

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**Сучасні технології
у промисловому виробництві**

МАТЕРІАЛИ

**НАУКОВО - ТЕХНІЧНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ
ВИКЛАДАЧІВ, СПІВРОБІТНИКІВ,
АСПІРАНТІВ І СТУДЕНТІВ
ФАКУЛЬТЕТУ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ
ТА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
(Суми, 14–17 квітня 2015 року)**

ЧАСТИНА 2

Конференція присвячена Дню науки в Україні

Суми
Сумський державний університет
2015

ВИЗНАЧЕННЯ СТАНУ ГІДРОПРИВОДУ МАШИН НА ОСНОВНИХ СТАДІЯХ ЖИТТЄВОГО ЦИКЛУ

Ремарчук М.П., професор; Миланченко Р.В., студент; УкрДАЗТ, Харків

Дослідженнями розроблена методологія визначення загального коефіцієнта корисної дії (ККД) гідрофікованих машини на основних стадія їх життєвого циклу. Спрощена гідросистема таких машини з гідродвигуном поступального руху наведена на рис. 1.

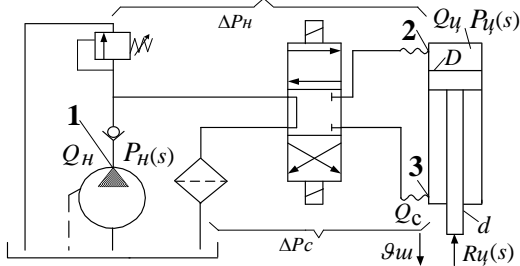


Рисунок 1 - Спрощена гідросистема машини

Загальний ККД гідросистеми $\eta(s)$ при проектуванні будівельних і інших подібних машини визначають на підставі залежності

$$\eta(s) = (R_U(s) \cdot s_U \cdot \eta_{з,н}) / (P_H(s) \cdot Q_H), \quad (1)$$

де $R_U(s)$ - зовнішнє навантаження, яке сприймає шток гідроциліндра в залежності від положення поршня по довжині циліндра, кН; s_U - фактична швидкість штока гідроциліндра, м/с; $\eta_{з,н}$ - загальний ККД насоса; $P_H(s)$ - тиск, що розвивається насосом, МПа; Q_H - дійсна подача насоса, $\text{дм}^3/\text{с}$.

За результатами експериментальних досліджень величина зусилля, що діє на шток гідроциліндра, наприклад для екскаватора ЭО-3322, залежить від положення поршня по довжині циліндра s , яке змінюється в діапазоні від 0 до 1,25 м і характеризується закономірністю

$$R_U(s) = 24,6 + 15,4 \cdot s + 269,4 \cdot s^2 + 254,0 \cdot s^3 - 347,9 \cdot s^4. \quad (2)$$

Користуватись залежністю (1) для визначення ККД гідросистеми можливо на підставі визначення (2) та визначення експериментальним методом інших її складових. Однак, для визначення стану гідросистеми машини в умовах експлуатації при виконанні прямого напрямку руху штока циліндра можна скористатись залежністю підтверджену в роботі [1]

$$\eta(s) = \left((0,97 \dots 0,9) \cdot P_U(s) - \Delta P_C \cdot (1 - \varepsilon^2) \cdot t_M \cdot \eta_{з,н} \right) / (P_H(s) \cdot t_\phi), \quad (3)$$

де $P_H(s)$, $P_U(s)$ і ΔP_C - інструментальне вимірювання тиску рідини в місцях гідросистеми 1, 2 і 3 (див. рис. 1); t_M , t_ϕ - теоретичне,

(максимальне) і фактичне (вимірюване) значення часу, яке необхідне на переміщення штока циліндра з одного положення в інше крайнє положення: $\eta_{\text{гм.н}}$ - гідромеханічний ККД насоса, паспортне значення; ε - коефіцієнт, обумовлений відношенням діаметра штока до діаметра поршня.

Для ЭО-3322 результати рішення рівнянь (2) і (3) див. рис. 2 а) і б).

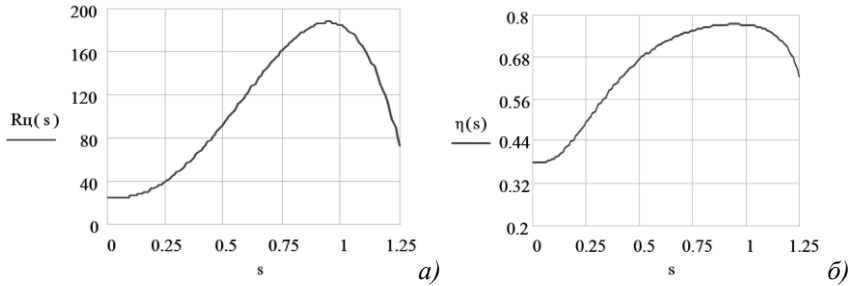


Рисунок 2 - Навантаження штока гідроциліндра а) і величина загального ККД гідроприводу б) в залежності від положення поршня по довжині циліндра

На етапі проектування гідросистеми машини [2] загальний ККД $\eta(s)$ визначається в залежності від напрямку робочого ходу штока:

$$\text{- прямой хід } \eta(s) = \frac{R_{\text{ц}}(s) \cdot [1 - (Q_{\text{вт}}^n \cdot 1000) / (V_k \cdot n)] \cdot \eta_{\text{гм.н}}}{R_{\text{ц}}(s) \cdot (1,03 \dots 1,1) + F_n \cdot [\Delta P_c \cdot (1 - \varepsilon^2) + \Delta P_H] \cdot z \cdot 0,001}, \quad (4)$$

$$\text{- зворотний хід } \eta(s) = \frac{R_{\text{ц}}(s) \cdot [1 - (Q_{\text{вт}}^{3\text{г}} \cdot 1000) / (V_k \cdot n)] \cdot \eta_{\text{гм.н}}}{R_{\text{ц}}(s) \cdot (1,03 \dots 1,1) + F_n \cdot [\Delta P_c + (1 - \varepsilon^2) \cdot \Delta P_H] \cdot z \cdot 0,001}, \quad (5)$$

де ΔP_H , ΔP_c - загальні втрати тиску, обумовлені лінійними і місцевими опорами, а також втратами тиску в гідроелементах на ділянці від насоса до робочої порожнини гідроциліндра та на ділянці від неробочої порожнини гідроциліндра до масляного бака, МПа; $Q_{\text{вт}}^n$, $Q_{\text{вт}}^{3\text{г}}$ - загальні внутрішні втрати рідини в насосі, гідророзподільнику і гідроциліндрі при виконанні штоком гідроциліндра прямого або зворотного напрямку руху, відповідно, $\text{дм}^3/\text{хв}$; $\eta_{\text{гм.н}}$ - гідромеханічний ККД насоса, паспортні дані; V_k - об'єм робочої камери насоса, паспортні дані, $\text{см}^3/\text{об}$; F_n - площа поверхні поршня, мм^2 ; z - число гідроциліндрів, які паралельно працюють.

Список літератури

1. Пат. 74044 Україна, МКВ G 01 L 3/26. Спосіб визначення загального коефіцієнта корисної дії гідроприводу мобільних машин / М.П. Ремарчук, В.В. Нічке, О.І. Жинжера та ін. (Україна); заявник ХНАДУ. – № 2003087896; Заявл. 21.08.2003; Опубл. 17.10.2005, Бюл. № 10. – 12 с.

2. Ремарчук М.П. Визначення загального ККД гідросистеми машини на етапі проектування / М.П. Ремарчук // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця: ВДАУ. – 2003. – №1. – С. 20-24.