

Адлер Оксана Олександрівна

УДК.622.64

**ВМОНТОВАНИЙ ГІДРАВЛІЧНИЙ ПРИВОД КОНВЕЄРА, ЧУТЛИВИЙ ДО
НАВАНТАЖЕННЯ**

Спеціальність 05.02.02 - Машинознавство

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Вінниця – 2009

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у Вінницькому національному технічному університеті (ВНТУ), Міністерство освіти і науки України.

Науковий керівник – кандидат технічних наук, доцент

Поліщук Леонід Клавдійович,
Вінницький національний технічний університет,
доцент кафедри металорізальних верстатів та
обладнання автоматизованих виробництв.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор

Маргинців Михайло Павлович,
Національний лісотехнічний університет
України, м. Львів
професор кафедри прикладної механіки

кандидат технічних наук, доцент

Паламарчук Ігор Павлович,
Вінницький державний аграрний університет,
завідувач кафедри автоматизації та комплексної
механізації технологічних процесів

Захист відбудеться «02» квітня 2009 року о 14⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 05.052.03 у Вінницькому національному технічному університеті за адресою: 21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ауд. 210 ГУК.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Вінницького національного технічного університету (21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ГУК).

Автореферат розіслано «20» лютого 2009 р.

Вчений секретар спеціалізованої
вченої ради

О. В. Дерібо

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Актуальність теми. Стрічковий конвеєр є основним засобом неперервного транспорту в різних галузях народного господарства, який забезпечує поточні технології виробництва. Ефективність їх використання значною мірою визначається технічними можливостями приводного пристрою. Техніко-економічні показники привода повинні відповідати, як умовам експлуатації транспортуючих машин, так і режимам їх роботи.

Аналіз особливостей експлуатації стрічкових конвеєрів у машинах різного технологічного призначення з обмеженою монтажною зоною під привод дозволяє надати перевагу вмонтованим приводам, які відзначаються компактністю, невеликою вагою, високою питомою потужністю, меншою кількістю складових вузлів. Крім того, стрічкові конвеєри, в своїй більшості, експлуатуються в умовах змінних навантажень, максимальне перевищення яких над номінальним може бути значним. Зазначені режими транспортування характерні для роботи приймального конвеєра буртоукладальної машини та відвантажувального і поперечного конвеєрів коренезбиральної машини РКС, акумулюючим конвеєрам, що працюють в гірничорудних шахтах, завантаження яких здійснюється скреперними пристроями, які подають гірничу масу від забою до конвеєра. Під час роботи приводів таких транспортерів виникають умови, коли через значне збільшення навантаження для уникнення поламак привода необхідна його термінова зупинка, що суттєво знижує продуктивність. В електромеханічному приводі під час повторного пуску може вийти з ладу його механічна частина, а в гідравлічному, що оснащений засобами гідроавтоматики – спрацює запобіжний клапан гідросистеми.

Тому створення для транспортуючих машин компактного привода, який оснащено пристроєм керування з раціональними параметрами є актуальною задачею.

Зв'язок роботи з державними науковими програмами, планами, темами.

Дисертаційну роботу виконано відповідно до науково-дослідної тематики кафедри «Металорізальні верстати та обладнання автоматизованих виробництв (МРВ ОАВ)» Вінницького національного технічного університету (ВНТУ) згідно госпдоговірної теми №1923 (номер держ. реєстрації 0107U011589) «Розробка методики розрахунку приводів стрічкових конвеєрів з різними режимами навантаження».

Мета і завдання дослідження.

Метою роботи є підвищення економічності та надійності функціонування гідравлічного привода конвеєра за умов змінності навантаження на робочому органі за рахунок підвищення питомої потужності, зменшення габаритів, металомісткості та кількості проміжних вузлів привода і застосування пристрою керування.

Для досягнення мети необхідно розв'язати такі завдання:

- розробити нову принципову схему вмонтованого гідравлічного привода конвеєра, чутливого до навантаження, з пристроєм керування величинами тиску «відкриття» та «закриття» для вмикання другого гідромотора, в залежності від крутного моменту;
- встановити компоновочні співвідношення для вмонтованих гідравлічних приводів конвеєрів, що враховують передавальні відношення відповідних типів передач за однакової несучої здатності;
- розробити математичну модель пристрою керування і на основі її аналізу встановити оптимальні конструктивні співвідношення його параметрів, які забезпечують раціональні режими роботи;
- розробити математичну модель вмонтованого гідравлічного привода, чутливого до навантаження, в умовах обмеженої споживаної потужності з урахуванням взаємозв'язку динамічних процесів в приводі і пружно-дисипативних, жорсткісних, інерційних характеристик ланок конвеєра;
- виконати теоретичне дослідження на ПЕОМ роботи привода для визначення впливу його параметрів на перехідні процеси;
- виконати експериментальні дослідження пристрою керування та вмонтованого гідравлічного привода конвеєра, чутливого до навантаження, і перевірити коректність розроблених математичних моделей та прийнятих припущень;

- розробити науково-обґрунтовану методику розрахунку та проектування вмонтованого гідравлічного привода конвеєра, чутливого до навантаження, та отримати аналітичні залежності для визначення його основних енергетичних, силових та геометричних параметрів;

- на основі аналізу теоретичного та експериментального дослідження вмонтованого гідравлічного привода конвеєра, чутливого до навантаження, розробити конструктивні схеми нових перспективних вмонтованих гідравлічних приводів;

- розробити технічні рішення та рекомендації для проектувальників вмонтованих гідравлічних приводів.

Об'єкт дослідження – гідравлічні приводи конвеєрів.

