

Л. К. Поліщук<sup>1</sup>А. В. Светлов<sup>1</sup>

## ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ АДАПТИВНОГО ВМОНТОВАНОГО ГІДРОПРИВОДУ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА

<sup>1</sup> Вінницький національний технічний університет

Стрічкові конвеєри, які використовуються у будівництві, харчовій та гірничо-видобувній промисловості, машинобудуванні, логістиці, сільському господарстві, зокрема в сільськогосподарських мобільних машинах, функціонують в умовах непостійних та змінних навантажень. Робоче навантаження на робочій ланці характеризуються високою нерівномірністю і може перевищувати більш ніж вдвічі номінальне.. Такі режими навантаження, які сприймаються приводом, спричиняють спрацювання запобіжних клапанів у гідравлічних приводах та аварійну зупинку конвеєра, а в електричних приводах, які не оснащені муфтою межового моменту, поламку його конструктивних елементів. В роботі наведено тенденції розвитку систем керування адаптивного вмонтованого гідравлічного приводу стрічкового конвеєра, який спроектовано за схемою з резервуванням за крутним моментом, в контексті розв'язку технічних задач, що виникають під час експлуатації цих транспортних засобів. Подано конструктивні схеми систем керування адаптивних гідроприводів на основі клапанів прямої і непрямої дії, які за перевищення тиску до величини налаштування автоматично вмикають, а за його пониження до величини налаштування сенсора, вимикають додатковий гідромотор. Наведено основні результати теоретичних досліджень таких механічних систем, які показують ефективність їх застосування у відповідних режимах експлуатації транспортних засобів, зокрема на таких мобільних машинах як буртоукладник. Для системи керування стабілізації швидкості руху стрічки конвеєра розроблено нову гідрокінематичну схему приводу, запірно-розподільний пристрій якого оснащено спеціальним датчиком типу геркон, який забезпечує керування подачею робочої рідини від додаткового насоса у нагнітальну гідролінію гідравлічної системи під час зростання навантаження до величини, на яку налаштований сенсор пристрою керування. Таким чином, в умовах перевантаження забезпечується безупинна робота конвеєра і регулювання витратами робочої рідини підтримується стабільна швидкість руху стрічки, що сприяє підвищенню продуктивності його роботи.

**Ключові слова:** тенденції розвитку, стрічковий конвеєр, змінний режим роботи, адаптивний гідропривід, система керування, стабілізація швидкості

### Вступ

Стрічкові конвеєри мають широке використання у поточних технологіях виробництва у будівництві, харчовій та гірничо-видобувній промисловості, машинобудуванні, логістиці, сільському господарстві, зокрема в сільськогосподарських мобільних машинах. Під час експлуатації конвеєрів вантажопотоки, що поступають на робочу ланку, характеризується постійними та непостійними навантаженнями, які мають, здебільшого, випадковий характер. Змінні вантажопотоки, як за інтенсивністю, так і за періодом завантаження, викликають значні зміни навантаження на робочій ланці та привідному пристрою конвеєра. Перевищення навантаження над номінальним значенням може сягати значень більше ніж у 2-3 рази [1] і в таких випадках у електромеханічних приводах виникає потреба в терміновому відмиканні приводу, а у гідрофікованих приводах спрацьовує запобіжний клапан та зупиняється гідромотор задля запобігання поламки приводу. Для відновлення роботи необхідно зменшити навантаження на робочій ланці механічним способом і лише потім увімкнути привід конвеєра, що у сукупності значно знижує загальну продуктивність роботи транспортного засобу. Тому виникла потреба у розробці вмонтованих гідравлічних приводів конвеєрів, які здатні забезпечити їх безупинну роботу в умовах короткочасних або тривалих перевантажень.

Метою роботи є підвищення техніко-економічних показників конвеєра за рахунок удосконалення адаптивного гідроприводу з системою керування, яка забезпечує високу продуктивність роботи транспортера за рахунок стабілізації швидкості руху робочої ланки при змінних вантажопотоках.

Розробкою вмонтованих гідравлічних приводів стрічкових конвеєрів тривалий час займаються науковці кафедри галузевого машинобудування Вінницького національного технічного університету [1, 2]. Важливим чинником підвищення продуктивності конвеєра, який працює в режимі різних за тривалістю перевантажень, є забезпечення роботи гідравлічної системи приводу конвеєра без зупинок. Це можливо за запровадження активного резервування силових параметрів приводу, зокрема крутного моменту, яке досягається шляхом встановлення у приводі двох передавальних механізмів та додаткового гідромотора, улаштованого паралельно основному. При цьому необхідно застосовувати пристрій чи систему керування із засобами гідроавтоматики [3], яка є чутливою до зміни навантаження на робочій ланці, та вмикає або відмикає додатковий гідромотор в залежності від величини навантаження [4]. Такі механічні системи отримали ще назву адаптивні [5, 6, 7]. Крім того, необхідно теоретично обґрунтовувати параметри гідросистеми, які забезпечать ефективне функціонування гідроприводу в нестационарних режимах роботи.

### Результати дослідження

На початковому етапі була розроблена конструктивна схема вмонтованого гідравлічного приводу (рис. 1, *a*), з пристроєм керування на основі клапана прямої дії (рис.1, *б*) [8].

