УДК 62-525

О. П. ГУБАРЕВ, О. В. ЛЕВЧЕНКО

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОГО БАЛАНСУ СИСТЕМИ З НЕРЕГУЛЬОВАНИМ НАСОСОМ ТА КЛАПАНОМ РІЗНИЦІ ТИСКІВ

Проаналізовано основні схемні реалізації енергетичного рівня промислових гідравлічних систем. Розглянуто структуру та склад апаратної частини системи з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків. Проведено дослідження енергетичного балансу гідравлічної системи з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків при 5-ти можливих поперечних перерізах регульованого дроселя. Для кожного з положень визначено величину та ефективність споживання енергії, а також величину втрат енергії гідравлічної системи. Встановлено розподіл втрат енергії між виконавчим пристроєм, насосом, дроселем та клапаном різниці тисків при різних режимах роботи гідравлічної системи. Зміна енергоефективності гідравлічної системи визначалася при різних умовах експлуатації. Графіки зміни енергетичного балансу були отримані в межах діапазону регулювання гідравлічної системи з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків.

Ключові слова: гідравлічна система; енергетичний баланс; нерегульований насос; клапан різниці тисків.

Проанализированы основные схемные реализации энергетического уровня промышленных гидравлических систем. Были рассмотрены структура и состав аппаратной части системы с нерегулируемым насосом и клапаном разности давлений. Проведено исследование энергетического баланса гидравлической системы с нерегулируемым насосом и клапаном разницы давлений при 5-ти возможных поперечных сечениях регулируемого дросселя. Для каждого из положений определена величина и эффективность потребления энергии, а также величина потерь энергии гидравлической системы. Установлено распределение потерь энергии между исполнительным устройством, насосом, дросселем и клапаном разницы давлений при различных режимах работы гидравлической системы. Изменение энергоэффективности гидравлической системы определялось при различных условиях эксплуатации. Графики изменения энергетического баланса были получены в пределах диапазона регулирования гидравлической системы с нерегулируемым насосом и клапаном разности давлений.

Ключевые слова: гидравлическая система; энергетический баланс; нерегулируемый насос; клапан разности давлений.

The main circuit implementations of the energy level of industrial hydraulic systems are analyzed. The structure and composition of the hardware of the system with fixed displacement pump and pressure compensator were considered. A study of the energy balance of hydraulic system with fixed displacement pump and differential pressure valve at 5 possible cross sections of adjustable throttle valve was made. For each of the positions, the value and efficiency of energy consumption, as well as the amount of energy loss of the hydraulic system, are determined. The distribution of energy losses between the actuator, the pump, the throttle and the pressure compensator is established for different operating modes of the hydraulic system. The change in the energy efficiency of the hydraulic system was determined under various operating conditions. Graphs of the change in energy balance were obtained within the range of regulation of the hydraulic system with fixed displacement pump and pressure compensator.

Keywords: hydraulic system; energy balance; fixed displacement pump; pressure compensator.

Вступ. Тривалі дослідження гідравлічних схем промислових систем показали, що суттєвою різницею між цими системами є лише спосіб реалізації насосної станції [1–4]. В попередніх роботах нами було визначено основні групи систем енергозабезпечення промислового гідроприводу та розпочато дослідження енергетичних характеристик найбільш часто застосовуваних схемних рішень кожної з цих груп.

Всі можливі схеми реалізації насосної станції було розподілено на 4-ри групи:

- Системи з постійним тиском і постійною витратою;
- Системи зі змінним тиском і постійною витратою;
- Системи з постійним тиском і змінною витратою;
- Системи зі змінним тиском і змінною витратою.

В цій статті розглянемо один з найпростіших варіантів реалізації насосної станції для другої групи систем, а саме системи зі змінним тиском та постійною витратою.

Аналіз літературних джерел. Такого типу системи розглядаються в багатьох джерелах [5-8] та достатньо широко використовуються в промисловості, особливо в гідроприводах мобільних машин. Найпростішим представником цієї групи є насосні станції з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків.

Саме цей тип енергозабезпечення отримав найбільшого розповсюдження в сільськогосподарській техніці завдяки дешевизні нерегульованих насосів, порівняно з регульованими насосами, та значно вищою енергоефективністю у порівнянні з більш дешевшими системами з нерегульованим насосом та переливним клапаном. Крім економічної доцільності використання подібних систем слід відмітити також зменшення надлишкового навантаження на гідравлічне обладнання та з'єднувальні гідролінії, а відповідно зменшення зношування та підвищення його ресурсу і що не менш важливо, зменшення перегріву робочої рідини та відсутність потреби у встановленні потужних теплообмінних апаратів.

Основна частина. Систем зі змінним тиском та постійною витратою використовується на практиці велика кількість, але найбільшого розповсюдження отримали дві системи:

1. Система з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків
2. Система з нерегульованим насосом та пропорційним переливним клапаном.

Аналогічно попередньому дослідженню енергоефективності системи з нерегульованим насосом, розглянемо зміну енергетичного балансу системи з клапаном різниці тисків (рис. 1) при зміні експлуатаційних характеристик виконавчого пристрою, а саме при різних положеннях дроселя, які відповідають 5 режимам роботи приводу (100 %,

© О. П. Губарев, О. В. Левченко, 2017

75 %, 50 %, 25 % та 0 % відкриття дроселя).