Предмет дослідження – вмонтований гідравлічний привод конвеєра, чутливий до навантаження.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження динамічних процесів у керованому гідравлічному вмонтованому приводі стрічкового конвеєра, виконані методами фізичного та математичного моделювання із використанням комп'ютерного моделювання на основі пакету Math Lab 13. Експериментальні дослідження здійснені методами тензометрії із реєстрацією результатів вимірювання за допомогою шлейфового осцилографа та оцінки їх похибки методами математичної статистики.

Наукова новизна одержаних результатів.

- вперше побудована та досліджена математична модель вмонтованого гідравлічного привода конвеєра, чутливого до навантаження, з пристроєм керування, що враховує взаємозв'язок динамічних процесів в приводі і пружно-дисипативних, жорсткісних, інерційних характеристик ланок конвеєра та конструктивних особливостей пристрою керування;

- удосконалена математична модель пристрою керування, виконаного на основі клапана непрямої дії з урахуванням параметричного принципу дії запірних елементів;

- вперше встановлено компоновочні співвідношення для вмонтованих гідравлічних приводів конвеєрів, що враховують передавальні відношення відповідних типів передач за однакової несучої здатності;

- вперше отримані аналітичні залежності для визначення основних енергетичних, силових та геометричних параметрів вмонтованого гідравлічного привода конвеєра, чутливого до навантаження;

- вперше на основі теоретичного та експериментального досліджень вмонтованого гідравлічного привода конвеєра, чутливого до навантаження, сформульовані наукові принципи розрахунку таких приводів.

Практичне значення одержаних результатів.

Розроблена нова конструкція керованого гідравлічного вмонтованого привода стрічкового конвеєра з пристроєм керування суттєво розширює функціональні та технічні можливості, підвищує надійність та економічність такого привода. Експериментальними дослідженнями дослідного зразка нового керованого гідравлічного вмонтованого привода стрічкового конвеєра підтверджені його очікувані технічні дані.

Створена методика проектного розрахунку керованого гідравлічного вмонтованого привода стрічкового конвеєра, яка подана у вигляді залежностей, що дозволяють розрахувати всі основні геометричні, кінематичні, силові та енергетичні параметри керованого гідравлічного вмонтованого привода стрічкового конвеєра.

На основі розроблених рекомендацій проектування керованих вмонтованих приводів запропоновані та захищені патентами на винахід нові конструкції гідравлічних вмонтованих приводів з покращеними техніко-економічними показниками.

Конструкторська документація на дослідний зразок керованого гідравлічного вмонтованого привода стрічкового конвеєра та керівні матеріали у вигляді методики проектного розрахунку, опису конструкції та інструкції по експлуатації керованого гідравлічного вмонтованого привода стрічкового конвеєра, передані ВАТ «Гніванський кар'єр» (м. Гнівань, Тиврівського району, Вінницької області) для використання при проектуванні оригінального керованого гідравлічного вмонтованого привода стрічкового конвеєра для технологічної лінії цеху дроблення гранітних мас

та на ЗАТ «Калинівський машинобудівний завод» (м. Калинівка, Вінницької області) для використання при проектуванні нестандартного обладнання, зокрема в приймальному конвеєрі буртоукладальної машини К-65М253-К, яка застосовується на цукрових заводах для укладання в бурти цукрових буряків.

Особистий внесок здобувача. Основні результати досліджень отримані автором самостійно. В працях, що опубліковані у співавторстві, автору належать: виконання теоретичних досліджень вмонтованого привода швидкохідного конвеєра [1]; розробка математичної та розрахункової моделей гідравлічного мотор-барабана стрічкового конвеєра [2]; розробка конструктивної схеми гідравлічного мотор-барабана на основі запропонованої класифікації приводних пристроїв, розробленої на основі системного аналізу [3]; пропозиція застосування у приводі конвеєра, що працює із змінними режимами навантаження на робочому органі двох паралельно встановлених гідромоторів та пристрою керування, виконаного на основі клапана прямої дії [4]; пропозиція використання у приводах, чутливих до навантаження пристрою керування виконаного на основі клапана непрямої дії [5]; на підставі теоретичних досліджень здійснено обґрунтування вибору геометричних параметрів запірних елементів пристрою керування, виконаного на основі клапана непрямої дії [6]; обґрунтування системи коректних припущень, що приймаються при розробці математичної моделі для аналізу динаміки гідравлічного вмонтованого привода та пристрою керування [7]; розробка конструктивної схеми вмонтованого гідравлічного привода конвеєра [8]; пропозиція застосування у приводі конвеєра, що працює із змінними режимами навантаження на робочому органі двох паралельно встановлених гідромоторів та пристрою керування, виконаного на основі клапана прямої дії [9]; обґрунтування умов застосування різних пристроїв керування для вмонтованого гідравлічного привода із змінним навантаженням [10]; пропозиція виконання опорної вісі мотор-барабана зіставною [11]; пропозиція виконання швидкохідного ступеня передавального механізму у вигляді цівкової передачі з позацентровим зачепленням [12]; розробка конструктивної схеми пристрою керування, виконаного на основі клапана прямої дії [13]; пропозиція з метою підвищення надійності та точності спрацьовування пристрою керування використати конструктивну схему пристрою керування приводом конвеєра, виконаного на основі клапана непрямої дії [14]; пропозиція виконання передавального механізму привода з трьохступінчастою передачею за співвісною схемою [15]; пропозиція виконання опорного елемента у вигляді двох корпусних частин з'єднаних між собою [16]; пропозиція для підвищення потужності привода використання двох передавальних механізмів [17]; пропозиція використання фрикційної муфти в пристрої автоматичного вмикання другого двигуна [18].