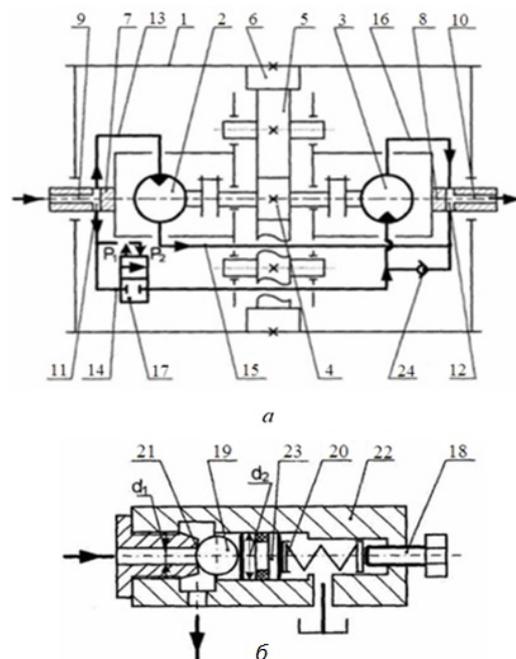


Рис. 1. Конструктивна схема адаптивного вмонтованого гідравлічного приводу з пристроєм керування на основі клапана прямої дії

Необхідна характеристика пристрою керування для вмикання та відмикання додаткового гідромотору 3 забезпечується вибором співвідношення площ герметизації  $d_1$  та  $d_2$ , рекомендації щодо вибору яких отримані після виконаних теоретичних та експериментальних досліджень. Аналіз отриманих результатів досліджень виявив окремі недоліки роботи такого пристрою керування, основні з яких пов'язані з властивою для клапана прямої дії крутизною витратної характеристики, що, за умови збільшення швидкості транспортування вантажу, вимагає переналадження пристрою для забезпечення стабільної величини спрацьовування за тиском. Крім того, під час значного зниження тиску за вимикання додаткового гідромотору, система потребує тривалого часу для виходу на номінальний режим роботи. Це суттєво знижує зону стійкої роботи системи за підвищених потужностей приводу, що може стати причиною некерованих автоколивальних процесів. Зазначені недоліки вдалося усунути застосуванням пристрою керування, розробленого на основі клапана непрямої дії (рис. 2, *a*), який застосовано в адаптивному гідроприводі стрічкового конвеєра, 3D модель якого зображена на рис. 2 (*б*). Особливістю його конструкції є виконання клапана першого каскаду у вигляді конічно-циліндричного затвора 18, який притиснутий пружиною 19 до сідла 20, і спряжений за

двома поверхнями сідла 20 різного діаметра, причому, циліндрична поверхня ступеня більшого діаметра затвора спряжена із розточкою більшого діаметра сідла 20 за ходовою посадкою і утворює з торцем сідла 20 додатне перекриття, а конічна поверхня має кільцевий контакт з отвором. А клапан другого каскаду, має вигляд трубчастого золотника 23, який притиснутий пружиною 24 до сідла 25, до того ж внутрішньою поверхнею золотник 23 спряжений з циліндричним сердечником 26, що забезпечує його напрямок переміщення під час взаємодії з сідлом 25, а зовнішньою поверхнею – з поверхнею розточки корпусу 27, і ущільнений гумовим кільцем 28.



Рис. 2. Конструктивна схема пристрою керування на основі клапана непрямої дії (а) для адаптивного вмонтованого гідравлічного приводу стрічкового конвеєра (б)

Проведені теоретичні та експериментальні дослідження довели ефективність застосування розробленого адаптивного гідроприводу з пристроєм керування для стрічкових конвеєрів, що працюють у режимі зі змінними вантажопотоками [1].

За результатами обробки осцилограм виконаних експериментів та отриманих теоретичних кривих за різними параметрами пристрою керування та режимів роботи адаптивного вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, побудовані графічні залежності зони стійкості роботи пристрою керування в координатах  $c_{\Sigma} - f_{др}$ , впливу  $f_{др}$  робочого вікна дроселя на стійкість та чутливість  $\Delta$ , зміни тиску в напірних гідролініях першого гідромотора  $p_1(t)$  та другого гідромотора  $p_3(t)$  після спрацьовування пристрою керування, витрати робочої рідини першого і другого гідромоторів  $Q_1(t)$  та  $Q_2(t)$ , частоти обертання вихідної ланки  $n(t)$ . Встановлено залежності впливу на тривалість перехідного процесу пуску  $t_n$  та спрацьовування пристрою керування  $t_{кв}$  під час його «відкриття» й «закриття» залежно від крутильної жорсткості механічної частини  $c_{\phi}$  (рис. 3), об'єму напірної порожнини гідросистеми  $V_1$  (рис. 4), моменту інерції  $I_3$  (рис. 5) та характеру зміни навантаження  $M(t)$ .

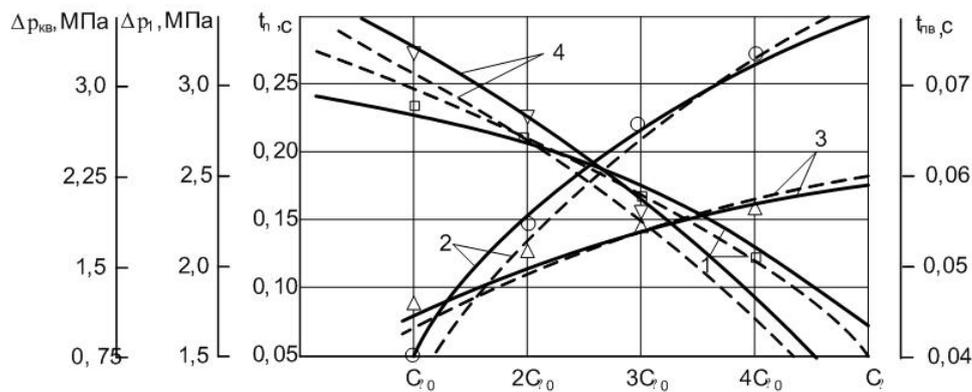


Рис. 3. Графік залежностей  $t_n(c_{\phi})$ ,  $\Delta p_1(c_{\phi})$ ,  $\Delta p_{кв}(c_{\phi})$ ,  $t_{кв}(c_{\phi})$  (відповідно криві 1, 2, 3 та 4) при  $p_{кв}=12$  МПа, крутильній жорсткості  $c_{\phi} = 0,37 \cdot 10^{-3}$  Н·м/рад;  $f_3/f_4 = 0,6$  та ступінчатій зміні моменту опору  $M_0$  від 87 Нм до 280 Нм (--- теоретичні, — експериментальні)

