

УДК 62-522.2

Губарев О.П. д.т.н., проф., Левченко О.В., к.т.н., доц., Самандиджан Х.
НТУУ «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ВТРАТ СИСТЕМ ПРОМИСЛОВОГО ГІДРОПРИВОДУ

Gubarev O., Levchenko O., Samandidzhan H.
National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv, Ukraine (mmi@kpi.ua)

STUDY OF ENERGY LOSSES OF INDUSTRIAL HYDRAULIC SYSTEMS

Виконано аналіз траєкторії енергетичного потоку багатопривідної гідравлічної системи з урахуванням факторів, які впливають на рівень енергетичної ефективності систем промислового гідроприводу. Розглянуто потактово баланс потужності по рівнях апаратів в структурі функціональних модулів гідравлічної системи. Виконано уточнення схеми траєкторії енергетичного потоку в цикловій системі промислового гідроприводу та визначено напрямки подальших досліджень.

Ключові слова: енергетична ефективність, енергетичні втрати, такт, робочий цикл, система гідроприводів, траєкторія енергетичного потоку.

Проблема та її зв'язок з науковими та практичними задачами. З урахуванням значних енергетичних затрат при роботі технологічного обладнання в процесі виробництва, варіантом підвищення економічної ефективності роботи системи є підвищення безпосередньо ефективності роботи пристроїв гідроприводу, які входять до складу цієї системи [1-4]. Більшість промислових виробництв (металургія, важке машинобудування, хімічне виробництво тощо) використовують в технологічному циклі велику кількість гідравлічних пристроїв. Аналіз промислових систем показав не досить ефективне використання цього обладнання, тому підвищення ефективності роботи гідравлічної частини системи дозволить значно зменшити затрати на експлуатацію автоматичної системи в цілому, що для промислових підприємств є однією з основних наукових і практичних задач.

Аналіз досліджень та публікацій. В роботі [5] запропоновано схему умовного поділу виконавчих пристроїв за параметрами (зусилля, швидкість, час спрацювання), які входять до складу багатопривідних автоматичних систем та обґрунтовано можливість підвищення ефективного способу регулювання насосними агрегатами за рахунок узгодження роботи пристроїв енергетичного та споживчого рівня в технологічному циклі. В роботі [6] розглянуто показники, які впливають на роботу багатопривідної гідравлічної системи та визначено можливість використання комплексного критерію ефективності для розробки рекомендацій по вибору гідравлічних схем.

Постановка задачі. Підвищення енергетичної ефективності виробництва є однією з основних задач для інженерів та проектувальників, що пов'язано не лише з економічною складовою цього питання, а в першу чергу з обмеженнями на обсяги використання ресурсів як окремими підприємствами, так і державою в цілому. Очевидно, що на енергетичну ефективність впливає велика кількість факторів, в зв'язку з складністю, різноманітністю та мехатронною спрямованістю промислових систем. Ступінь впливу на енергетичну ефективність кожного з них є неоднаковим, а також шляхи зменшення впливу не завжди можуть бути реалізовані традиційними засобами.

Таким чином, виникає необхідність проведення аналізу роботи багатопривідних систем гідроприводів з метою визначення рівня енергетичних втрат при роботі системи в кожний момент часу та в окремих апаратах та ділянках гідравлічної системи.

Викладення матеріалу та результати

Аналіз роботи промислових систем показав, що величина та процес формування енергетичних втрат систем об'ємного гідроприводу є досить складним і на нього впливає значна кількість факторів. Величина впливу факторів залежить від типу гідравлічного обладнання та режимів експлуатації системи. Таким чином, для вирішення задачі енергозбереження повинні бути проведені дослідження промислових систем з метою визначення процесу формування втрат енергії в системі.

Аналіз циклограми багатопривідної системи об'ємного гідроприводу виконано для гідравлічного пресу для пресування і упаковки кіп картону. Гідравлічна схема пресу для целюлози фірми Bosch Rexroth реалізує автоматичну роботу за наступним робочим циклом: $1 - \bar{1} - 2, 3 - 4, \bar{2}, \bar{3} - 5 - \bar{4}, \bar{5}$, ($1, \bar{1}$ – прямиий та зворотній рух

виконавчого пристрою першої операції і т.д.), який реалізується включенням електромагнітів розподільників гідравлічної системи відповідно до таблиці 1.