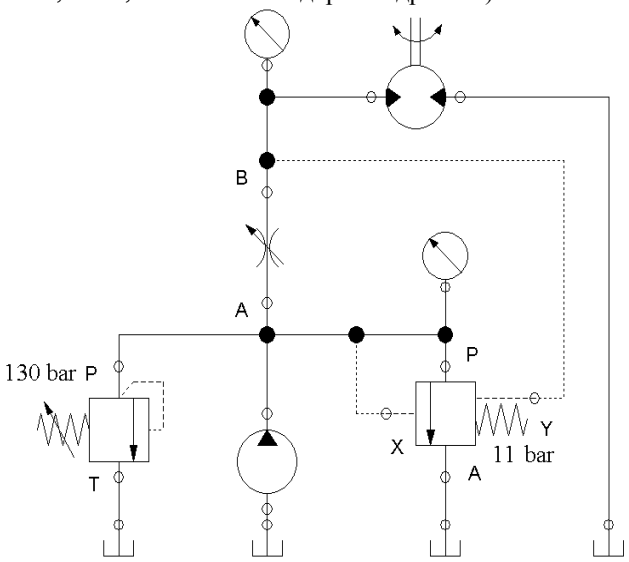

Рис. 1 – Схема з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків

Система з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків складається наступних гідравлічних апаратів:

• нерегульований насос з витратою 60 л/хв;

• нерегульований гідромотор з навантаженням відповідним тиску 60 бар;

• регульований дросель;

• клапан різниці тиску з налаштуванням пружини 11 бар;

• переливний клапан, налаштований на 150 бар.

Повні коефіцієнти корисної дії для гідромотора і гідронасоса для спрощення розрахунків приймемо однаковими і рівними 0,9.

1. В першому варіанті, коли регульований дросель повністю відкритий, оскільки ми нехтуємо гідравлічними втратами по довжині трубопроводів та в місцевих гідравлічних опорах, цю схему можна прирівняти до такої ж схеми, але без дроселя, тобто робоча рідина потрапляє до гідромотора безпосередньо від насоса.

Тиск в системі в цьому варіанті буде визначатись навантаженням на валу гідромотора і буде дорівнювати 60 атм. Витрата робочої рідини, створювана насосом є постійною, оскільки насос є нерегульованим і має постійну частоту обертання привідного вала, і повністю подається на гідромотор. В такій схемі корисна і затрачена потужність є фактично однакові за виключенням втрат по довжині трубопроводів та втрат, які виникають в насосі, моторі та дроселі, і будуть визначатись тиском навантаження та витратою насоса.

Навіть при повністю відкритому дроселі, в ньому при проходженні робочої рідини виникають гідравлічні втрати. Для прикладу скористаємось діаграмою «Перепад тиску – витрата» промислового дроселя FG16K70-2X/V від компанії *Bosch Rexroth* (рис. 2).

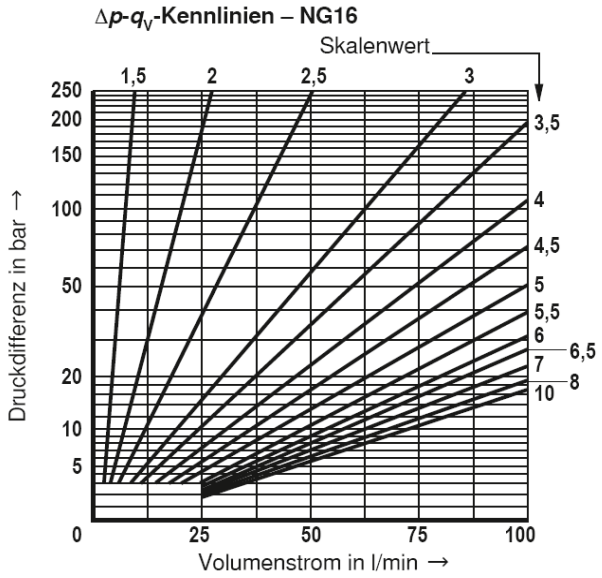

Рис. 2 – Діаграма «Перепад тиску–витрата» регульованого дроселя

Як видно з цієї діаграми, при повністю відкритому дроселі (позначка на рукоятці дроселя та крива на діаграмі 10) при пропусканні через дросель витрати в 60 л/хв виникає перепад тиску в 8 атм. Таким чином, тиск до дроселя буде становити суму тисків навантаження на приводі та перепаду тиску на дроселі, тобто 68 атм. Оскільки цей тиск є нижчим тиску відкриття клапана різниці тисків (60 бар + 11 бар = 71 бар) та переливного клапана (130 бар), вся витрата повністю йде на виконання корисної роботи гідромотором.

$$N_{\text{КОР}} = P_{\text{МОТ}} \cdot Q_{\text{МОТ}} \cdot \eta_{\text{МОТ}} = 6 \cdot 10^6 \cdot 1,0 \cdot 10^{-3} \cdot 0,9 = \\ = 5400\text{Вт} = 5,4\text{кВт}, \quad (1)$$

$$N_{\text{ЗАТ}} = \frac{P_{\text{НАС}} \cdot Q_{\text{НАС}}}{\eta_{\text{НАС}}} = \frac{6,8 \cdot 10^6 \cdot 1,0 \cdot 10^{-3}}{0,9} = \\ = 7556\text{Вт} = 7,6\text{кВт}, \quad (2)$$

$$N_{\text{ВТРАТ}} = N_{\text{ЗАТ}} - N_{\text{КОР}} = 7556 - 540 = \\ = 2156\text{Вт} = 2,2\text{кВт}. \quad (3)$$

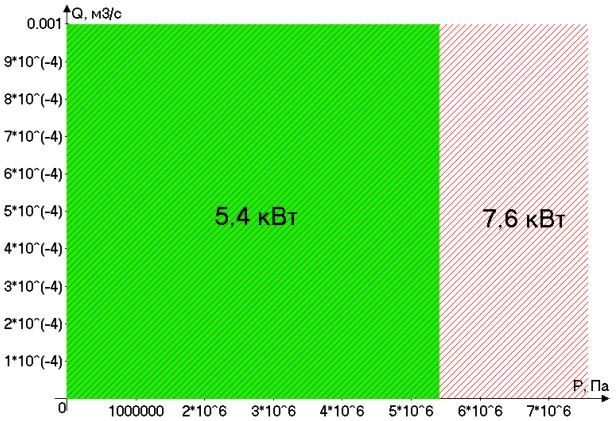

Рис. 3 – Корисна та затрачена потужності в першому варіанті роботи: – корисна потужність; – затрачена потужність.