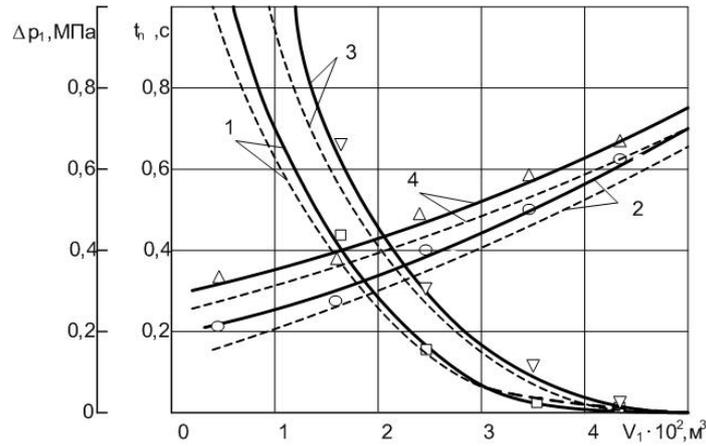


Рис. 4. Графік залежностей  $\Delta p_1(V_1)$ ,  $t_n(V_1)$  (відповідно криві 1, 2) при відсутності моменту опору та  $\Delta p_1(V_1)$ ,  $t_n(V_1)$  (відповідно криві 3, 4) при  $p_{кв} = 12$  МПа, крутильній жорсткості  $c_\phi = 0,37 \cdot 10^{-3}$  Н·м/рад;  $f_3/f_4 = 0,6$  та ступінчатій зміні моменту опору  $M_o$  від 87 Нм до 280 Нм (відповідно криві 1, 2, 3 та 4) (--- теоретичні, — експериментальні)

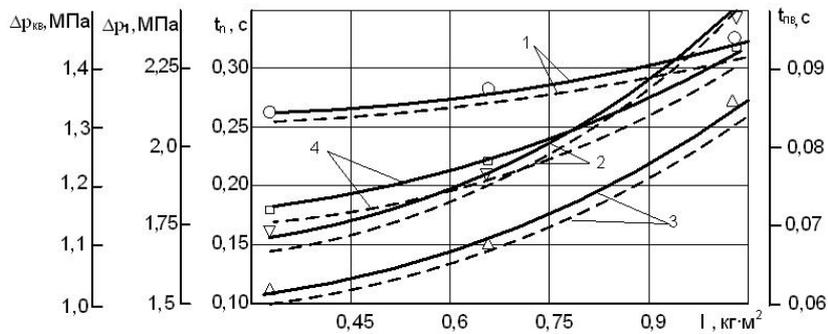


Рис. 5. Графік залежностей  $t_n(I)$ ,  $\Delta p_1(I)$ ,  $\Delta p_{кв}(I)$ ,  $t_{кв}(I)$  (відповідно криві 1, 2, 3 та 4) при  $p_{кв} = 12$  МПа, крутильній жорсткості  $c_\phi = 0,37 \cdot 10^{-3}$  Н·м/рад;  $f_3/f_4 = 0,6$  та ступінчатій зміні моменту опору  $M_o$  від 87 Нм до 280 Нм (--- теоретичні, — експериментальні)

Отримані результати дали змогу встановити вплив співвідношення площ запірного елемента першого каскаду на величину і характер зміни тиску закриття. Так, при значенні  $f_3/f_4 = 0,63$  тиск «закриття» становить  $p_{кз} = 7,8$  МПа, а при  $f_3/f_4 = 0,83$  —  $p_{кз} = 9,8$  МПа. Таким чином, зміною зазначених параметрів можна керувати тиском «закриття», що є важливим для отримання якісних динамічних характеристик приводу за різного характеру зміни навантаження. Проте, проведені дослідження, виявили деякі недоліки такого приводу. При вимкненому пристрої керування основний гідромотор окрім корисної роботи, спрямованої на переміщення вантажу, виконує роботу по подоланню сил тертя в рухомих ланках другого передавального механізму та додаткового гідромотора, що суттєво підвищує енергозатрати та знижує коефіцієнт корисної дії. Крім того, за різних механічних характеристик додатковий гідромотор може працювати в насосному режимі, до того ж вмикання додаткового гідромотора відбувається під дією сил опору і такий режим знижує довговічність роботи гідромотора.

Визначено шляхи удосконалення роботи гідроприводу за рахунок розробки системи керування з фрикційною муфтою для вмикання додаткового гідромотора. Крім того, для зменшення сил опору під час пуску додаткового гідромотора необхідно, щоб робота пристрою керування цієї системи відбувалася за режимом, відповідно до якого, спочатку, з невеликою затримкою в часі, відбувається зрушення вала додаткового гідромотора, а потім спрацьовує фракційна муфта ведучої шестірні передавального механізму. Ця задача розв'язана в системі керування адаптивного вмонтованого гідроприводу, конструктивна схема якого подана на рис. 6 [9].

Керований гідравлічний мотор-барабан містить корпус барабана 1, в який вбудовано привод, виконаний у вигляді двох окремих гідромоторів основного 2 (ГМ1) та додаткового 3 (ГМ2), і два передавальні механізми, кожен з яких складається з ведучих шестірен 4 і 7, проміжних 5 і 8 та коронних 6 і 9 зубчастих коліс. Корпус барабана 1 встановлено на вісі, що складається із трьох частин 10, 11, 12. Для підведення і відведення робочої рідини до гідромоторів 2 та 3 в середині лівої та правої частин вісі 10 та 12 виконано осьові канали 13 і 14, які за допомогою радіальних каналів 15 і 16, а також напірних трубопроводів 17 і 18 та зливних – 19 і 20, з'єднані з робочими камерами гідромоторів 2 та 3. В напірному трубопроводі 17 встановлено пристрій керування 21. Вхід додаткового гідромотора 3 при вимкненому пристрої керування 21 з'єднано із зливом через зворотний клапан 22.