Гідравлічна система пресу складається:

1 – гідромотори приводу стрічкового конвеєра (транспортують кіпи з картоном з зони накладання до столу пресу) робочий об'єм $q = 0,0005$ м³, крутний момент $M = 1,88$ кН·м, частота обертання $n = 0,833$ об/с, потужність $N = 9,78$ кВт;

2 – гідравлічний циліндр двосторонньої дії (завантаження кіп зі столу в зону пресування) діаметр поршня $D = 0,07$ м, діаметр штока $d = 0,05$ м, номінальне зусилля $F = 56,2$ кН, швидкість робочого органу $v = 0,35$ м/с, потужність $N = 19,7$ кВт;

Таблиця 1

Послідовність включення електромагнітів системи

Послідовність включення	Швидкість	32Y5 Y1	33Y17 Y2	32Y6 Y3	32Y8 Y4	35Y1 Y5a	35Y1 Y5b	33Y6 Y6	35Y2 Y11a	35Y2 Y11b	33Y3 Y12	32Y12 Y13	32Y17 Y74	33Y5 Y41
1	—	□												
2	—	□		□	□									
3	—													
4	—	□	□	□	□									
5	0,35 м/с	□	□	□	□		▴							
6	—	□	□	□	□		▾							
7	0,35 м/с	□	□	□	□		▾							
8	—	□	□	□	□		▴							
9	—	□		□	□							□		
10	0,11 м/с	□		□	□					▴	□	□		□
11	0,11 м/с	□		□	□					□	□	□		□
12	0,075 м/с	□		□	□					□	□	□		□
13	0,015 м/с	□		□	□					□	□	□		□
14	2,5 с	□		□	□					□	□	□		□
15	2 с	□		□	□					□	□	□		□
16	0,14 м/с	□		□	□					□	□	□		□

3 – гідравлічний акумулятор (використовується для збільшення швидкості завантаження кіп в прес) робочий об'єм $V = 50$ л, максимальний робочий тиск 14,7 МПа, мінімальний робочий тиск 0,86 МПа, тиск зарядки азоту 7,84 МПа;

4 – спарені гідравлічні циліндри малого діаметру (використовуються для швидкого опускання траверси пресування та повернення у вихідне положення основного плунжерного гідроциліндра пресування) діаметр поршня $D = 0,22$ м, діаметр штока $d = 0,18$ м, номінальне зусилля на одному циліндрі $F = 931,4$ кН, швидкість робочого органу $v = 0,075$ м/с, потужність $N = 69,9$ кВт;

5 – основний плунжерний гідроциліндр пресування (використовується для створення максимального зусилля пресування на траверсі) діаметр поршня $D = 0,63$ м, номінальне зусилля $F = 7595$ кН, швидкість робочого органу $v = 0,015$ м/с, потужність $N = 113,9$ кВт.