Як видно з розрахунку, в цьому варіанті вся спожита насосом потужність, за виключенням втрат в насосі і моторі, використовується для виконання корисної роботи (рис. 3). ККД цієї системи для такого режиму без врахування втрат в насосі та гідромоторі, а також інших місцевих опорів та втрат по довжині трубопроводів складає 100 %, а фактичний з урахуванням втрат в насосі і моторі:

$$\eta_{\text{СИС}} = \frac{N_{\text{КОР}}}{N_{\text{ЗАТ}}} = \frac{5400}{7556} \cdot 100\% = 71\% . \quad (4)$$

Втрати енергії, які виникають в такому режимі роботи системи будуть розподілені між насосом, мотором і регульованим дроселем.

$$N_{\text{ВТРАТ}}^{\text{НАС}} = \frac{P_{\text{НАС}} \cdot Q_{\text{НАС}}}{\eta_{\text{НАС}}} \cdot \left(1 - \eta_{\text{НАС}}\right) = \\ = \frac{6,8 \cdot 10^6 \cdot 1,0 \cdot 10^{-3}}{0,9} \cdot 0,1 = 756\text{Вт} = 0,8\text{кВт} , \quad (5)$$

$$N_{\text{ВТРАТ}}^{\text{МОТ}} = P_{\text{МОТ}} \cdot Q_{\text{МОТ}} \cdot \left(1 - \eta_{\text{МОТ}}\right) = \\ = 6 \cdot 10^6 \cdot 1,0 \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 = 600\text{Вт} = 0,6\text{кВт} , \quad (6)$$

$$N_{ВТРАТ}^{\text{ДРОС}} = \left(P_{\text{НАС}} - P_{\text{МОТ}}\right) \cdot Q_{\text{МОТ}} = \\ = 0,8 \cdot 10^6 \cdot 1,0 \cdot 10^{-3} = 800\text{Вт} = 0,8\text{кВт} . \quad (7)$$

Енергетичний баланс системи, яка розглядається буде мати наступний вигляд (рис. 4).

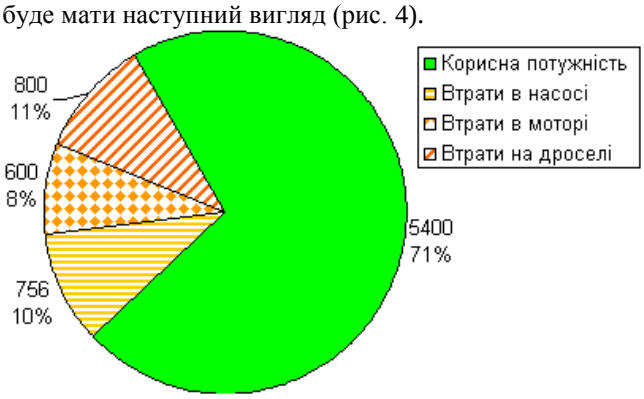

Рис. 4 – Енергетичний баланс потужності в першому варіанті роботи

Власне, як можна побачити з розрахунків та діаграми, енергетичний баланс є таким самим як і в схемі без клапана різниці тисків, так як вся створювана насосом витрата робочої рідини подається через дросель до виконавчого пристрою з перепадом тиску меншим налаштування пружини клапана різниці тисків, який в такому режимі залишається закритим.

2. В другому варіанті розглядаємо попередню схему (рис. 1) з відкриттям дроселя на поперечний переріз, який відповідає 75 % витрати насоса (відповідає положенню регулятора на дроселі 5,1 відповідно до витратної характеристики дроселя на рис. 2) при фіксованому перепаду тиску на кромці дроселя 11 бар, який встановлюється клапаном різниці тисків. В такому випадку, це означає, що 45 л/хв буде проходити через дросель і подаватись в виконавчий пристрій, а 15 л/хв буде зливатись через клапан різниці тисків відповідно з тиском вищим від тиску навантаження на виконавчому пристрої на величину налаштування пружини (11 бар), а саме для прикладу промислового клапану різниці тисків DDZ 6 DA.-4X/.YM (*Bosch Rexroth*) при тиску навантаження 60 бар становить 71 атм. Так як тиск відкриття клапана різниці тисків при зміні витрати на ньому від 0 до 60 л/хв відповідно до паспортної витратної характеристики клапана змінюється менше 0,5 бара, то для спрощення розрахунків приймаємо цю величину постійною і рівною 11 бар в усьому діапазоні зміни витрати.