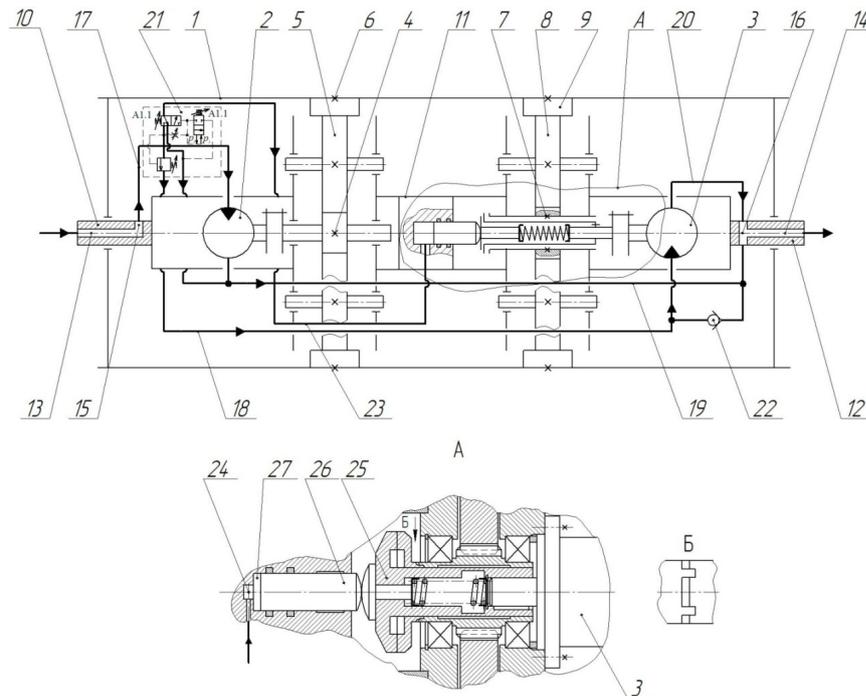


Рис. 6. Конструктивна схема адаптивного вмонтованого гідроприводу приймального конвеєра буртоукладника К-65М253-К

Пристрій керування 21 виконано за схемою, що наведена на рис. 7, на основі двокаскадного клапана, до того ж він виконує функції розподільника. Для передачі крутного моменту від вала додаткового гідромотора 3 другому передавальному механізму застосовується фрикційна муфта 25. Її ліва півмуфта через улаштований в ній підпружинений грибок контактує з правою торцевою поверхнею натискного плунжера 26, який розміщено праворуч середньої частини 11 з'єднаної вісі, діаметральна поверхня якого спряжена з більшою діаметральною поверхнею центрального ступінчастого отвору. Лівий торець натискного плунжера 26 разом з діаметральною та торцевою поверхнею ступінчастого центрального отвору утворюють порожнину 27. В торцевій поверхні центрального отвору виконано отвір меншого діаметра, який утворює порожнину 24, що з'єднана з порожниною 27. Маточина правої півмуфти фрикційної муфти 25 має жорсткий зв'язок з ведучою шестірнею 8. Якщо навантаження на стрічці конвеєра відповідає номінальному, то працює тільки основний гідромотор 2, який через перший передавальний механізм передає крутний момент корпусу барабана 1. Якщо навантаження на стрічці раптово збільшується до величини, яка відповідає значенню тиску «відкриття» сенсора (першого каскаду) пристрою керування 21, то він спрацьовує. Тоді згідно циклограми роботи системи керування вмикається додатковий гідромотор 3 і починає обертання його вихідний вал, а потім – спрацьовує фрикційна муфта 25. Через поверхні контакту правої півмуфти крутний момент від вала додаткового гідромотора 3 передається корпусу барабана 1 через передавальний механізм. Коли відбувається зниження навантаження на стрічці конвеєра до величини налаштування тиску «закриття» сенсора пристрою керування 21, він відмикає подачу

робочої рідини в порожнину 24 і під дією пружини розмикаються поверхні тертя лівої та півмуфти фрикційної муфти 25, а потім після відмикання подачі робочої рідини в робочі камери додаткового гідромотора 3 він припиняє свою роботу.

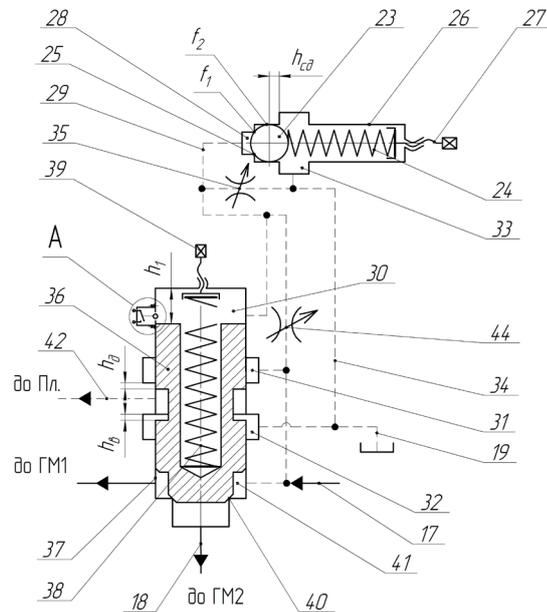


Рис. 7. Пристрій керування адаптивного вмонтованого гідроприводу приймального конвеєра буртоукладника К-65М253-К