Апробація результатів дисертації. Основні результати доповідались, обговорювались та були схвалені на: Міжнародних науково-технічних конференціях – IV міжнародна конференція Асоціації спеціалістів промислової гідравліки та пневматики (АС ПГП) (м. Вінниця, ВДАУ, 2004 р.); XII-XIV міжнародні науково-технічні конференції «Машинобудування та техносфера XXI століття» (м. Севастополь, 2005 - 2007 р.); Міжнародна науково-технічна конференція «Вібрації в техніці і технологіях» (м. Полтава, 2005 р.); XI-XII міжнародні конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 2006-2007); VII науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Вінниця, 5- 6 жовтня, 2006 р.); 8-й міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові. (м. Львів, 23 - 25 травня, 2007); науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу, співробітників та студентів ВНТУ з участю науково-технічних працівників підприємств м. Вінниці та області (2003-2008 р.р.); наукових семінарах кафедри МРВОАВ ВНТУ в 2003-2008 р.р.

Публікації. Матеріали дисертаційної роботи опубліковані у 18 наукових працях, з них: 7 - статей у фахових наукових виданнях України; 8 - патентів України; 3 - статті у наукових виданнях України, що не входять до переліку фахових.

Структура і обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається із вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних літературних джерел та додатків. Повний обсяг дисертації – 178 сторінок. Основний зміст викладено на 151 сторінці машинописного тексту, ілюструється 97 рисунками та 12 таблицями. Додатки містять 27 сторінок. Список джерел має 116 найменувань.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, висвітлено її зв'язок з державними науковими програмами, планами і темами кафедри, сформульовані мета і завдання дослідження, визначено наукову новизну, практичну цінність та особистий внесок здобувача, наведена коротка анотація всіх розділів, відомості про публікації та апробацію результатів дисертації, її структуру та обсяг.

В **першому розділі** розглянуті технічні і конструктивні особливості приводів стрічкових конвеєрів різних технологічних машин, що працюють із змінними режимами навантаження. На основі порівняльного аналізу приводів різних типів показані переваги вмонтованого гідравлічного приводу, чутливого до навантаження.

Проведено аналіз відомих конструктивних схем вмонтованих приводів і пристроїв керування та визначені тенденції удосконалення та створення нового приводного пристрою стрічкового конвеєра – вмонтованого гідравлічного приводу, чутливого до навантаження, а також розглянуто стан теорії розрахунку механічних систем конвеєрів.

Теоретичні основи динаміки транспортуючих машин викладені у працях Н. Я. Біліченка, І. Ф. Гончаревича, В. Г. Дмитрієва, Ф. К. Іванченка, С. М. Кожевнікова, М. П. Мартинціва, Е. Е. Новікова, С. А. Панкратова, А. О. Співаковського, Л. Г. Шахмейстера та інших.

Розв'язанню широкого кола теоретичних і прикладних задач динаміки конструкцій, що представляються стрижневими моделями присвячені праці В. Л. Бідермана, В. В. Болотіна, С. Г. Калініна, В. О. Малащенко, Я. Г. Пановко, Г. С. Писаренко, А. П. Філіппова, К. В. Фролова, В. Є. Харченко, В. Г. Чудновського та ін.

Працями Александрова А. В., Вейца В. Л., Вульфсона Й. І, Давидова Б. Л., Зіньковського А. П., Іванченка Ф. К., Ірінга Ю., Ісковича-Лотоцького Р. Д, Кожевнікова С. Н., Комарова М. С., Неміровського І. А., Паламарчука І. П., Поліщука Л. К., Харченка Є. В. доведена необхідність створення технологічних машин з приводами, в яких враховується підвищена питома потужність, можливість здійснення плавного регулювання швидкості на робочому органі і крутного моменту, реалізація необхідного закону керування, знижена матеріаломісткість, раціональність кінематичної схеми.

Створення вмонтованого гідравлічного приводу, чутливого до навантаження обумовлено потребами обладнання конвеєрів різних технологічних машин, що працюють із змінними режимами навантаження на робочому органі, наприклад, таких як приймального конвеєра буртоукладальної машини чи відвантажувального і поперечного конвеєрів коренезбиральної машини РКС-6, а також акумулюючого конвеєра, що працює в гірничорудних шахтах, завантаження якого здійснюється скреперними пристроями, котрі неперервно подають гірничу масу від забою до конвеєра. Крім того, проведені автором експериментальні дослідження умов роботи транспортерів буртоукладальної машини із застосуванням вібрографів та високошвидкісної відеозйомки, дозволили встановити необхідність застосування раціональної кінематичної схеми приводів таких механічних систем, шляхом використання вмонтованих гідравлічних приводів, оскільки вилучаються проміжні ланки, а також ті, що є основними джерелами виникнення вібраційних коливань, котрі впливають як на довговічність самої машини, так і на умови праці оператора.

Обґрунтовано необхідність використання пристрою керування у вмонтованому гідравлічному приводі конвеєра, що працює із змінними режимами навантаження, з метою підвищення його економічності за рахунок забезпечення безупинного режиму роботи транспортного засобу без додаткового збільшення потужності.

На підставі проведеного огляду відомих робіт, аналізу сучасного стану та тенденцій розвитку приводних пристроїв різних технологічних машин, що працюють із змінними навантаженнями, сформульовано мету та задачі дослідження.

Другий розділ містить: системний аналіз конструкцій вмонтованих приводів; алгоритм безмашинного проектування нового вмонтованого приводу; технічні та технологічні вимоги до вмонтованих гідравлічних приводів транспортуючих пристроїв, що працюють із змінними

режимами навантаження на робочому органі; обґрунтування вибору кінематичної схеми та типу передач привода; розробку нової конструктивної схеми вмонтованого гідравлічного привода конвеєра, чутливого до навантаження; опис принципу роботи та конструктивної будови вмонтованого гідравлічного привода конвеєра та пристрою керування.