Таким чином, внаслідок регулювання витрати робочої рідини, яка подається на виконавчий пристрій відбувається зміна рівня корисної та затраченої потужностей.

$$N_{\text{КОР}} = P_{\text{МОТ}} \cdot Q_{\text{МОТ}} \cdot \eta_{\text{МОТ}} = \\ = 6 \cdot 10^6 \cdot 7,5 \cdot 10^{-4} \cdot 0,9 = 4050\text{Вт} = 4,1\text{кВт} , \quad (8)$$

$$N_{\text{ЗАТ}} = \frac{P_{\text{НАС}} \cdot Q_{\text{НАС}}}{\eta_{\text{НАС}}} = \frac{7,1 \cdot 10^6 \cdot 1,0 \cdot 10^{-3}}{0,9} = \\ = 7889\text{Вт} = 7,9\text{кВт} , \quad (9)$$

$$N_{\text{ВТРАТ}} = N_{\text{ЗАТ}} - N_{\text{КОР}} = 7889 - 4050 = \\ = 3839\text{Вт} = 3,8\text{кВт} . \quad (10)$$

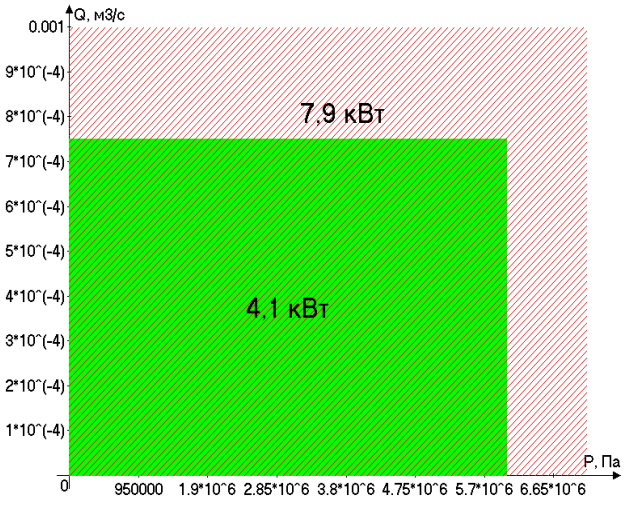

Рис. 5 – Корисна та затрачена потужності в другому варіанті роботи:
– корисна потужність;
– затрачена потужність.

Відповідно ККД цієї ж системи (рис. 5) в такому варіанті її роботи буде менший.

$$\eta_{\text{СИС}} = \frac{N_{\text{КОР}}}{N_{\text{ЗАТ}}} = \frac{4050}{7889} \cdot 100\% = 52\% . \quad (11)$$

В цьому випадку втрати енергії, які виникають в другому режимі роботи системи будуть розподілені не тільки між насосом, мотором і регульованим дроселем, а й клапаном різниці тисків.

$$N_{\text{ВТРАТ}}^{\text{НАС}} = \frac{P_{\text{НАС}} \cdot Q_{\text{НАС}}}{\eta_{\text{НАС}}} \cdot \left(1 - \eta_{\text{НАС}}\right) = \\ = \frac{7{,}1 \cdot 10^6 \cdot 1{,}0 \cdot 10^{-3}}{0{,}9} \cdot 0{,}1 = 789\text{Вт} = 0{,}8\text{кВт} \quad (12)$$

$$N_{\text{ВТРАТ}}^{\text{МОТ}} = P_{\text{МОТ}} \cdot Q_{\text{МОТ}} \cdot \left(1 - \eta_{\text{МОТ}}\right) = \\ = 6 \cdot 10^6 \cdot 7{,}5 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}1 = 450\text{Вт} = 0{,}5\text{кВт} \quad (13)$$

$$N_{\text{ВТРАТ}}^{\text{ДРОС}} = \left(P_{\text{НАС}} - P_{\text{МОТ}}\right) \cdot Q_{\text{МОТ}} = \\ = 1{,}1 \cdot 10^6 \cdot 7{,}5 \cdot 10^{-4} = 825\text{Вт} = 0{,}8\text{кВт} \quad (14)$$

$$N_{\text{ВТРАТ}}^{\text{КЛ.РІЗН}} = \left(P_{\text{НАС}} - P_{\text{ЗЛИВ}}\right) \cdot Q_{\text{ЗЛИВ}} = \\ = 7{,}1 \cdot 10^6 \cdot 2{,}5 \cdot 10^{-4} = 1775\text{Вт} = 1{,}8\text{кВт} \quad (15)$$

Енергетичний баланс системи для другого варіанту роботи буде мати наступний вигляд (рис. 6).

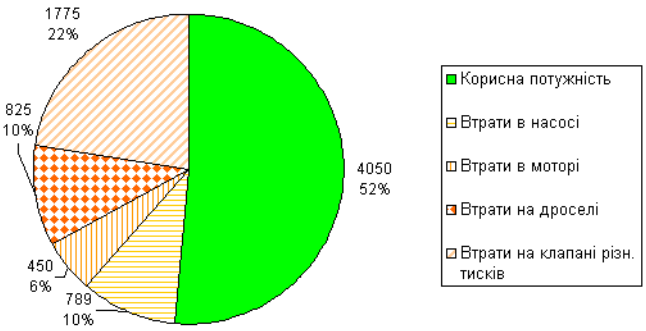

Рис. 6 – Енергетичний баланс потужності в другому варіанті роботи

3. В третьому варіанті розглядаємо попередню схему (рис. 1) з відкриттям дроселя на поперечний переріз, який відповідає 50 % витрати насоса (відповідає положенню регулятора на дроселі 3,2 відповідно до витратної характеристики дроселя на рис. 2). В такому випадку, це означає, що 30 л/хв буде проходити через дросель і подаватись в виконавчий пристрій, а 30 л/хв буде зливатись через клапан різниці тиску з тиском на 11 бар більшим тиску, який відповідає навантаженню на виконавчому пристрої, а саме 71 бар.