Для визначення впливу параметрів адаптивного гідроприводу конвеєра та його системи керування, а також та пружно-інерційних характеристик транспортувальної частини на перебіг динамічних процесів розроблено математичну модель [10], яка дозволяє виконати низку необхідних досліджень. Під час теоретичних розрахунків застосовувалися постійні величини параметрів системи керування і для крутного моменту  $M(t)$ , що навантажує вали основного та додаткового гідромоторів, отримано графіки теоретичних залежностей зміни в часі тиску напірної гідролінії  $p_n(t)$ , тиску «відкриття» та «закриття» сенсора  $p_1(t)$ , тиску в порожнині плунжера  $p_2(t)$ , переміщення сенсора  $x(t)$ , переміщення запірно-розподільного елемента  $y(t)$ , переміщення плунжера  $z(t)$ , які наведені на рис. 8. Аналіз отриманих теоретичних графічних залежностей дозволяє стверджувати, що система керування адаптивного гідравлічного приводу адекватно реагує на зміну зовнішнього навантаження. Перебіг перехідних процесів у гідравлічній системі приводу триває впродовж невеликого проміжку часу (до 0,009 с), максимальне перевищення тиску щодо налаштованого тиску «відкриття»  $p_1$  не більше 0,76  $p_1$ . Характеристики пружини 24 та герметизуюча площа  $f_1$  запірного елемента 23 клапана першого каскаду (сенсора) відповідають налаштуванню на тиск «відкриття» 21 МПа запірно-розподільного елемента 21. Швидкодія відкриття запірно-розподільного елемента 36 другого каскаду щодо спрацьовування сенсора становить 0,006 с. Зрушення вала додаткового гідромотора по часу щодо початку зчеплення поверхонь тертя фрикційної муфти становить  $9 \cdot 10^{-4}$  с. За цей проміжок часу здійснюється зміна комутації напорної та зливної гідроліній, що під'єднанні до порожнини 24 натискного плунжера 26. Після зниження навантаження на робочій ланці (транспортуючій частині конвеєра) запірний елемент 23 клапана першого каскаду (сенсора) повертається у початкове положення, коли тиск в гідросистемі знижується до величини тиску «закриття», що становить близько 12 МПа. Під час відмикання гідролінії додаткового гідромотора 3 від гідросистеми приводу відбувається тимчасове зростання тиску в напірній гідролінії основного гідромотора 2 до величини 18 МПа, який є меншим за величину тиску «відкриття» запірного елемента 23 клапана першого каскаду (сенсора), а тому не впливатиме на стійкість роботи гідроприводу до моменту виходу на номінальний режим. Всі розглянуті конструкції адаптивних приводів з пристроями та системами керування призначені для роботи привідної системи в режимі постійних витрат робочої рідини гідросистеми. В умовах одночасної роботи двох гідромоторів загальна витрата робочої рідини, що

надходить у систему, залишається незмінною, але розподіляється між двома гідромоторами. Це неодмінно призводить до пропорційного зменшення витрати на одиницю об'єму гідромотора, а отже, до падіння швидкості руху стрічки. Подолання цієї проблеми є важливою науково-технічною задачею, оскільки саме стабільність швидкості стрічки безпосередньо впливає на продуктивність роботи конвеєра і відкриває ще один напрямок розвитку систем керування адаптивними гідравлічними приводами конвеєрів.