Проведено системний аналіз конструкцій вмонтованих приводів, який дозволив встановити підпорядкованість і взаємозв'язки основних елементів параметричного простору, на підставі чого виділено етапи деталізації зазначених елементів, що дозволило вести цілеспрямований схемний пошук конструкції з наперед заданими параметрами.

Поелементним аналізом на кожному етапі деталізації виділено характерні ознаки досліджуваного об'єкта і після їх систематизації, на основі структури деталізації, розроблено алгоритм безмашинного проектування гідравлічного привода.

Встановлено компоновочні співвідношення для вмонтованих гідравлічних приводів конвеєрів, що враховують передаточні відношення відповідних типів передач за однакової несучої здатності. Для визначення області застосування рядових циліндричної та двохступінчастої співвісної, планетарної, хвильової, черв'ячної, цівкової передач в передавальному механізмі вмонтованого привода, з точки зору забезпечення його оптимальної компоновки, проведено порівняльний аналіз їх геометричних розмірів в діапазоні передаточних відношень, котрі можуть бути ними забезпечені.

Дослідженнями було встановлено, що для підвищення питомої потужності, надійності, спрощення конструкції, розширення функціональних можливостей привода, підвищення економічності та зниження собівартості його конструкція повинна відповідати таким основним вимогам:

- наявність економічно та конструктивно обґрунтованого типу передачі, що використовується в приводі;
- наявність складеної вісі, яка разом з опорним елементом дозволяє розмістити двигун і передавальний механізм співвісно корпусу барабана, чим забезпечуються невеликі радіальні розміри барабана;
- застосування високомоментних гідромоторів, що дозволить спроектувати передавальний механізм з невеликими значеннями передаточного числа;

- а) використання схеми з двома гідродвигунами, що забезпечить приводу при підвищених потужностях кращі динамічні властивості;

- б) наявність пристрою керування для відмикання другого гідромотора при понижених потужностях роботи привода.

У відповідності з цими вимогами і розробленими конструкторськими та технологічними заходами для їх здійснення створена нова конструкція (рис. 1) вмонтованого гідравлічного привода конвеєра, чутливого до навантаження, новизна якого захищена деклараційним патентом України №22801.

Вмонтований гідравлічний привод конвеєра містить корпус барабана 1, в який вбудовано привод, виконаний у вигляді двох окремих гідромоторів 2 та 3 і передавального механізму, що складається з ведучої 4, проміжних 5 та коронної 6 шестерень (рис. 1, а).

Барабан 1 встановлено на осі, яка складається з двох напівосей 7 та 8. Для підведення і відведення робочої рідини до гідромоторів 2 та 3 в середині напівосей 7 та 8 виконано осьові канали 9 і 10, які за допомогою радіальних каналів 11 та 12, а також трубопроводів 13 і 14 та 15 і 16 з'єднані з робочими камерами гідромоторів. В одному з радіальних каналів напівосі 7, для підведення робочої рідини до гідромоторів 2 та 3, встановлено пристрій керування 17 у вигляді клапана непрямої дії (рис. 1, б). Пристрій керування містить клапан першого каскаду – конічно-циліндричний затвор 18 притиснутий пружиною 19 до сідла 20, встановленого в корпусі 21 та регулювальний гвинт 22 для налагодження на заданий тиск. Конічно-циліндричний затвор 18

Рис. 1. Схема вмонтованого гідравлічного привода конвеєра, чутливого до навантаження (а) та пристрою керування (б)

спряжений з двома поверхнями сідла 20 різного діаметра, причому, запірна конічна поверхня ступеня меншого діаметра контактує із фаскою, виконаною на меншому діаметрі ступінчастої розточки в сідлі 20, розміщеному в корпусі 21 клапана першого каскаду, а циліндрична поверхня ступеня більшого діаметра спряжена із розточкою більшого діаметра сідла 20 за ходовою посадкою і утворює з торцем сідла 20 додатне перекриття. А також клапан другого каскаду – трубчастий золотник 23 притиснутий пружиною 24 до сідла 25. 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. Вхід гідромотора 3 за вимкненого пристрою керування 17 з'єднано із зливом через зворотній клапан 34.

Вмонтований гідравлічний привод працює таким чином.

Якщо тиск на вході в гідросистему не перевищує тиску налагодження пристрою керування 17, то робоча рідина під тиском через осьовий 9 та радіальний 11 канали, що виконані у напіввісі 7 і трубопровід 13 надходить в робочу камеру гідромотора 2. В результаті взаємодії робочої рідини з роторним елементом гідромотора 2 відбувається обертання його вихідного вала, жорстко з'єданого з швидкохідним валом редуктора 3, який за допомогою ведучої шестерні 4 та проміжних шестерень 5, приводить в рух коронну шестерню 6. Коронна шестерня 6, яка жорстко закріплена на внутрішній стороні поверхні корпусу барабана 1, передає йому обертальний рух відносно складеної осі. Втративши енергію робоча рідина через вихідний отвір гідромотора 2, трубопровід 15, радіальний 12 та осьовий 10 канали, виконані у напівосі 8, поступає на злив. При цьому пристрій керування 17 вимкнено, гідромотор 3 працює вхолосту і завдяки зворотному клапану 34 його робочі камери та магістраль 16 знаходяться в середовищі робочої рідини, що поступає на злив.