Таким чином, внаслідок регулювання витрати робочої рідини, яка подається на виконавчий пристрій відбувається зміна рівня корисної та затраченої потужностей.

$$N_{\text{КОР}} = P_{\text{МОТ}} \cdot Q_{\text{МОТ}} \cdot \eta_{\text{МОТ}} = \\ = 6 \cdot 10^6 \cdot 5{,}0 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}9 = 2700\text{Вт} = 2{,}7\text{кВт}, \quad (16)$$

$$N_{\text{ЗАТ}} = \frac{P_{\text{НАС}} \cdot Q_{\text{НАС}}}{\eta_{\text{НАС}}} = \frac{7{,}1 \cdot 10^6 \cdot 1{,}0 \cdot 10^{-3}}{0{,}9} = \\ = 7889\text{Вт} = 7{,}9\text{кВт}, \quad (17)$$

$$N_{\text{ВТРАТ}} = N_{\text{ЗАТ}} - N_{\text{КОР}} = 7889 - 2700 = \\ = 5189\text{Вт} = 5{,}2\text{кВт}. \quad (18)$$

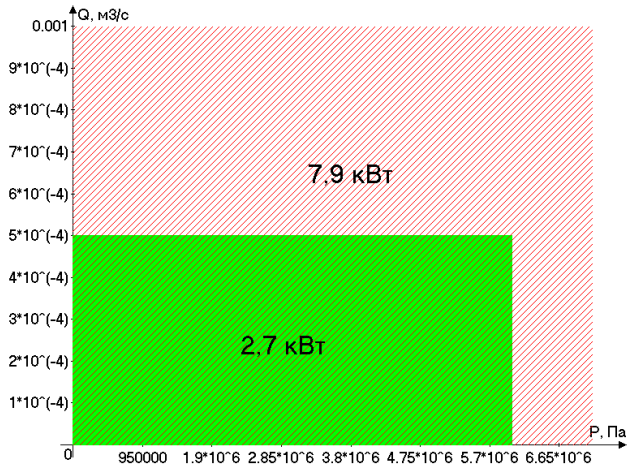

Рис. 7 – Корисна та затрачена потужності в третьому варіанті роботи:
– корисна потужність;
– затрачена потужність.

Відповідно ККД цієї ж системи (рис. 7) в третьому варіанті її роботи буде ще менший.

$$\eta_{\text{СИС}} = \frac{N_{\text{КОР}}}{N_{\text{ЗАТ}}} = \frac{2700}{7889} \cdot 100\% = 34\%.$$

В цьому випадку втрати енергії, які виникають в такому режимі роботи системи будуть розподілені як і в попередньому варіанті між насосом, мотором, регульованим дроселем і клапаном різниці тисків.

$$N_{\text{ВТРАТ}}^{\text{НАС}} = \frac{P_{\text{НАС}} \cdot Q_{\text{НАС}}}{\eta_{\text{НАС}}} \cdot \left(1 - \eta_{\text{НАС}}\right) = \\ = \frac{7{,}1 \cdot 10^6 \cdot 1{,}0 \cdot 10^{-3}}{0{,}9} \cdot 0{,}1 = 789\text{Вт} = 0{,}8\text{кВт} \quad (19)$$

$$N_{\text{ВТРАТ}}^{\text{МОТ}} = P_{\text{МОТ}} \cdot Q_{\text{МОТ}} \cdot \left(1 - \eta_{\text{МОТ}}\right) = \\ = 6 \cdot 10^6 \cdot 5{,}0 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}1 = 300\text{Вт} = 0{,}3\text{кВт} \quad (20)$$

$$N_{\text{ВТРАТ}}^{\text{ДРОС}} = \left(P_{\text{НАС}} - P_{\text{МОТ}}\right) \cdot Q_{\text{МОТ}} = \\ = 1{,}1 \cdot 10^6 \cdot 5{,}0 \cdot 10^{-4} = 550\text{Вт} = 0{,}6\text{кВт} \quad (21)$$

$$N_{\text{ВТРАТ}}^{\text{КЛ.РІЗН}} = \left(P_{\text{НАС}} - P_{\text{ЗЛИВ}}\right) \cdot Q_{\text{ЗЛИВ}} = \\ = 7{,}1 \cdot 10^6 \cdot 5{,}0 \cdot 10^{-4} = 3550\text{Вт} = 3{,}6\text{кВт} \quad (22)$$

Енергетичний баланс системи для третього варіанту роботи буде мати наступний вигляд (рис. 8).

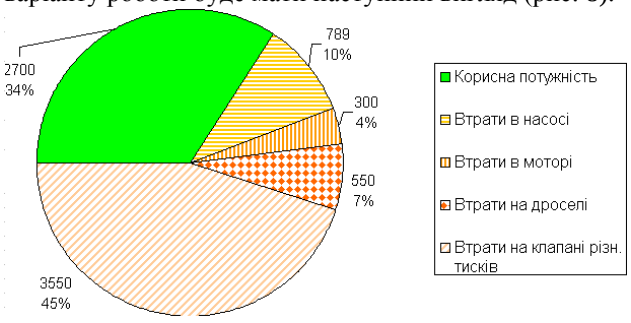

Рис. 8 – Енергетичний баланс потужності в третьому варіанті роботи

4. В четвертому варіанті розглядаємо попередню схему (рис. 1) з відкриттям дроселя на поперечний переріз, який відповідає 25 % витрати насоса (відповідає положенню регулятора на дроселі 2,7 відповідно до витратної характеристики дроселя на рис. 2). В такому випадку, це означає, що 15 л/хв буде проходити через дросель і подаватись в виконавчий пристрій, а 45 л/хв буде зливатись через клапан різниці тисків з тиском відповідно до витратної характеристики клапана 71 атм.