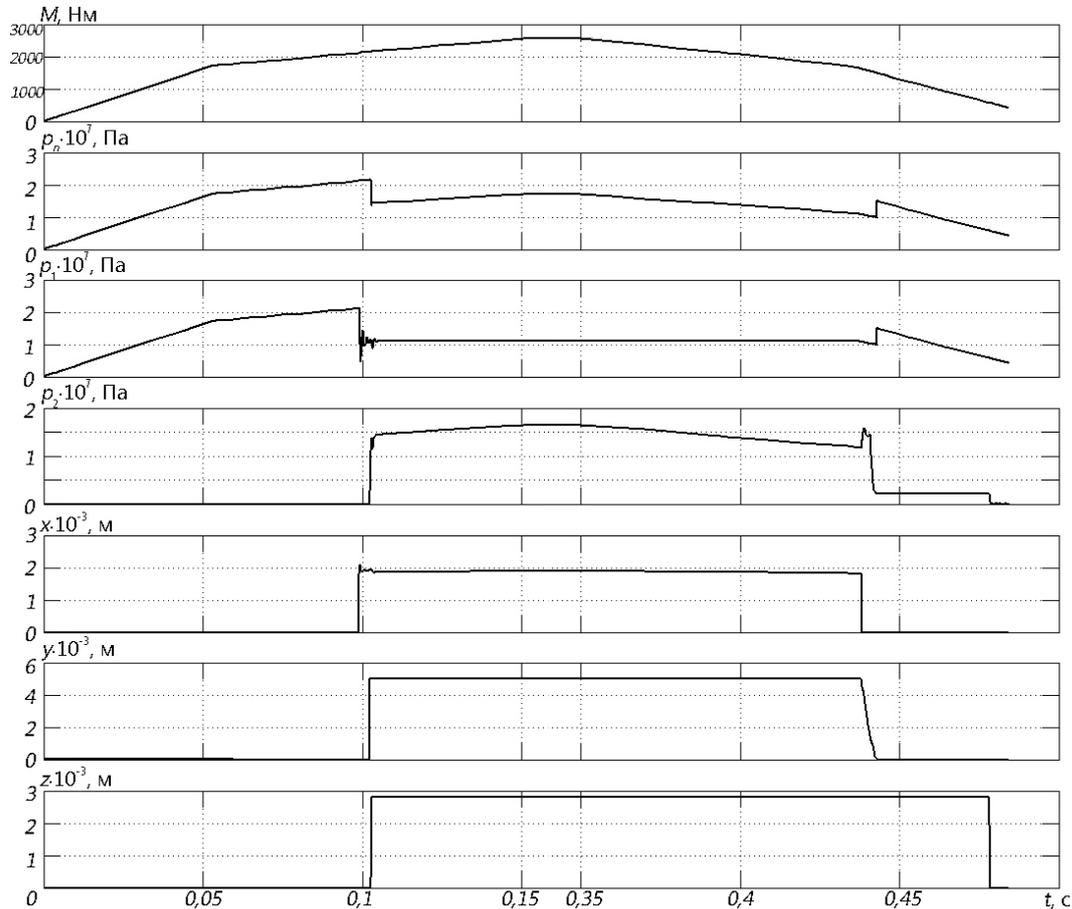


Рис. 8. Теоретичні графіки зміни в часі  $M(t)$ ,  $p_n(t)$ ,  $p_1(t)$ ,  $p_2(t)$ ,  $x(t)$ ,  $y(t)$ ,  $z(t)$

Удосконалення адаптивного приводу з системою керування полягає у застосуванні в системі живлення гідромоторів додаткового насоса, а в пристрої керування кінцевих вимикачів на шляху переміщення запірно-регульовального елемента, які керуватимуть вмиканням та вимиканням додаткового гідронасоса. Із застосуванням такого алгоритму пошуку нового технічного рішення, було розроблено нову принципову гідрокінематичну схему адаптивного вмонтованого гідравлічного приводу, що забезпечує стабілізацію швидкості руху стрічки при перевантаженнях на робочій ланці, коли в приводі застосовується резервування за моментом з використанням додаткового гідромотора [10].

На рис.9 показана принципова гідрокінематична схема удосконаленого адаптивного гідроприводу стрічкового конвеєра.

Привід містить корпус барабана 1, в який вбудовано два гідромотори: основний 2 і додатковий 3. Рух передається через два передавальні механізми. Перший складається з лівої ведучої 4, проміжної 5 та коронної 6 шестірень. Другий — з правої ведучої 7, проміжної 8 та коронної 9 шестірень. Вісь, на якій улаштований барабан, має три частини: нагнітальну 10, центральну 11 та зливну 12. Для циркуляції рідини є нагнітальний 13 та зливний 14 канали, що з'єднані гідролініями 15 та 16 відповідно з основним гідронасосом 17 та баком 18. Нагнітальна гідролінія 15 має запобіжний клапан 19, з'єднаний з баком 18. До неї також під'єднано гідронасосний зворотний клапан 20, який з'єднаний з додатковим гідронасосом 21 та нормально відкритим клапаном 22.

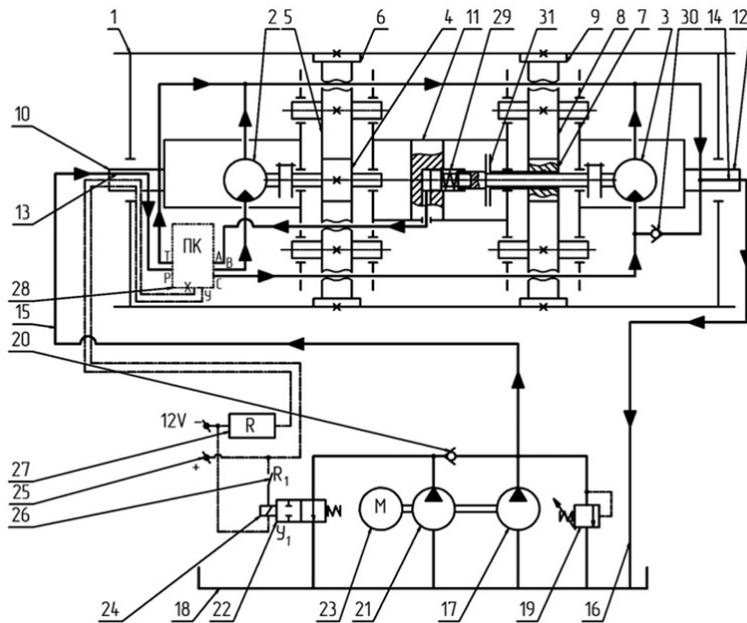


Рис. 9. Принципова гідрокінематична схема удосконаленого адаптивного гідроприводу стрічкового конвеєра

Обидва насоси 17 і 21 працюють від одного мотора 23. Електромагніт 24 керує клапаном 22 і живиться від блока живлення 25 (на 12 В) через релейний контакт 26 від реле 27. Реле 27 також під'єднано до контактів X і Y пристрою керування 28. Обидва насоси 17 та 21 працюють від одного електромотора 23.

Пристрій керування 28 (рис. 10) виконаний на основі двокаскадного клапана: перший 32 та другий 33 каскади, причому другий наділений функцією розподільника потоку рідини. Він з'єднує канали 13 (штуцер P) і 14 (штуцер T), натискний плунжер 29 (штуцер A), основний гідромотор 2 (штуцер B), додатковий гідромотор 3 та зворотний клапан 30 (штуцер C). Виходи гідромоторів 2 та 3 під'єднанні до зливного каналу 14. Натискний плунжер 29 контактує з фрикційною муфтою 31, яка передає крутний момент від додаткового гідромотора 3 до барабана 1. Перший каскад 32 містить кульковий клапан 34 з регульованою пружиною 35 і двома площами герметизації  $f_1$  та  $f_2$  ( $f_2 > f_1$ ). Другий каскад 33 має золотник 36 з магнітним кільцем 40 та регульованою пружиною 39. Кільце 40 працює разом з датчиком 41, підключеним до контактів X і Y. Штуцер P з'єднаний зі штуцером B, дроселем 37, і через золотник 36 зі штуцером C. Штуцер A з'єднаний зі штуцером T або P через вікна  $h_b$  і  $h_a$  ( $h_a > h_b$ ).