За підвищення навантаження, тиск на вході гідросистеми (отвір 31) досягає значення p_2 , що перевищує номінальне p_1 , спрацьовує пристрій керування 17 і за рахунок того, що конічно-циліндричний затвор 18, стискаючи пружину 19, встановлену в корпусі 21, сила якої визначається налагодженням регульовального гвинта 22, зміщується відносно сідла 20 і робоча рідина поступає на злив через отвір 33. При цьому на дроселі 30 виникає перепад тисків, за рахунок чого трубчастий золотник 23, який встановлено на циліндричному сердечнику 26, стискаючи пружину 24, зміщується в корпусі 27 разом із ущільнюючим гумовим кільцем 28 відносно сідла 25 вліво, пропускаючи робочу рідину в отвір 29, що з'єднаний із трубопроводом 14, через який робоча рідина надходить в робочу камеру гідромотора 3, вмикаючи його паралельно гідромотору 2. Дросель 32 демпфує трубчастий золотник 23, підвищуючи цим динамічну стійкість пристрою керування, а також формує надклапанну порожнину (між дроселем 32 та торцем трубчастого золотника 23), оптимальна величина податливості якої забезпечує необхідні перехідні характеристики клапана. При цьому дросель 32 не впливає на коефіцієнт підсилення за витратами клапана першого каскаду, а також не погіршує статичні характеристики клапана керування. В результаті взаємодії робочої рідини з роторними елементами гідромоторів 2 та 3 відбувається обертання їх вихідних валів, що жорстко з'єдані з швидкохідним валом передавального механізму 3, який за допомогою ведучої шестерні 4 та проміжних шестерень 5, приводить в рух коронну шестерню 6. Коронна шестерня 6, яка жорстко закріплена на внутрішній поверхні корпусу барабана 1, передає йому обертальний рух відносно зіставної осі. Втративши енергію робоча рідина через вихідні отвори гідромоторів 2 та 3, трубопроводи 15 і 16 відповідно, радіальний 12 та осьовий 10 канали, виконані у напівосі 8, поступає на злив. Регулюючи витрату і тиск робочої рідини, можна керувати відповідно числом обертів корпусу барабана 1 (а значить і швидкістю транспортування) та крутним моментом.

В **третьому розділі** розроблені та теоретично досліджені математичні моделі пристрою керування та вмонтованого гідравлічного привода конвеєра, чутливого до навантаження.

Обґрунтовано вибір розрахункової схеми механічної частини вмонтованого гідравлічного привода, подано залежності для розрахунку інерційних та жорсткісних характеристик.

Для дослідження характеристик розробленого пристрою керування та встановлення оптимальних конструктивних співвідношень його параметрів, які забезпечують раціональні

режими роботи і оцінки їх впливу на роботу вмонтованого привода складена його розрахункова схема та математична модель.

Під час складання математичних моделей пристрою керування та вмонтованого гідравлічного привода конвеєра прийнято ряд припущень: продуктивність насоса постійна ($Q_H = \text{const}$); напірні з'єднувальні трубопроводи короткі, тому гідравлічним опором і хвильовими процесами в них можна знехтувати ($\Delta p_{\text{тр}} = 0$); температура і в'язкість потоку робочої рідини приймалися постійними ($t^0 = \text{const}$; $\beta = \text{const}$); податливості порожнин, а також стисливість робочої рідини враховувалися як усереднені величини для даного діапазону зміни тиску; тиск рідини у всіх точках об'єму напірної та клапанної магістралей змінюється синфазно; тиск рідини в зливних магістралях приблизно постійний; сили сухого тертя невеликі, тому ними можна знехтувати; інерційний напір в дросельній магістралі малий порівняно з повним втраченим напором рідини; кут відхилення потоку приблизно постійний і не змінюється за малих коливань закриття клапана поблизу усталеного положення; втрати з магістралі нагнітання пропорційні тиску; проковзування стрічки відносно барабана відсутнє ($F_{\text{max}}/F_{\text{min}} \geq e^{f\alpha}$); вважаємо стрічку абсолютно гнучкою пружною ниткою.

Наведені припущення дозволяють отримати прийнятний опис роботи пристрою керування.

Робота пристрою керування згідно розрахункової схеми запишеться таким чином.

Рівняння витрат робочої рідини, що поступає до другого гідромотора через пристрій керування

$$Q_{\ddot{A}2} = Q_{\ddot{E}\ddot{E}} + Q_{\ddot{A}\ddot{D}} + \sigma \ddot{\delta}'_1 + \frac{V_1}{E} \frac{d}{dt} p_1 + f_1 \frac{d}{dt} h_1; \quad (1)$$

Рівняння руху золотникового клапана пристрою керування

$$f_1 p_1 + f_2 p_3 = m_1 \frac{d^2}{dt^2} h_1 + b_1 \frac{d}{dt} h_1 + F_{\ddot{A}\ddot{A}} + c_1 (h_1 + x_1), \quad (2)$$

В рівняннях (1) - (2)

$$Q_{\ddot{E}\ddot{E}} = \mu_1 b_1 h_1 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_3)}{\rho}}; \quad (3)$$

$$Q_{\ddot{A}\ddot{D}} = \mu_{\ddot{A}\ddot{D}} f_{\ddot{A}\ddot{D}} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_{\ddot{E}\ddot{E}})}{\rho}}; \quad (4)$$

$$F_{\ddot{A}\ddot{A}} = Q_{\ddot{E}\ddot{E}} \sqrt{2\rho(p_1 - p_2)} \cos \alpha_1. \quad (5)$$

Відкриття запірнього елемента першого каскаду здійсниться за умови

$$\ddot{\delta}'_1 = \frac{kh_2}{f_3}, \quad (6)$$

а закриття –

$$p_1 = \ddot{\delta}'_1 \frac{f_3}{f_4} + \frac{kh_2}{f_4}. \quad (7)$$

Враховуючи, що маса кінцевого запірнього елемента m_2 значно менша маси золотникового клапана m_1 , крім того позитивне перекриття становить лише 1 мм, а між циліндричною поверхнею кінцевого запірнього елемента та сідла є зазор, то інерційні характеристики та сили тертя першого каскаду можуть бути не враховані.