Таким чином, внаслідок регулювання витрати робочої рідини, яка подається на виконавчий пристрій відбувається зміна рівня корисної та затраченої потужностей.

$$N_{\text{КОР}} = P_{\text{МОТ}} \cdot Q_{\text{МОТ}} \cdot \eta_{\text{МОТ}} = \\ = 6 \cdot 10^6 \cdot 2{,}5 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}9 = 1350\text{Вт} = 1{,}4\text{кВт}, \quad (23)$$

$$N_{\text{ЗАТ}} = \frac{P_{\text{НАС}} \cdot Q_{\text{НАС}}}{\eta_{НАС}} = \frac{7{,}1 \cdot 10^6 \cdot 1{,}0 \cdot 10^{-3}}{0{,}9} = \\ = 7889\text{Вт} = 7{,}9\text{кВт}. \quad (24)$$

$$N_{\text{ВТРАТ}} = N_{\text{ЗАТ}} - N_{\text{КОР}} = 7889 - 1350 = \\ = 6539\text{Вт} = 6{,}6\text{кВт} \quad (25)$$

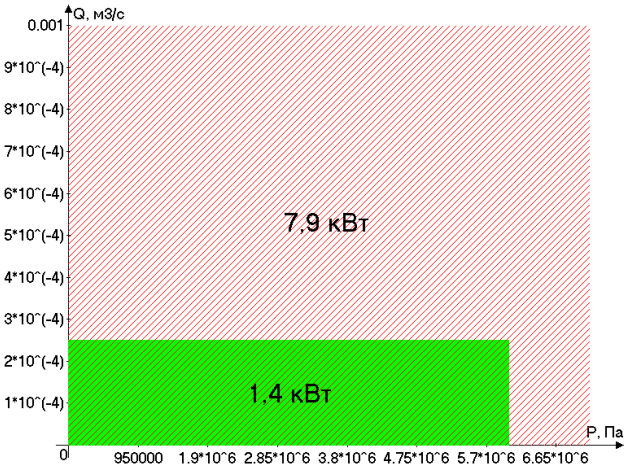

Рис. 9 – Корисна та затрачена потужності в четвертому варіанті роботи:
– корисна потужність;
– затрачена потужність.

Відповідно ККД цієї ж системи (рис. 9) в четвертому варіанті її роботи буде ще менший.

$$\eta_{\text{СИС}} = \frac{N_{\text{КОР}}}{N_{\text{ЗАТ}}} = \frac{1350}{7889} \cdot 100\% = 17\%. \quad (26)$$

В цьому випадку втрати енергії, які виникають в такому режимі роботи системи будуть розподілені як і в попередньому варіанті між насосом, мотором, регульованим дроселем і клапаном різниці тисків.

$$N^{\text{НАС}}_{\text{ВТРАТ}} = \frac{P_{\text{НАС}} \cdot Q_{\text{НАС}}}{\eta_{\text{НАС}}} \cdot (1 - \eta_{\text{НАС}}) = \\ = \frac{7{,}1 \cdot 10^6 \cdot 1{,}0 \cdot 10^{-3}}{0{,}9} \cdot 0{,}1 = 789\text{Вт} = 0{,}8\text{кВт} \quad (27)$$

$$N^{\text{МОТ}}_{\text{ВТРАТ}} = P_{\text{МОТ}} \cdot Q_{\text{МОТ}} \cdot (1 - \eta_{\text{МОТ}}) = \\ = 6 \cdot 10^6 \cdot 2{,}5 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}1 = 150\text{Вт} = 0{,}2\text{кВт} \quad (28)$$

$$N^{\text{ДРОС}}_{\text{ВТРАТ}} = (P_{\text{НАС}} - P_{\text{МОТ}}) \cdot Q_{\text{МОТ}} = \\ = 1{,}1 \cdot 10^6 \cdot 2{,}5 \cdot 10^{-4} = 275\text{Вт} = 0{,}3\text{кВт} \quad (29)$$

$$N^{\text{КЛ.РІЗН}}_{\text{ВТРАТ}} = (P_{\text{НАС}} - P_{\text{ЗЛИВ}}) \cdot Q_{\text{ЗЛИВ}} = \\ = 7{,}1 \cdot 10^6 \cdot 7{,}5 \cdot 10^{-4} = 5325\text{Вт} = 5{,}3\text{кВт} \quad (30)$$

Енергетичний баланс системи для четвертого варіанту роботи буде мати наступний вигляд (рис. 10).

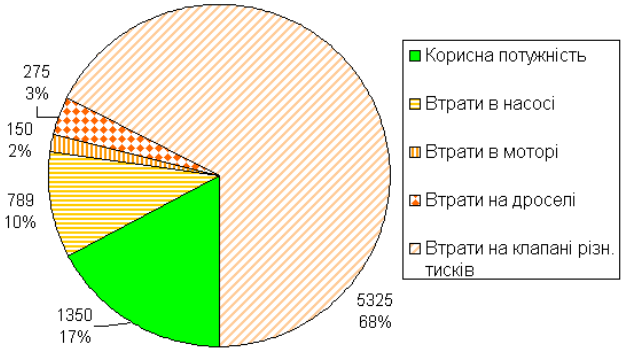

Рис. 10 – Енергетичний баланс потужності в четвертому варіанті роботи

5. В п'ятому варіанті розглядаємо попередню схему (рис. 1) з повністю закритим дроселем. В такому випадку, це означає, що вся витрата насоса буде зливатись через клапан різниці тисків з тиском відповідно до витратної характеристики клапана різниці тисків 71 бар, і відповідно вся затрачена потужність буде йти на втрати в насосі та на втрати в клапані різниці тисків. Гідромотор в такому режимі не рухається, тому корисна потужність дорівнює нулю, і відповідно ККД системи теж дорівнює нулю.