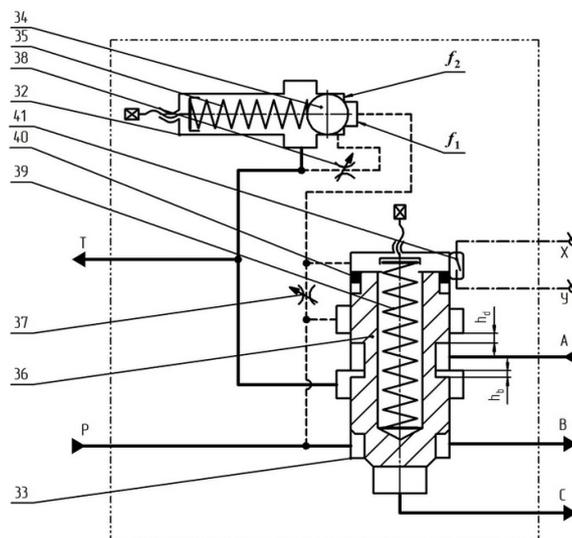


Рис. 10. Схема пристрою керування

Принцип роботи адаптивного вмонтованого гідروприводу полягає в тому, що коли при номінальному навантаженні тиск рідини є відповідним йому, працює тільки основний гідронасос 17 і гідромотор 2, який обертає корпус барабана 1. Додатковий гідронасос 21 працює вхолосту, оскільки нормально відкритий клапан 22 вимкнений, повертаючи рідину в бак 18, а фрикційна муфта 31 - розімкнена. При раптовому підвищенні навантаження на корпус барабана 1, коли тиск робочої рідини в гідроприводі мотор-барабана наближається до максимального значення, спрацьовує перший каскад пристрою керування. Це відбувається тоді, коли сила від тиску, що діє на клапан 34, подолає силу пружності від його регульованої пружини 35. Відповідно, робоча рідина в гідроприводі почне зливатися в невеликій кількості через перший каскад та утворить перепад тиску робочої рідини на дроселі 37 золотника. Коли сила від тиску робочої рідини в нагнітальній гідролінії на вільний торець золотника перевищить силу пружності від його регульованої пружини 39 та від тиску "відкриття" відбудеться переміщення золотника 36 у верхнє положення, при цьому відкриється прохід робочої рідини від штуцерів Р та В до штуцерів С та А, а магнітне кільце 40 активує спеціальний датчик 41 другого каскаду, що призведе до закриття проходу робочої рідини від штуцера А до штуцера Т. Це дасть змогу подавати робочу рідину до додаткового гідромотора 3 та плавно увімкнути його для передачі обертового моменту через натискний плунжер 29 та фрикційну муфту 31 до другого передавального механізму, який в свою чергу через шестерні передаватиме обертовий момент на корпус барабана.

Крім того, коли спрацьовує датчик другого каскаду відбувається подача електричного струму через реле 27 та контакти Х, У від блоку живлення 25, що забезпечить подачу електричного струму через електромагніт 24 та відповідно дозволить переключити нормально відкритий клапан 22, закривши злив робочої рідини від додаткового гідронасоса 21 в бак 18. Коли тиск робочої рідини на виході додаткового гідронасоса 21 буде більший за тиск робочої рідини на виході основного гідронасоса 17 відкриватиметься гідронасосний зворотний клапан 20 та подаватиме робочу рідину в нагнітальну гідро лінію 15. Таким чином потреба та можливості в потужності гідроприводу мотор-барабана будуть стабілізовані для подолання підвищеного навантаження на корпусі барабана. Якщо навантаження зросте ще більше, спрацює запобіжний клапан 19, який зіллє рідину від обох насосів у бак, зупинивши обидва мотори. Коли ж навантаження і тиск зменшиться, кульковий клапан 34 повернеться в сідло корпусу першого каскаду, а золотник 36 – в нижнє положення. подача робочої рідини до плунжера 29 припиниться, а муфту 31 буде розімкнено. Датчик 41 пристрою керування вимикається, нормально відкритий клапан 22 повертається в початкове положення, і насос 21 знову працює вхолосту, тобто система працюватиме в режимі роботи тільки з основним гідромотором 2.

Запропоноване технічне рішення має прямий позитивний вплив на техніко-економічні показники конвеєра. Значно зростає надійність експлуатації, оскільки синхронне резервування моменту та стабілізація швидкості унеможливають спрацювання запобіжного клапана 19 та аварійні зупинки. Підвищення продуктивності забезпечується безупинною роботою конвеєра та стабільністю руху стрічки, що усуває час простою і мінімізує втрати вантажу. Розроблена схема створює чітку базу для подальшого математичного моделювання і дослідженням якої можна кількісно оцінити ступінь стабілізації швидкості порівняно з існуючими системами.