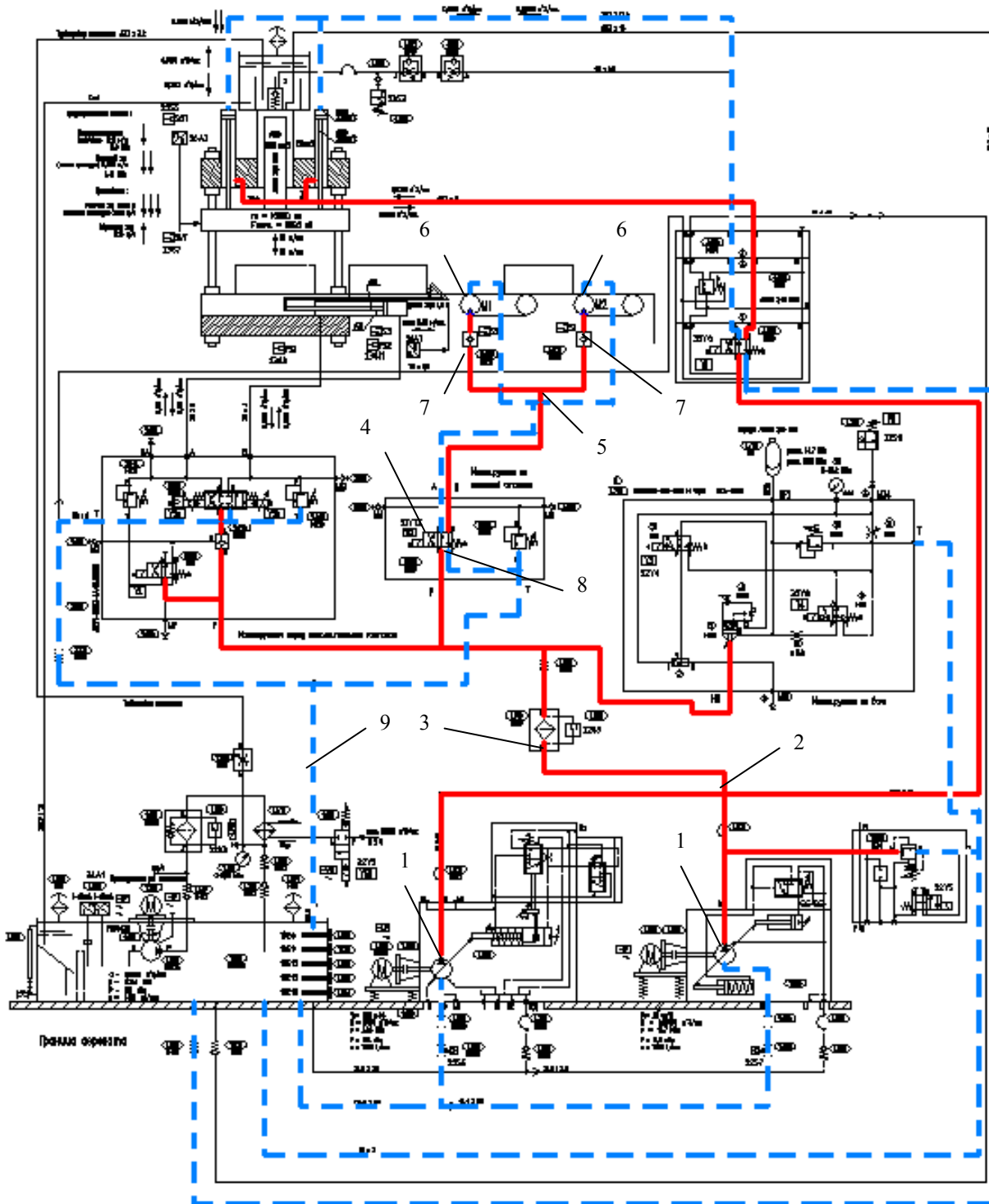


Рис. 1. Траєкторія енергетичного потоку в першому такті роботи системи: 1 – насос, 2 – трубопровід, 3 – фільтр, 4 – розподільник, 5 – трійник, 6 – гідромотор, 7 – зворотній клапан, 8 – розподільник, 9 – трубопровід

6 – енергетична частина реалізована двома насосними агрегатами:

Перший насосний агрегат потужністю $N = 132$ кВт з робочим об'ємом насоса $q = 250$ см³ при частоті обертання $n = 1500$ об/хв, номінальний тиск $P = 24,5$ МПа, номінальна витрата $Q = 0,006$ м³/с.

Другий насосний агрегат потужністю $N = 11,5$ кВт з робочим об'ємом насоса $q = 28$ см³ при частоті обертання $n = 1500$ об/хв, номінальний тиск $P = 14,7$ МПа, номінальна витрата $Q = 0,0067$ м³/с.

Реалізація робочого циклу пресу забезпечується послідовністю включення електромагнітів гідророзподільників гідравлічної схеми відповідно до табл. 1. Розглянемо процес формування дисипації енергії відповідно до траєкторії енергетичного потоку в тактах.

В першому такті (рис. 1) відбувається подача кіпи картону на стіл пресу за допомогою стрічкового конвеєра, який приводиться в дію двома гідравлічними моторами. Гідромотори зупиняються по досягненні кіпою датчика положення на столі. Тиск робочої рідини, необхідний для роботи моторів, дорівнює тиску створюваному насосним агрегатом і дорівнює 24,5 МПа.