$$N_{\text{ЗАТ}} = \frac{P_{\text{НАС}} \cdot Q_{\text{НАС}}}{\eta_{\text{НАС}}} = \frac{7{,}1 \cdot 10^6 \cdot 1{,}0 \cdot 10^{-3}}{0{,}9} = \\ = 7889\text{Вт} = 7{,}9\text{кВт} \quad (31)$$

$$N^{\text{НАС}}_{\text{ВТРАТ}} = \frac{P_{\text{НАС}} \cdot Q_{\text{НАС}}}{\eta_{\text{НАС}}} \cdot (1 - \eta_{\text{НАС}}) = \\ = \frac{7{,}1 \cdot 10^6 \cdot 1{,}0 \cdot 10^{-3}}{0{,}9} \cdot 0{,}1 = 789\,\text{Вт} = 0{,}8\text{кВт} \quad (32)$$

$$N^{\text{ПЕР.КЛ}}_{\text{ВТРАТ}} = (P_{\text{НАС}} - P_{\text{ЗЛИВ}}) \cdot Q_{\text{ЗЛИВ}} = \\ = 7{,}1 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 7100\text{Вт} = 7{,}1\text{кВт} \quad (33)$$

Енергетичний баланс системи для п'ятого варіанту роботи буде мати наступний вигляд (рис. 11).

Проведені дослідження показали, що навіть для такої простої системи з постійним навантаженням на приводі відбуваються значний перерозподіл енергетичного балансу. Власне графік корисної потужності є очевидними, так як при відкритті або закритті дроселя відбувається зміна витрати робочої рідини, а як наслідок зміна швидкості.

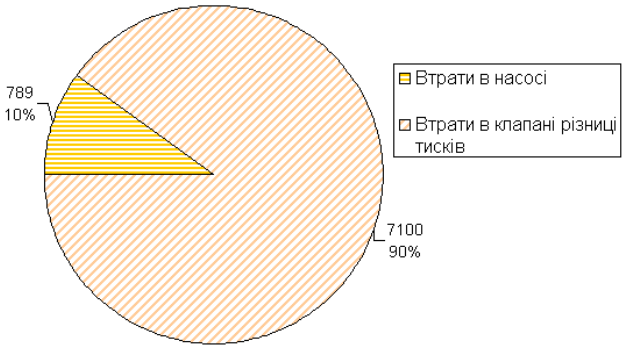

Рис. 11 – Енергетичний баланс потужності в п'ятому варіанті роботи

Ця зміна швидкості виконавчого пристрою обумовлює зміну корисної потужності, яка є прямо пропорційною величині відкриття дроселя.

Споживана потужність, на відміну від системи з нерегульованим насосом та переливним клапаном, залишається постійною, і як видно з дослідження (рис. 12), ця зміна є майже лінійною. Власне крива споживаної потужності складається з двох частин. В першій частині (від 10 до 7) відбувається повільне зростання споживаної потужності за рахунок закриття дроселя (клапан різниці тисків ще закритий). В другій частині (від 7 до 0) в момент після відкриття клапана різниці тисків значення споживаної потужності залишається незмінним аж до повного закриття дроселя. Перша частина визначає зміну потужності лише за рахунок збільшення втрат на дроселі при його закритті, а друга частина характеризується сумарними втратами на дроселі та клапані різниці тисків після його відкриття.

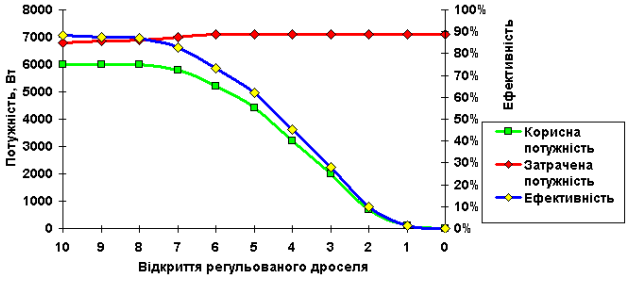

Рис. 12 – Діаграма енергетичного балансу при різній величині відкриття регульованого дроселя

Для нашого прикладу точка переходу від першої лінійної кривої споживаної потужності до другої у відповідності до характеристик обраного обладнання (рис. 2) знаходиться в положенні 7 ручки регулювання дроселя. Тобто під час закриття дроселя (від положення 10 до положення 7 ручки дроселя) відбувається збільшення споживаної потужності за рахунок зменшення поперечного перерізу, але клапан різниці тиску залишається закритим, так як тиск з насосного боку нижче сумарного тиску навантаження на гідромоторі та пружини клапана різниці тисків. Вочевидь, крім значного зменшення рівня енергоспоживання при тих самих експлуатаційних навантаженнях на виконавчому пристрої ця схема має додаткову перевагу над схемою з нерегульованим насосом з переливним клапаном в тому, що в ній значно розширена зона регулювання дроселя.

Висновки. Дослідження роботи системи гідроприводу з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків на предмет зміни рівня енергоспоживання та відповідно рівня енергоефективності показали, що ефективність такої системи не є постійною та залежить не тільки від ККД гідроапаратів, які входять до складу системи, а й від режимів роботи самої системи. Таким чином ефективність системи визначається двома факторами: ефективністю використаного обладнання та режимами роботи системи. Перший фактор залежить від точності та якості виготовлення гідроапаратів та впродовж експлуатації ефективність погіршує внаслідок зношування та збільшення зазорів в парах тертя. Власне на цю зміну ефективності апаратів вплинути майже не можливо, при використанні стандартного промислового гідравлічного обладнання, так як величина зносу в основній мірі залежить від тривалості експлуатації гідравлічного обладнання. Другий фактор, як показало проведене дослідження, змінюється в залежності від схемного рішення та режимів роботи системи. Власне проведення подібних досліджень з усіма відомими системами об'ємного гідроприводу дозволить визначити задачі та напрямки використання, в яких стандартні гідравлічні системи будуть мати найбільшу ефективність.

Дослідження енергетичного балансу системи з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків проводились зі зміною величини відкриття регульованого дроселя, але при фіксованому умовному навантаженні. Тому наступним напрямком досліджень будуть системи зі змінним навантаженням на виконавчому пристрої.