### Висновки

Обґрунтовано необхідність покращення техніко-економічних показників стрічкових конвеєрів мобільних машин, які працюють в умовах змінних навантажень, де вирішальною умовою є забезпечення безупинної роботи для підвищення продуктивності. Показано тенденції розвитку пристроїв та систем керування залежно від розв'язуваних технологічних задач транспортування вантажу. Подано конструктивні схеми пристроїв та систем керування, важливі результати досліджень, що підтверджують ефективність їх застосування у адаптивних гідравлічних приводах конвеєрів. Проаналізовано недолік існуючих адаптивних гідроприводів, що полягає в падінні швидкості руху стрічки через некомпенсоване зростання робочого об'єму гідромоторів при постійній витраті рідини, і подано алгоритм вирішення цієї проблеми. Розроблена принципова схема адаптивного вмонтованого гідравлічного приводу з системою керування конвеєра, що працює в режимах змінних робочих навантажень, яка автоматично забезпечує його безупинну роботу та стабілізацію швидкості руху стрічки за зміни навантаження і дозволяє за її застосування підвищити продуктивність експлуатації транспортного засобу.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Л.К. Поліщук, О.О. Адлер, *Вмонтовані гідравлічні приводи конвеєрів з гнучким тяговим органом, чутливі до зміни навантаження: монографія*. Вінниця, Україна: ВНТУ, 2010, 184 с.
2. Л.К. Поліщук, Р.Д. Іскович-Лотоцький, А.Л. Штурма, Р.П. Коцюбівський, *Дослідження перехідних процесів гідравлічного вмонтованого приводу*, Зб. Наук. Праць Кіровоград. Техн. Унів. «Техніка в с/г вироб., галузеве машино буд., автоматизац.» Вип. 8. Кіровоград, Україна: 2001, с. 86-91.
3. Ю. А. Буренніков, Л.Г. Козлов, С.В. Репінський, *Вибір параметрів системи керування гідроприводом з насосом змінної продуктивності на основі дослідження його стійкості*, Вісник Вінницького політехнічного інституту. Вінниця, 2006. № 6 [49].
4. Л.К. Поліщук, О.О. Адлер, А.Л. Штурма, *Керуючий пристрій для гідроприводу зі змінним навантаженням на робочому органі*, Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. Луганськ, 2007. №3 (109), Частина 1, с. 195-200.
5. В.Д. Мигаль, М. Л. Шуляк, Т.О.Бажинова, *Адаптивні пристрої керування тракторів і автомобілів: конспект лекцій з дисципліни*, Харків, Україна: ХНТУСГ, 2019, 175с.
6. В.І. Риндяев *Адаптивні системи передачі приводу конвеєрів та перспективи їх використання*, Східно-Європейський журнал передових технологій. 2012. №3 (7(57)), с. 38–39.
7. В. Чжу, Е. Дюпої, М. Дойон (11 серпня 2006 р.), *Адаптивне керування гармонійними приводами*. ASME. Я. Дин. Sys., Meas., Control . Березень 2007. 129(2): с.182–193.
8. Л.К. Поліщук, В.П. Пурдик, О.О. Адлер, *Керований гідравлічний привод конвеєра*, Промислова гідравліка і пневматика. 2007. №3(17), с. 51-55.
9. Л.К. Поліщук, Є.В. Харченко, О.В. Піонткевич, О.О. Коваль, *Дослідження динамічних процесів в системі керування гідропривода стрічкових конвеєрів із змінними вантажопотоками*, Східно-Європейський журнал передових технологій. Технології машинобудування, 2/8(80). 2016, с. 22-29. ISSN 17293774.
10. L.K. Polishchuk, L.G. Kozlov, O.V. Piontkevych etc, “Study of the dynamic stability of the belt conveyor adaptive drive,” *Przeglad Elektrotechniczny*, R95, NR 4, pp. 98 – 103, 2019. <https://doi:10.15199/48.2019.04.17>
11. L.K. Polishchuk, O.V. Piontkevych, A.V. Svetlov, O.O Adler, D.O. Lozinskyi, “Development and optimization of the control device for the hydraulic drive of the belt conveyor,” *Informatyka Automatyka Pomiaru W Gospodarce I Ochronie Srodowiska*, no. 15 (2), pp. 124–129, 2025. <https://doi.org/10.35784/iapgos.7051>

Рекомендована кафедрою галузевого машинобудування.

Стаття надійшла до редакції 12.09.2025 р.

**Поліщук Леонід Клавдійович** – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри галузевого машинобудування, e-mail: leo.polishchuk@gmail.com;

**Светлов Артем Вікторович** — аспірант кафедри галузевого машинобудування, e-mail: prota4ka@gmail.com.

Вінницький національний технічний університет, Вінниця.

**L. K. Polishchuk<sup>1</sup>**

**A. V. Svetlov<sup>1</sup>**

## TRENDS IN THE DEVELOPMENT OF CONTROL SYSTEMS FOR ADAPTIVE MOUNTED HYDRAULIC CONVEYOR BELT DRIVE

<sup>1</sup>Vinnitsia National Technical University

*Belt conveyors used in construction, food and mining industries, mechanical engineering, logistics, agriculture, in particular in agricultural mobile machinery, operate under conditions of non-constant and variable loads. The working load on the working link is characterized by high unevenness and can exceed more than twice the nominal. Such load modes, perceived by the drive, cause the operation of safety valves in hydraulic drives and emergency stop of the conveyor, and in electric drives that are not equipped with a limit torque clutch, breakage of its structural elements. The paper presents trends in the development of control systems for an adaptive built-in hydraulic drive of a belt conveyor, which is designed according to a scheme with torque redundancy, in the context of solving technical problems that arise during the operation of these vehicles. The structural diagrams of control systems for adaptive hydraulic drives based on direct and indirect valves are presented, which automatically*

turn on an additional hydraulic motor when the pressure exceeds the set value, and turn it off when it drops to the sensor setting value. The main results of theoretical studies of such mechanical systems are presented, which show the effectiveness of their application in the corresponding operating modes of vehicles, in particular on such mobile machines as a paver. A new hydrokinematic drive diagram has been developed for the control system for stabilizing the speed of the conveyor belt, the shut-off and distribution device of which is equipped with a special reed switch type sensor, which provides control of the supply of working fluid from the additional pump to the injection hydraulic line of the hydraulic system when the load increases to the value for which the control device sensor is set. Thus, in overload conditions, continuous operation of the conveyor is ensured and a stable speed of the belt is maintained by regulating the flow rate of the working fluid, which contributes to increasing its performance.

**Keywords:** development trends, belt conveyor, variable operating mode, adaptive hydraulic drive, control system, speed stabilization.

**Polishchuk Leonid Klavdiyovych** — Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Department of Industrial Engineering, e-mail: leo.polishchuk@gmail.com;

**Svietlov Artem Victorovych** — Postgraduate Student of Department of Industrial Engineering.