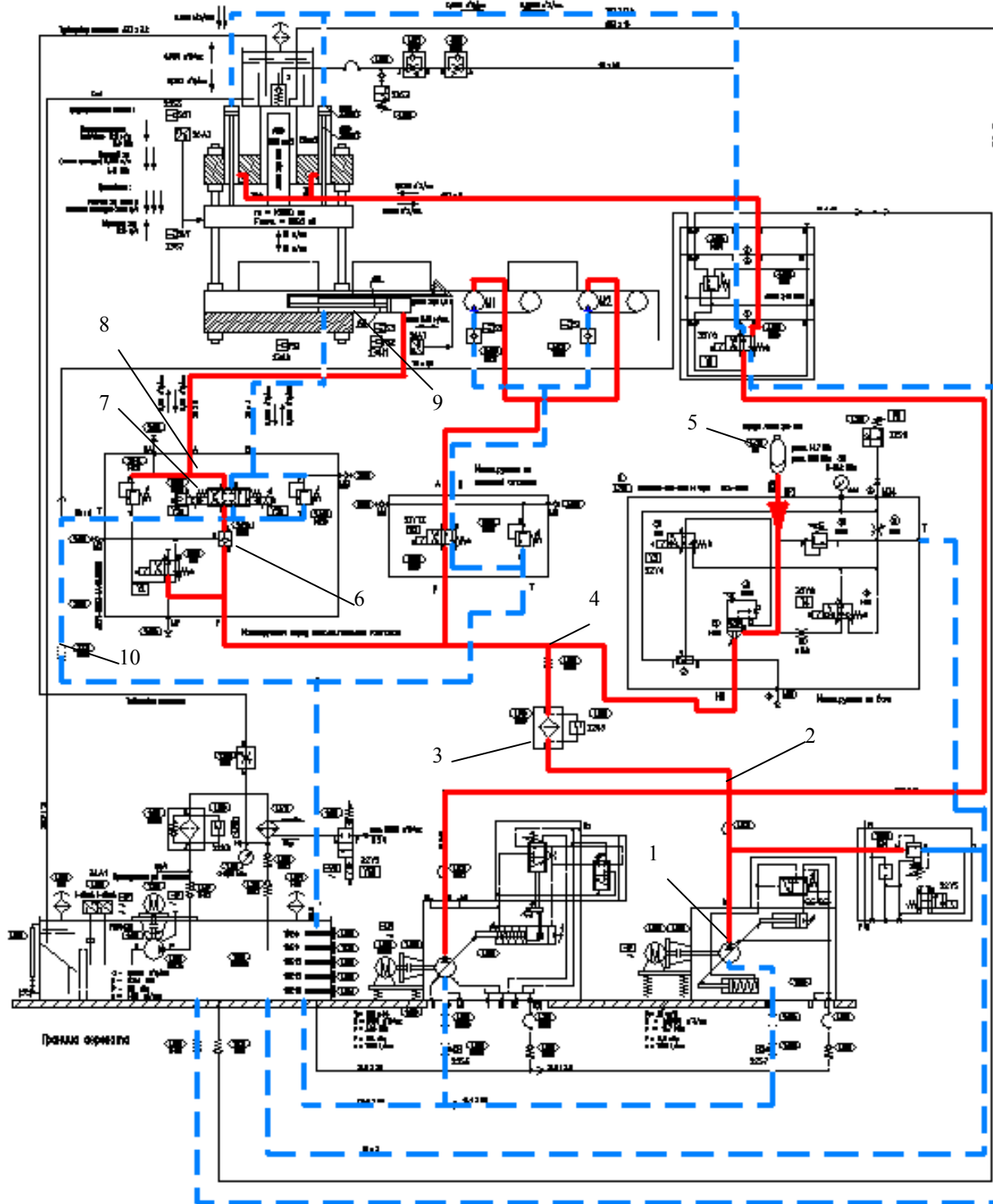


Рис. 2. Траєкторія енергетичного потоку в другому такті роботи системи: 1 – насос, 2 – трубопровід, 3 – фільтр, 4 – трубопровід, 5 – акумулятор, 6 – гідрозамок, 7 – розподільник, 8 – трійник, 9 – гідроциліндр, 10 – зворотній клапан

Енергетичний потік починає свій шлях з насосної станції, в якій виникають втрати енергії спричинені ККД гідроапаратів енергетичного рівня. Далі по напірній лінії, виникають втрати по довжині трубопроводів, стиснена рідина потрапляє до фільтра високого тиску тонкої очистки з чистотою фільтрації 10 мкм, який в свою чергу представляє собою місцевий гідравлічний опір. Потім енергетичний потік пройшовши по гідравлічній

лінії потрапляє в гідравлічний розподільник, який керує гідравлічними моторами конвеєра і який створює місцевий гідравлічний опір (рис. 1). Після розподільника потік проходячи через трійник спрямовується до гідромоторів, де основна частина потоку перетворюється в корисну роботу у вигляді обертального руху валу гідромотора. Залишок енергетичного потоку використовується для повернення робочої рідини в бак. При чому, на зворотному шляху, енергетичний потік проходить зворотній клапан та розподільник, в яких теж виникають енергетичні втрати. Величина втрат в першому такті складає 1,18 кВт, що становить 10,26% від затраченої потужності гідравлічної частини системи.

$$\Delta N_I = \Delta N_H + \Delta N_{TP} + \Delta N_\phi + \Delta N_P + \Delta N_T + \Delta N_M + \Delta N_{ЗК} + \Delta N_P + \Delta N_{TP} =$$

$$= 0,378 + 0,035 + 0,165 + 0,212 + 0,047 + 0,284 + 0,018 + 0,035 + 0,006 = 1,18 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

де: ΔN_H – втрати потужності в насосі; ΔN_{TP} – втрати потужності в трубопроводах; ΔN_ϕ – втрати потужності в фільтрі; ΔN_P – втрати потужності в розподільнику; ΔN_T – втрати потужності в трійнику; ΔN_M – втрати потужності в гідромоторі; $\Delta N_{ЗК}$ – втрати потужності в зворотньому клапані.