В рівняннях (1 – 7) використані такі позначення: p_1 - тиск в напірній магістралі першого гідромотора; p_2 - тиск в зливній магістралі; p_3 – тиск в напірній магістралі другого гідромотора після спрацьовування клапана керування; q_m - робочий об'єм гідромотора; σ_1 - коефіцієнт витрат з порожнини гідроприводу, що знаходиться під тиском p_1 ; $p_{\text{кл}}$ - тиск в напірній магістралі клапана; h_1 , b_1 - відкриття та довжина робочого отвору золотникового клапана; V_1 , E – об'єм та зведений

модуль пружності напірної магістралі; m_1 - маса золотникового клапана; c_1, χ_1 - жорсткість та попередній стиск пружини першого каскаду; $\mu_1, \mu_{др}$ - коефіцієнт витрат, відповідних прохідних перерізів; ρ - густина оливи; d_1, d_2, d_3 – діаметри поверхонь золотникового клапана; $f_{др}$ - площа поперечного перерізу дроселя; α_1 - кут відхилення потоку рідини при виході з робочої порожнини; m_1 – маса золотникового клапана пристрою керування; $f_1 = \pi/4((d_3^2 - d_2^2))$ - площа контакту торця золотникового клапана; $f_2 = \pi/4((d_3^2 - d_1^2))$ - повна площа торця золотникового клапана; $f_3 = \pi d_4^2/4$ - площа конуса затвора в місті контакту з сідлом; $f_4 = \pi d_5^2/4$ - площа циліндричної частини затвора; d_4, d_5 – діаметри конічної і циліндричної поверхонь затвора, відповідно.

Для розробки математичної моделі вмонтованого гідравлічного привода, чутливого до навантаження складена його розрахункова схема (рис. 2, а).

На розрахунковій схемі рухомі частини конвеєра представлені двома дискретними масами 6 і 8. До першої зведені маси обертових частин приводного пристрою, до другої - рухомі ланки транспортуючої частини конвеєра. Стрічку конвеєра можна представити реологічною моделлю Фохта (рис. 2, б). В приводному пристрої встановлено гідромотори 4 та 5, до яких підведені напірний та зливний трубопроводи. Максимальний тиск, що створюється насосом 1, визначається налагодженням запобіжного клапана 2. В гідромагістралі, яка з'єднує напірну порожнину напіввісі з гідромотором 5, встановлено пристрій керування 3, основними складовими якого є: клапан першого каскаду (3.1), клапан другого каскаду (3.2), дроселі (3.3 та 3.4). Вхід гідромотора 5 за вимкненого пристрою

керування з'єднано із зливом через зворотний клапан 9. Механічні втрати в гідромоторі моделюються обертальними кінематичними парами. Момент опору руху стрічки діє на ланку 8.

За номінального навантаження рівняння, що описують роботу привода, спочатку враховують роботу одного гідромотора 4.

Рівняння витрат робочої рідини в напірній магістралі

$$q_1 n_1 - \sigma_1 p_1 - Q_{\dot{A}1} - k_1 V_1 \left(\frac{dp_1}{dt} \right) = 0, \quad (8)$$

зливній

$$Q_{\dot{A}1} - k_2 V_2 \left(\frac{dp_2}{dt} \right) - \sigma_2 p_2 = Q_2, \quad (9)$$

при чому $p_{кл} \geq p_1$.

Рівняння руху ділянки 6-8

$$I_1 \left(\frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} \right) + b_2 \left(\frac{d\varphi_1}{dt} \right) + c_{\varphi_1} (\varphi_1 - i\varphi_3) + c_{\varphi_1} f_{\dot{\varphi}1} (\varphi_1 - i\varphi_3) \operatorname{sgn} \left[\frac{d(\varphi_1 - i\varphi_3)}{dt} \right] + \quad (10)$$

$$+ M_{\dot{\varphi}1} - q_{\dot{A}} (p_1 - p_2) = 0,$$

$$I_2 \left(\frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} \right) + \beta_2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) + c_{\varphi_2} (\varphi_2 - i\varphi_3) + c_{\varphi_2} f_{\dot{\varphi}2} (\varphi_2 - i\varphi_3) \operatorname{sgn} \left[\frac{d(\varphi_2 - i\varphi_3)}{dt} \right] + \quad (11)$$

$$+ M_{\dot{\varphi}2} - q_{\dot{A}} (p_3 - p_2) = 0,$$

$$i c_{\varphi_1} (\varphi_1 - i\varphi_3) - i c_{\varphi_2} (\varphi_2 - i\varphi_3) - I_4 \left(\frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} \right) - r_1 (F_1 - F_4) = 0. \quad (12)$$

Рівняння руху ланки 8 та деформація стрічки через кутові переміщення ланок 6 і 8

$$r_2 (F_2 - F_3) - I_4 \left(\frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} \right) - M_0 = 0. \quad (13)$$

Коли в приводі виникає певне межове значення навантаження, що перевищує номінальне, в гідросистемі встановлюється тиск p'_1 , за якого спрацьовує пристрій керування і вмикається гідромотор 5, тобто $p_1 \geq p'_1$. Математична модель, що описує роботу привода з двома гідромоторами, складається з рівнянь (8)-(13) та рівнянь, що описують роботу пристрою керування (1) – (8).