Список літератури

1. *Stefan Heitziga* Energy Efficiency of Hydraulic Systems with Shared Digital Pumps / *Stefan Heitziga, Sebastian Sgroa, Heinrich Theissena* // International Journal of Fluid Power Vol. 13, Issue 3, – 2012. – P. 49-57.
2. *Wu P.* Optimization Research of Parallel Pump System for Improving Energy Efficiency / *P. Wu, Z. Lai, D. Wu, L. Wang* // J. Water Resour. Plann. Manage., 10.1061/(ASCE)WR.1943-5452.0000493, 04014094. – 2014.
3. *Miller R.* Analyzing Pump Energy through Hydraulic Modeling / *R. Miller, T. Liberi, J. Scioscia* // Pipelines. – 2015. – pp. 869-877.
4. *Oscar R.* An efficient architecture for energy recovery in hydraulic elevators / *R. Oscar, M. Peña, J. Leamy* // International Journal of Fluid Power. – 2015. – Vol. 16, Issue 2. – pp. 83-98.
5. *Guana L* Pumping Systems: Design and Energy Efficiency / *L Guana, Guangnan Chenb* // Encyclopedia of Energy Engineering and Technology, Second Edition. – 2015.
6. *Karvonena M* Analysis by Simulation of Different Control Algorithms of A Digital Hydraulic Two-Actuator System /*Matti Karvonena, Mikko Heikkiläa, Mikko Huovaa, Matti Linjamaa* International Journal of Fluid Power. – 2014. – Vol. 15, Issue 1. – pp. 33–44.
7. Губарев А. П. MAS-1.0 – Упрощенное моделирование многоприводных гидропневматических систем циклического действия / А. П. Губарев, Д. А. Козинец, О. В. Левченко. // Збірник статей, Краматорськ. – 2005.
8. Губарев А. П. Проверка логики функционирования цикловых систем гидравлических и пневматических приводов / А. П. Губарев, Д. А. Козинец, О. В. Левченко // Всеукраїнський науково-технічний журнал "Промислова гідравліка і пневматика" № 3. – 2004. – С. 64–69.

References (transliterated)

1. Heitziga, S, S. Sebastian, and H Theissena "Energy Efficiency of Hydraulic Systems with Shared Digital Pumps" *International Journal of Fluid Power*. 13.2 (2012): 49–57. Print.
2. Wu, P., Lai, Z., Wu, D., Wang, L. (2014). "Optimization Research of Parallel Pump System for Improving Energy Efficiency." *J. Water Resour. Plann. Manage*., 10.1061/(ASCE)WR.1943-5452.0000493, 04014094. 2014. Print.
3. Miller, R., T. Liberi, and J. Scioscia "Analyzing Pump Energy through Hydraulic Modeling" *Pipelines*. 2015: 869–877. Print.
4. Oscar, R., M. Peña and J. Leamy "An efficient architecture for energy recovery in hydraulic elevators" *International Journal of Fluid Power*. 16.2 (2015): 83–98. Print.
5. Guana, L., and Guangnan Chenb *Pumping Systems: Design and Energy Efficiency. Encyclopedia of Energy Engineering and Technology, Second Edition*, 2015. Print.
6. Karvonena, M., et. al. "Analysis by Simulation of Different Control Algorithms of A Digital Hydraulic Two-Actuator System" *International Journal of Fluid Power*. 15.1 (2014): 33–44. Print.
7. Gubarev, A. P., D. A. Kozynets, and O. V. Levchenko "MAS-1.0 – Uproshchennoe modelyrovanye mnohopryvodnykh hydropnevmatycheskykh system tsyklycheskoho deystvyya" *Zbirnyk statey*, Kramators'k, 2005. Print.
8. Gubarev, A. P., D. A. Kozynets, and O. V. Levchenko "Proverka lohyky funktsyonyrovanyya tsyklovykh system hydravlycheskykh, pnevmatycheskykh pryvodov." *Vseukrayinskyy naukovo-tekhnichnyy zhurnal "Promyslova hidravlika i pnevmatyka"*. 3(2004): 64– 69. Print.

Надійшла (received).10.11.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Дослідження енергетичного балансу системи з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків / О. П. Губарев, О. В. Левченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 42(1264). – С. 21–27 – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

Исследование энергетического баланса системы с нерегулируемым насосом и клапаном разницы давлений / А. П. Губарев, О. В. Левченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 42(1264). – С. 21–27 – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

Research of the energy balance of the system with fixed displacement pump and pressure compensator / O. P. Gubarev, O. V. Levchenko // Bulletin of NTU "KHPI". Series : Hydraulic machinery and hydrounits. - Kh.: NTU "KhPI", 2017. – № 42(1264) – P. 21–27 – Bibliogr.: 8. – ISSN 2411-3441.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Губарев Олександр Павлович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», професор кафедри Прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: gubarev@i.ua

Губарев Александр Павлович – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. И. Сикорского», профессор кафедры Прикладной гидроаэромеханики и механотроники; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: gubarev@i.ua

Gubarev Oleksandr Pavlovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute ”, Professor at Department of Fluid Mechanics and Mechatronics; tel.: (044) 204-84-64; e-mail: gubarev@i.ua

Левченко Олег Васильович – доцент, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», кафедра Прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: tudasuda@ua.fm

Левченко Олег Васильевич – доцент, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. И. Сикорского», кафедра Прикладной гидроаэромеханики и механотроники; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: tudasuda@ua.fm

Levchenko Oleg Vasylovych – Dozent, National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute ”, Department of Fluid Mechanics and Mechatronics; tel.: (044) 204-84-64; e-mail: tudasuda@ua.fm