Значення енергетичних втрат на кожному апараті та ділянці траєкторії енергетичного потоку мають різне значення і представлені у вигляді процентного відношення від загальної величини втрат в такті (табл. 2).

Таблиця 2

Розподіл втрат в апаратах (Такт 1)

№ п/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	Σ
Апарат	Насос	Трубопровід	Фільтр	Розподільник	Трійник	Мотор	Зворотній клапан	Розподільник	Трубопровід	Система
%	32	3	14	18	4	24	1,5	3	0,5	10,26
кВт	0,378	0,035	0,165	0,212	0,047	0,284	0,018	0,035	0,006	1,18

В другому такті відбувається завантаження кіпи картону зі столу до зони пресування за допомогою гідроциліндра завантаження, одночасно з цим подається сигнал на розвантаження гідроаккумулятора в систему (рис. 2). Гідроциліндр завантаження працює з номінальним тиском та витратою, які створює друга насосна станція. Додатково відбувається включення гідроаккумулятора на розвантаження в систему для підвищення швидкості спрацювання приводу завантаження. Траєкторія енергетичного потоку починається з насосної станції. Далі енергетичний потік зменшуючись за рахунок втрат в трубопроводах потрапляє до фільтру тонкої очистки в якому теж втрачається частина гідравлічної енергії.

Далі основний енергетичний потік в трійнику збільшується за рахунок підведення рідини від гідравлічного аккумулятора $N_\Sigma = N_{HA} + N_{AK}$. Частина енергетичного потоку втрачається за рахунок проходження через гідравлічний замок та пропорційний розподільник. В гідравлічному циліндрі основна частина енергетичного потоку витрачається на корисну роботу (переміщення кіпи зі столу в зону пресування).

Невикористана потужність витрачається на повернення робочої рідини в гідравлічний бак. Величина втрат в другому такті складає 1,65 кВт, що становить 11,61% від середньої затраченої потужності гідравлічної частини системи (табл. 3). Середня затрачена потужність 14,7 кВт складається з потужності створеної насосною станцією 11,5 кВт та середньої за такт потужності підведеної гідравлічним аккумулятором 3,2 кВт.

$$\Delta N_{II} = \Delta N_H + \Delta N_{TP} + \Delta N_\phi + \Delta N_{TP} + \Delta N_{AK} + \Delta N_{ГЗ} + \Delta N_P + \Delta N_T + \Delta N_{Ц} + \Delta N_{ЗК} + \Delta N_P + \Delta N_{TP} =$$

$$= 0,379 + 0,05 + 0,215 + 0,05 + 0,099 + 0,083 + 0,296 + 0,066 + 0,33 + 0,024 + 0,05 + 0,008 = 1,65 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

Таблиця 3

Розподіл втрат в апаратах (Такт 2)

№ п/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	Σ
Апарат	Насос	Трубопровід	Фільтр	Трубопровід	Аккумулятор	Гідрозамок	Розподільник	Трійник	Гідроциліндр	Розподільник	Зворотній клапан	Трубопровід	Система
%	23	3	13	3	6	5	18	4	20	3	1,5	0,5	1,65
кВт	0,379	0,05	0,215	0,05	0,099	0,083	0,296	0,066	0,33	0,05	0,024	0,008	11,61

В третьому такті відбувається швидке опускання платформи пресування за допомогою спарених циліндрів. Одночасно циліндр завантаження повертається у вихідне положення та відбувається зарядження

гідроаккумулятора (рис. 3). Створений в насосній станції енергетичний потік складається з двох частин, одна з яких спрямована до гідравлічного циліндра завантаження та гідроаккумулятора, а друга використовується для приведення в дію спарених гідравлічних циліндрів, які опускають платформу пресування. Перша частина енергетичного потоку починається з першого насосного агрегату, проходить крізь ряд трубопроводів, фільтр тонкої очистки масла.