В рівняннях (8 – 13) використані наступні позначення: p_1 - тиск в напірній і зливній магістралях; p_2 - тиск в зливній магістралі; q_n, q_m - робочі об'єми насоса і гідромотора; n_n – число обертів вихідного вала насоса; σ_1 - коефіцієнт витрат з порожнин гідроприводу, що знаходиться під тиском p_1 ; k_1 - коефіцієнт податливості напірної магістралі з урахуванням стисливості рідини, об'єм якої рівний V_1 ; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – кутові переміщення роторів гідромоторів, приводного і хвостового барабанів, відповідно; c_φ – крутильна жорсткість приводної системи; β – коефіцієнт в'язкого тертя в гідромоторі; I_1, I_3, I_4 - моменти інерції роторів гідромоторів і зведені моменти інерції приводного механізму та рухомих ланок транспортуючої частини конвеєра, відповідно; M_T - механічні втрати в гідромоторах; M_0 - момент опору руху стрічки; r - радіус барабанів; A - площа перетину стрічки; E_c, E_d - статичний і динамічний модулі пружності стрічки; η - відносний коефіцієнт демпфування; β_2 - коефіцієнт в'язкого демпфування.

Для математичного описання сумісної роботи двох гідродвигунів, що відбувається після спрацьовування пристрою керування, рівняння (8) – (13) доповнюються рівняннями (1) – (7).

Дослідження математичної моделі реалізовано за допомогою комп'ютерної програми MATLAB 13. Графічні залежності, які отримані для одного із варіантів змінних параметрів наведено на рис. 3.

В результаті теоретичного дослідження вмонтованого гідравлічного привода конвеєра, чутливого до навантаження, отримані у вигляді графіків залежності про характер зміни в часі 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 $n(t)$. Установлені закономірності впливу на час перехідного процесу пуску та спрацьовування пристрою керування під час його «відкриття» й «закриття» крутильної жорсткості механічної частини c_φ , об'єму напірної порожнини гідросистеми V_1 , моменту інерції I_4 та характеру зміни навантаження $M(t)$.

В четвертому розділі: викладені мета, методика та результати експериментальних досліджень експериментальних зразків пристрою керування та вмонтованого гідравлічного привода конвеєра, чутливого до навантаження (рис. 4); детально описані дослідні установки та реєструюча апаратура і прилади; виявлені закономірності зміни робочих режимів вмонтованого гідравлічного привода в залежності від зміни робочих параметрів гідромеханічної системи конвеєра.

Під час проведення експериментів зміна тиску в напірних гідролініях пристрою керування та гідродвигунів дослідного зразка, моменту опору на виконавчій ланці реєструвалися тензодатчиками за допомогою тензопідсилювача 8 АНЧ-7М та світлопроменевого осцилографа Н-117, оснащеного гальванометрами Н 001, що мають власну частоту 1200 Гц. Власні частоти датчиків тиску та моменту опору 4927 Гц та 506 Гц, відповідно. Частота обертів виконавчої ланки реєструвалась за допомогою тахометричного датчика типу ДТЕ-042 з діапазоном вимірюваних частот обертання $0...2000 \text{ хв}^{-1}$. Характеристики датчиків забезпечували потрібну точність вимірювань. Обробка результатів вимірювань і оцінка похибок виконувались методами математичної статистики.

Рис. 3. Теоретичні залежності $p_1(t)$, $p_3(t)$, $Q_1(t)$, $Q_2(t)$, $n(t)$, $M(t)$ (криві 1, 2, 3, 4, 5, 6 відповідно) за $p_{кв}=12 \text{ МПа}$, крутильної жорсткості $c_\varphi=0,37 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$; $f_3/f_4=0,6$ та ступінчастої зміни навантаження

За результатами обробки осцилограм (рис. 5) різних параметрів пристрою керування та режимів роботи вмонтованого гідравлічного привода конвеєра, чутливого до навантаження, побудовані графічні залежності зони стійкості роботи пристрою керування в координатах $c_\Sigma - f_{др}$, впливу $f_{др}$ робочого вікна дроселя на стійкість та чутливість Δ , 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 експериментальна залежність впливу на час перехідного процесу пуску t_n та спрацьовування пристрою керування $t_{кв}$ під час його «відкриття» й «закриття» крутильної жорсткості механічної частини c_ϕ (рис. 6), об'єму напірної порожнини гідросистеми V_1 (рис. 7), моменту інерції I_3 (рис. 8) та характеру зміни навантаження $M(t)$.

Експериментальними дослідженнями встановлено, що автоколивальні процеси в пристрої керування не будуть збуджуватися за умови використання в пристрої керування дроселя, параметри якого знаходяться в межах $3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \leq f_{др} \leq 0,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, що також суттєво покращує якість перехідного процесу.

Збільшення крутильної жорсткості механічної системи конвеєра в три рази спричиняє зменшення тривалості перехідних процесів пуску - на 26% і відкриття пристрою керування - на 24% та збільшення тисків перегулювання під час пуску Δp_1 - на 80% і «відкриття» пристрою керування $\Delta p_{кв}$ - на 44%; аналогічне збільшення інерційного навантаження приведе до збільшення зазначених параметрів на 23%, 41%, 30%, та 29 % відповідно. Збільшення об'єму напірної гідролінії суттєво зменшує перегулювання тисків та збільшує тривалість перехідних процесів.

