рідини в неробочі порожнини гідромашин. Хоча цей процес візуально не виявляється, він спричиняє непродуктивні втрати потужності гідроприводу, що, в свою чергу, призводить до надмірних витрат палива та мастила та втрат потужності на робочих органах.

Завдання дослідження: - уточнення механізмів витікання рідини через ущільнення гідроциліндрів; встановлення залежності величини "просідання" поршня та визначення залежності ККД (об'ємних втрат) від величини нещільності.

Гідроциліндр вибирають таким чином, щоб його номінальні характеристики відповідали параметрам помпи. Втрати потужності в елементах системи внаслідок стирання ущільнюючих елементів можуть призвести до неоптимальних режимів роботи гідродвигуна, що зумовлює зниження ефективності гідроприводу в цілому. В даному дослідженні розроблено математичну модель, яка дає змогу аналітично пов'язати розмір нещільності з втратою робочої рідини. Ця модель сформована із позицій ексергійного підходу [1,2].

Розглянуто механічну систему «гідравлічний циліндр – ущільнений поршень – стиснена гідравлічна рідина». На поршень з одного боку діє тиск p , а з іншого – діє зовнішня сила F , що прикладена до штоку поршня (рисунок 1). У напірний патрубок подається рідина з подачею Q , що спричиняє рух поршня вправо. Окрім того, внаслідок існування нещільності між гумовим чи полімерним ущільнювачем та корпусом гідроциліндра, рідина під дією тиску p може перетікати з робочої порожнини WC в штокову порожнину RC .

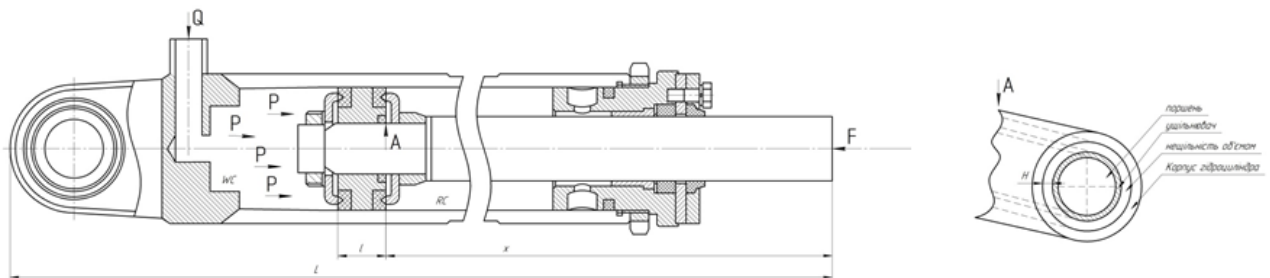


Рис. 1 – Схема навантаження гідроциліндра зовнішньою силою

Застосування ексергійного підходу уможливили оцінити величину «просідання» поршня наступним чином [3]:

$$\Delta x \geq \frac{F}{\frac{3}{4} \pi \frac{D^3}{H^3} \mu l} \Delta t \quad (1)$$

За даними [4] вибрано технічні характеристики для трьох гідравлічних олів, для яких виконано розрахунки: 1. ВМГЗ; 2. МГЕ-46В; 3. МГЕ-10А.

Із (1) отримано вираз втрат рідини в залежності від робочого тиску:

$$\Delta Q = \frac{4 H^3}{3 D^3} \frac{p}{\pi \mu l} \quad (2)$$

Співставляючи вираз (2) із загальноприйнятою оцінкою втрат рідини [5]:

$$\Delta Q = p k_{em} \quad k_{em} = (0,5 \dots 1,5) \cdot 10^{-6} \frac{M^3}{MPa} \quad (3)$$

де k_{em} – коефіцієнт втрат, уточнюється у залежності від розміру нещільності:

$$k_{em} = \frac{4 H^3}{3 D^3} \frac{p}{\pi \mu l} \quad (4)$$

Отриманий результат доцільно використовувати в практичних розрахунках гідроприводу. Можливе й зворотнє застосування таких результатів – за величиною просідання визначати розмір нещільності.

Припускаючи, що швидкість робочого органу 5 м/с, тоді робочі витрати:

$$\Delta Q_{роб} = v \cdot \frac{\pi D^2}{4} = 0,039 \frac{M^3}{c} \quad (5)$$

Відносно цієї величин витрат рідини, знайдено коефіцієнт корисної дії і побудовано відповідні графіки. Загальний характер залежності $\eta = \eta(H)$ є низхідним (див. рис. 2 а).