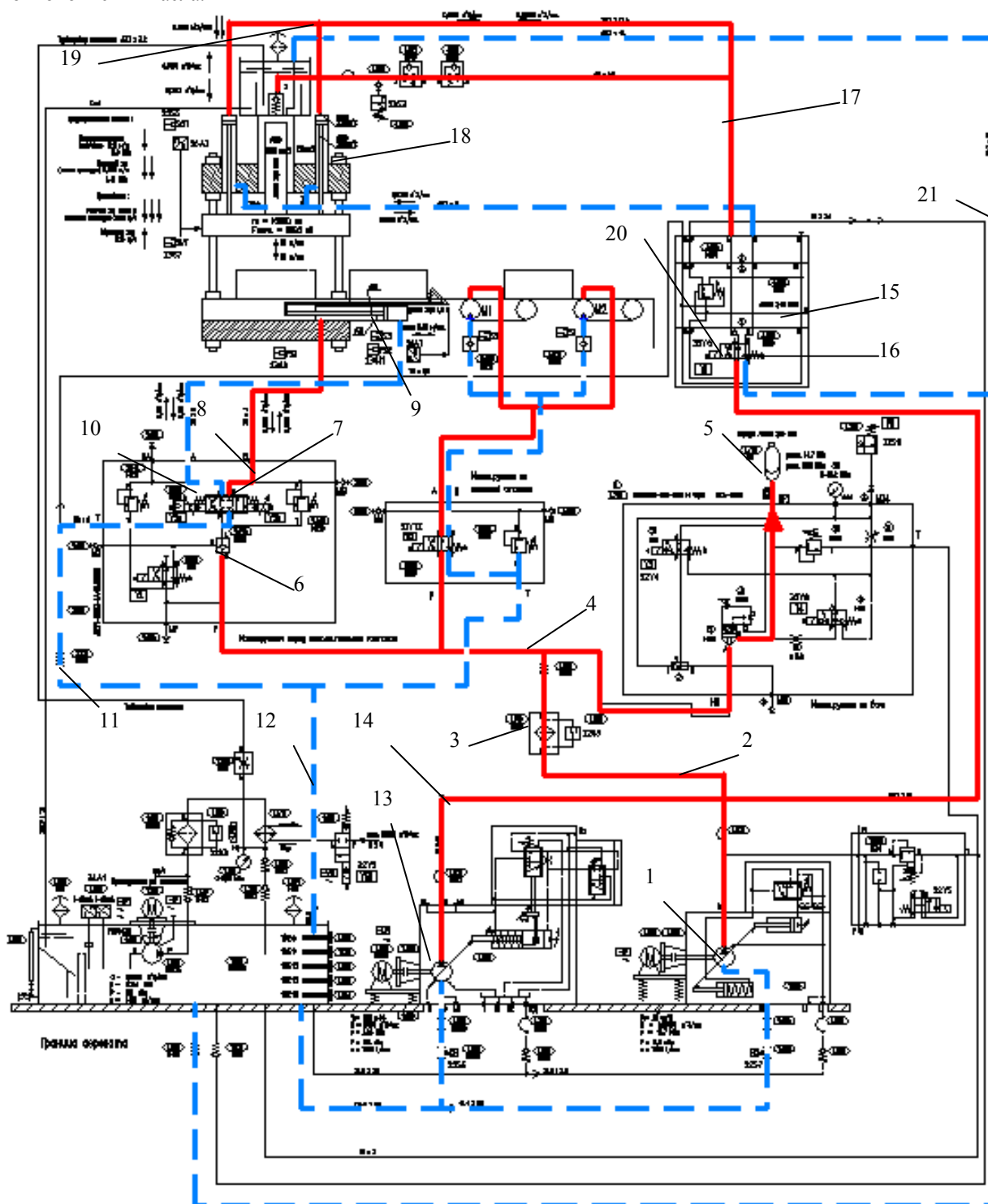


Рис. 3. Траскторія енергетичного потоку в третьому такті роботи системи: 1, 13 – насос, 2, 4, 8, 12, 14, 17, 19, 21 – трубопровід, 3 – фільтр, 5 – акумулятор, 6 – гідрозамок, 7, 10, 16, 20 – розподільник, 8, 19 – трійник, 9, 18 – гідроциліндр, 11 – зворотній клапан, 15 – блок керування

В трійнику відбувається розділення першої частини енергетичного потоку на два напрямки, один з яких спрямовується на повернення приводу завантаження кіп картону у вихідне положення, а інший використовується для зарядки гідравлічного акумулятора. Енергетичний потік першого напрямку проходить

через гідравлічний замок, пропорційний клапан та ряд трубопроводів та потрапляє до циліндра завантаження, який здійснює корисну роботу. Другий напрямок енергетичного потоку проходить гідравлічні клапани і потрапляє в акумулятор для накопичення енергії.

Друга частина потоку енергії створюється другим насосним агрегатом і спрямовується за допомогою трубопроводів через блок керування з пропорційними і дискретними клапанами до спарених циліндрів двосторонньої дії опускання платформи пресування. Основна частина енергетичного потоку витрачається на виконання корисної роботи гідроциліндрами в схемі диференційного підключення.

Частина енергетичного потоку використовується для повернення робочої рідини в гідравлічний бак.

Величина втрат в третьому такті складає 12,1 кВт, що становить 8,4% від середньої затраченої потужності гідравлічної частини системи (табл. 4, 5). Середня затрачена потужність 143,5 кВт складається з потужності створеної першим насосним агрегатом 11,5 кВт та другим насосним агрегатом 132 кВт.

$$\begin{aligned} \Delta N_{III} = & \Delta N'_H + \Delta N'_{TP} + \Delta N'_\phi + \Delta N'_{TP} + \Delta N'_{AK} + \Delta N'_{ГЗ} + \Delta N'_P + \Delta N'_T + \Delta N'_Ц + \Delta N'_{ЗК} + \Delta N'_P + \Delta N'_{TP} + \Delta N''_H + \\ & + \Delta N''_{TP} + \Delta N''_{БК} + \Delta N''_P + \Delta N''_{TP} + \Delta N''_Ц + \Delta N''_T + \Delta N'' + \Delta N''_{TP} = 0,345 + 0,05 + 0,226 + 0,05 + 0,129 + 0,087 + \\ & + 0,306 + 0,075 + 0,3 + 0,05 + 0,024 + 0,008 + 2,8565 + 0,4925 + 1,182 + 2,2655 + 0,394 + 1,97 + 0,197 + 0,394 + \\ & + 0,0985 = 12,1 \text{ кВт} \cdot \text{год} \end{aligned}$$

З потактового аналізу циклограми роботи пресу та визначення енергетичних втрат по шляху траєкторії енергетичного потоку видно, що дисипація енергії виникає не лише за рахунок опорів в гідравлічних апаратах та по довжині трубопроводів, а й за рахунок енергетичної неузгодженості апаратів енергетичного та споживчого рівнів. Як видно з третього такту роботи системи за рахунок різних експлуатаційних навантажень на виконавчих пристроях виникає неузгодженість по рівням енергоспоживання (табл. 4, 5).

Таблиця 4

Розподіл втрат в апаратах (Такт 3 – Частина 1)

№ п/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Апарат	Насос	Трубопровід	Фільтр	Трубопровід	Акумулятор	Гідрозамок	Розподільник	Трійник	Гідроциліндр	Розподільник	Зворотній клапан	Трубопровід
%	2,8	0,4	1,9	0,4	1,1	0,7	2,5	0,6	2,5	0,4	0,2	0,06
кВт	0,345	0,05	0,226	0,05	0,129	0,087	0,306	0,075	0,3	0,05	0,024	0,008

Таблиця 5

Розподіл втрат в апаратах (Такт 3 – Частина 2)

№ п/п	13	14	15	16	17	18	19	20	21	Σ
Апарат	Насос	Трубопровід	Блок керування	Розподільник	Трубопровід	Гідроциліндр	Трійник	Розподільник	Трубопровід	Система
%	23,61	4,07	9,77	18,72	3,26	16,2	1,63	3,27	0,81	8,4
кВт	2,8565	0,4925	1,182	2,2655	0,394	1,97	0,197	0,394	0,0985	12,1

Аналіз роботи багатопривідної системи показує, що енергетичний потік може розглядатись як сума потужностей кожного виконавчого пристрою в кожний момент часу. В свою чергу гідравлічна потужність визначається добутком тиску та витрати, споживаними виконавчими пристроями. Таким чином дослідження перших трьох тактів роботи системи показав, що при роботі двох або більше виконавчих пристроїв, які спрацюють в різних тактах, можуть виникати наступні основні різновиди неузгодженості:

різне навантаження та однакова швидкість на приводах ($F - var, v - const$);

однакове навантаження та різна швидкість на приводах ($F - const, v - var$);

різне навантаження та різна швидкість на приводах ($F - var, v - var$).

Висновки та напрямки подальших досліджень

На прикладі реальної промислової системи визначено структуру енергетичного потоку в багатопривідній системі об'ємного гідроприводу та встановлено напрямок дослідження величини енергетичних втрат, які повинні бути виконані в процесі енергетичного аналізу. Ці дослідження дозволять визначити шляхи мінімізації

енергетичних втрат та реалізувати зменшення рівня енергоспоживання промислових систем шляхом розробки та впровадження методик по розробці енергоефективних схем.