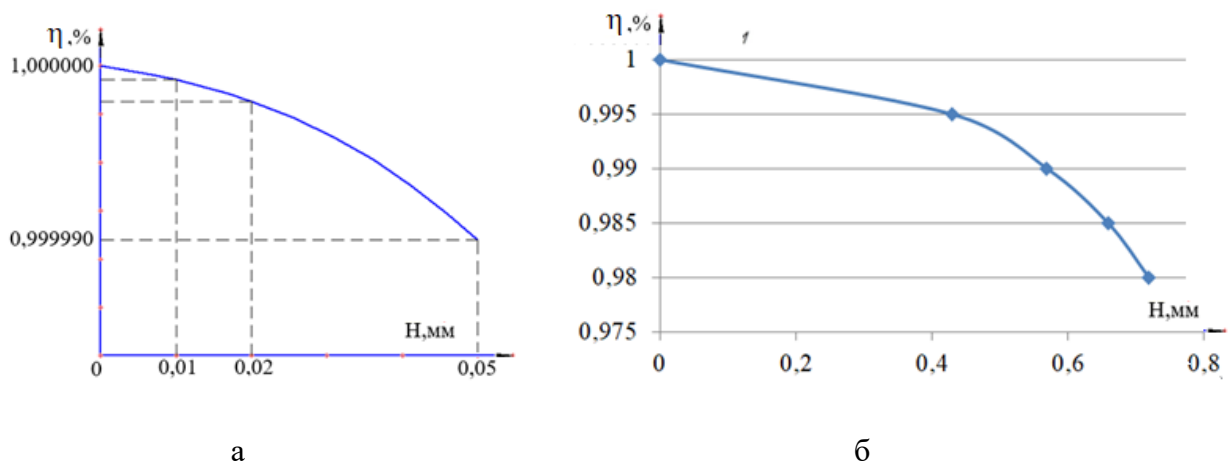


Рис. 2 – Графік залежності ККД η від розміру нещільності (а), та нещільності більшого розміру (б)

Із залежності $\eta = \eta(H)$ (рисунок 2 а) констатуємо, що вказані розміри нещільності є допустимими ($\eta \approx 1,0$). Важливим є оцінка величини втрат ΔQ , яка істотно знижує ККД, зокрема – на 1%, що вважається граничним рівнем втрати потужності через протікання рідини [6].

$$\eta = 0,99\%; \quad \Delta Q = 3,749 \cdot 10^{-4} \frac{M^3}{c} \quad (6)$$

Товщина нещільності, за якої гідропривід не задовольняє експлуатаційні вимоги: $H_{гран} = 0,57$ мм; результат доцільно використовувати для встановлення часу заміни ущільнень.

Висновки: встановлено залежність η від ΔH ; визначено результати просідання поршня для оливи ВМГЗ; визначено механізм протікання рідини через ущільнення гідроциліндра.

Список посилань

1. Мачуга О. С. Розвиток наукових основ енергетичного підходу в лісівничій Науковий вісник НЛТУ України. том. 29, – № 10. – С. 104–108. DOI:10.36930/40291021.
2. Ваер G. 1968. Енергія, ексергія, анергія./ В. М. Бродяньський (Ред.). Енергія та ексергія (с. 12-27). Москва, Мир. [російською]
3. Machuga O., Shalapaj V. Hydraulic cylinder efficiency reduction depending on the seal undensity size. Kolokvium ku grantovej úlohe č. 1/0609/20: Vedecký recenzovaný zborník. Zvolen, November 2022. P. 88 – 97.
4. Гідравлічні масла [онлайн]. [цит. 2010-2019]. Електронні дані. Київ, ГО. Режим доступу: www.btr.net.ua (дата звернення 15.05.2019). Назва з екрана.
5. Стиранівський О. А. Розрахунок об'ємного гідроприводу: Навчальний посібник. – М.: Лісова промисловість, 2002. – 34 с.
6. Буренников Ю. А., Немировський І. А. & Козлов Л. Г. (2013). Гідравліка, гідравлічні та пневматичні приводи. Вінниця: ВНТУ.

УДК 621.664

Кириченко А.М., докт. техн. наук, професор
Щербина К.К., канд. техн. наук, доцент
Годорожа В.А., аспірант

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький,
 kir2912s@ukr.net

ФУНКЦІОНАЛЬНИЙ ПОРТРЕТ ШЕСТЕРЕННОГО ГІДРАВЛІЧНОГО НАСОСУ

Для визначення оптимальних показників функціонування шестеренного гідравлічного насосу необхідно дати визначення об'єктів, що розглядаються. Саме основні показники технічної системи [1] або технологічного процесу можуть бути застосовані для встановлення регламентуючих і функціональних параметрів, в тому числі вхідні (затратні) та вихідні (ефективні).

Головною оцінкою шестеренного гідравлічного насосу є коефіцієнт корисної дії, а сам відношення ефективною P_e і затратною потужністю P_3 .

$$\eta = \frac{P_e}{P_3} \quad (1)$$

Технічна система перетворює затратну потужність P_3 в ефективну P_e . При цьому можуть відбуватися зміни параметрів, котрі в входять в рівняння потужності у зв'язку тим, що змінюється система при переході від затратної потужності до ефективної.

$$\eta = \frac{Q\rho}{M\omega} \quad (2)$$

Кореляційні залежності між параметрами, котрі утворюють потужність може говорити про ефективне функціонування технічної системи. В кінцевому етапі для вибору параметрів оптимізації і варіативних факторів необхідно створити функціональний портрет технічної системи [1]. На підставі побудуємо функційний портрет шестеренного гідравлічного насосу (рис.1).

Отримані на рис. 1 залежності 1,2,3 від $P=f(Q)$, визначені в таблиці 1, залежності 4,5,6 від $Q=f(P)$ наведені в таблиці 2 та залежності 7,8,9 від $P=f(P)$ в таблиці 3.

Таблиця 1 – Кореляційні залежності від $P=f(Q)$.

Поз. Рис.1	n, с ⁻¹	Q, дм ³ /хв	P, МПа
1	8.5	7...3	10,0
2	40	40...20	17,0
3	60	50...35	20,0