Анотація. *Выполнен анализ траектории энергетического потока многоприводной гидравлической системы с учетом факторов, которые влияют на уровень энергетической эффективности систем промышленного гидропривода. Рассмотрено потактно баланс мощности по уровням аппаратов в структуре функциональных модулей гидравлической системы. Выполнено уточнения схемы траектории энергетического потока в цикловой системе промышленного гидропривода и определено направления дальнейших исследований.*

Ключевые слова: *энергетическая эффективность, энергетические потери, такт, рабочий цикл, система гидроприводов, траектория энергетического потока.*

Abstract. *Study of energy losses of industrial hydraulic systems.*

Purpose. *The analysis of the energy flow trajectory by hydraulic system with a large number of drives.*

Design/methodology/approach. *It was performed the analysis with regard to the factors that affect the level of energy efficiency of industrial hydraulic drive.*

Findings. *It was done review of typical industrial hydraulic drive systems with a large number of actuators. It was showed the sequence of the system and the switching sequence of electromagnets of hydraulic directional valves.*

Originality/value. *It was considered the trajectory of energy flow in separate stroke and are determined energy losses at each time step. The magnitude of the energy loss in each of the devices on the line of the trajectory of the energy flow was determined. The balance of power on levels of devices in the structure of the functional modules of the hydraulic system was showed. It was achieved verifying circuit path of the energy flow in the cyclic industrial hydraulic drive system and are identified areas for further research.*

Keywords: *energy efficiency, energy losses, stroke, duty cycle, hydraulic drive system, trajectory of the energy flow.*

Бібліографічний список використаної літератури

1. *Беленков Ю.А.* Надежность объемных гидроприводов и их элементов / Ю.А. Беленков, В.Г. Нейман. – М.: Машиностроение, 1977. – 168 с.
2. *Скрицкий В.Я.* Эксплуатация промышленных гидроприводов / В.Я. Скрицкий, В.А. Рокшевский. – М.: Машиностроение, 1984. – 176с.
3. *Тимофеев В.Н.* Экономическая эффективность машин: основные факторы, резервы повышения, управление: [монография] / В.Н. Тимофеев. – Харьков, изд-во «Основа» при Харьковском государственном университете, 1990. – 156 с.
4. *Яхно О.М.* Повышение эффективности использования энергии в гидравлических механизмах сельскохозяйственных машин / О.М. Яхно, С.И. Пастушенко // Всеукраїнський науково-технічний журнал “Промислова гідравліка і пневматика”. – 2004. – Вип. 3. – С. 92-98.
5. *Левченко О.В.* Підвищення ефективності роботи систем гідроприводів циклічної дії / О.В. Левченко // В кн.: Вісник Національного технічного університету України («КПІ») Серія машинобудування. – 2012. – Вип. 65. – С. 125-130.
6. *Левченко О.В.* Особливості оцінки ефективності багатопривідної гідравлічної системи / О.В. Левченко // Наукові праці ДНТУ. Серія: "Гірничо-електромеханічна". – 2012. – Вип. 2(24). – С. 142-149.

References

1. *Belenkov Ju.A., Nejman V.G.* Nadezhnost' obemnyh gidroprivodov i ih jelementov (Reliability of hydraulic systems and their components). Moscow: Mashinostroenie, 1977. 168 p.
2. *Skrickij V.Ja., Rokshevskij V.A.* Jekspluatacija promyshlennyh gidroprivodov (Exploitation of industrial hydraulic systems). Moscow: Mashinostroenie, 1984. 176 p.
3. *Timofeev V.N.* Jekonomicheskaja jeffektivnost' mashin: osnovnye faktory, rezervy povyshenija, upravlenie: [monografija] (Economic efficiency of machines: the main factors that increase the reserves, management) Har'kov, izd-vo «Osnova» pri Har'kovskom gosudarstvennom universitete, 1990. 156 p.
4. *Jahno O.M., Pastushenko S.I.* Povyshenie jeffektivnosti ispol'zovanija jenergii v gidravlicheskih mehanizmah sel'skohozjajstvennyh mashin (Improving energy efficiency in hydraulic mechanisms of agricultural machinery) Vseukraїns'kij naukovno-tehnichnij zhurnal “Promislova gidravlika i pnevmatika”. 2004. Vip. 3. P. 92-98.
5. *Levchenko O.V.* Pidvishhennja effektivnosti roboti sistem gidroprivodiv ciklichnoї diї (Improving the efficiency of hydraulic cyclic systems) Journal of mechanical engineering National technical university of Ukraine “KPI”. 2012. No 65. Pages 125-130.
6. *Levchenko O.V.* Osoblivosti ocinki effektivnosti bagatoprividnoї gidravlichnoї sistemi Naukovi praci DNTU. Serija: "Girnicho-elektromehanična". 2012. Vip. 2(24). pp. 142-149.

Подана до редакції 12.09.2014