Рис. 4. Загальний вид експериментального стенду для дослідження гідравлічного привода конвеєра з пристроєм керування

Рис. 5. Осцилограма перехідних процесів вмонтованого гідравлічного привода конвеєра, чутливого до навантаження за тиску «відкриття» $p_{кв}=12 \text{ МПа}$, крутильної жорсткості $c_\phi=0,37 \cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{м/рад}$; $f_3/f_4=0,6$: 1 – зміна тиску в напірній гідромагістралі першого гідромотора; 2 – зміна частоти обертів виконавчої ланки привода; 3 – зміна тиску в напірній гідромагістралі другого гідромотора; 4 – зміна навантаження (ступінчаста) на виконавчій ланці привода

Рис. 6. 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) за $p_{кв}=12 \text{ МПа}$, крутильної жорсткості $c_\phi=0,37 \cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{м/рад}$; $f_3/f_4=0,6$ та ступінчастої зміни моменту опору M_o від 87 Нм до 280 Нм (--- теоретичні, — експериментальні)

Рис. 7. Графік залежностей $\Delta p_1(V_1)$, $t_n(V_1)$ (відповідно криві 1, 2) за відсутності моменту опору та $\Delta p_1(V_1)$, $t_n(V_1)$ (відповідно криві 3, 4) за $p_{кв}=12 \text{ МПа}$, крутильної жорсткості $c_\phi=0,37 \cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{м/рад}$; $f_3/f_4=0,6$ та ступінчастої зміни моменту опору M_o від 87 Нм до 280 Нм (відповідно криві 1, 2, 3 та 4) (--- теоретичні, — експериментальні)

Рис. 8. Графік залежностей $t_n(I)$, $\Delta p_1(I)$, $\Delta p_{кв}(I)$, $t_{кв}(I)$ (відповідно криві 1, 2, 3 та 4) за $p_{кв}=12 \text{ МПа}$, крутильної жорсткості $c_\phi=0,37 \cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{м/рад}$; $f_3/f_4=0,6$ та ступінчастої зміни моменту опору M_o від 87 Нм до 280 Нм (--- теоретичні, — експериментальні)

В **п'ятому розділі** викладена методика проектного розрахунку нової конструкції вмонтованого гідравлічного привода конвеєра, чутливого до навантаження, яка створена на основі аналізу результатів теоретичного та експериментального досліджень цього привода та розглянуті нові схемні рішення перспективних конструкцій вмонтованих гідравлічних приводів та їх вузлів.

За основні початкові дані під час розрахунку вмонтованих гідравлічних приводів конвеєрів, чутливих до навантаження, беруться: параметри стрічкового конвеєра; графік характеру зміни величини грузопотоку; максимальні та номінальні значення навантаження на стрічці, що відповідають максимальному і усередненому значенням величини грузопотоку; коефіцієнт режиму навантаження; марка робочої рідини; спосіб організації комунікацій між ланками привода.

Грунтуючись на цих даних і результатах теоретичного та експериментального досліджень, виведені розрахункові залежності для визначення конструктивних (геометричних) розмірів, силових, жорсткісних і енергетичних параметрів ланок привода та пристрою керування.

За результатами виконаних досліджень і схемного пошуку запропоновано конструктивні схеми нових перспективних вмонтованих гідравлічних приводів стрічкових конвеєрів

ВИСНОВКИ

1. В результаті аналізу відомих підходів до побудови вмонтованих приводів для транспортуючих машин і пристроїв керування, визначені області застосування вмонтованих гідравлічних приводів, чутливих до навантаження, в залежності від умов експлуатації та режимів роботи. Встановлено, що для розширення функціональних можливостей приводного пристрою стрічкового конвеєра, який працює в умовах обмеженої монтажної зони під привод та змінного навантаження, найперспективнішим є вмонтований гідравлічний привод з двома гідродвигунами і пристроєм керування, виконаним на основі клапана непрямої дії.

2. Сформульовані та обґрунтовані технічні та технологічні вимоги до керованих вмонтованих гідравлічних приводів транспортуючих пристроїв, які працюють із змінними режимами навантаження на робочому органі.

3. На основі сформульованих вимог та обґрунтування вибору кінематичної схеми і типу передач створено нову компактну конструкцію вмонтованого гідравлічного привода стрічкового конвеєра, чутливого до навантаження, в пристрої керування якого у запірному елементі першого каскаду та золотниковому клапані другого каскаду застосовано параметричний принцип, що дозволило підвищити швидкодію та керувати величинами тиску «відкриття» та «закриття» для вмикання другого гідромотора, в залежності від крутного моменту.

4. За результатами аналізу робочого режиму нового привода, чутливого до навантаження, на основі запропонованих розрахункових схем вмонтованого гідравлічного привода та пристрою керування, розроблено їх математичні моделі. Методами числового аналізу на ПЕОМ за допомогою комп'ютерних програм Math Lab 13 встановлено оптимальні конструктивні співвідношення пристрою керування, які забезпечують раціональний режим його роботи, а також вплив на динамічні процеси в приводі пружно-дисипативних, жорсткісних, інерційних характеристик ланок конвеєра та характеру зміни навантаження.

5. Експериментальними дослідженнями пристрою керування виявлено, що за базового значення сумарної жорсткості $c_{\Sigma}=5 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$ і значеннях площ дроселя $f_{др}$ ($f_{др} = 0,192 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $f_{др} = 2,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $f_{др} = 3,17 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$) спостерігався стійкий режим роботи пристрою керування, а за значеннями $f_{др} = 0,782 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ та $f_{др} = 1,63 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ - автоколивальний, що встановлює області стійкої та нестійкої його роботи. Зменшення величини площі дроселя $f_{др}$ до встановлених величин сприяє підвищенню стійкості пристрою керування та суттєво покращує якість перехідного процесу.

6. Експериментальними дослідженнями вмонтованого гідравлічного привода, чутливого до навантаження в лабораторних умовах встановлено закономірність впливу на перехідні процеси зміни параметрів вмонтованого гідравлічного привода, чутливого до навантаження, транспортуючої частини стрічкового конвеєра, характеру зміни вантажопотоків, а також визначити значення деяких параметрів, які необхідні для проведення динамічних розрахунків. Так, збільшення крутильної жорсткості механічної системи конвеєра в три рази спричиняє зменшення тривалості перехідних процесів пуску - на 26% і відкриття пристрою керування - на 24% та збільшення тисків перегулювання під час пуску - на 80% і «відкриття» пристрою керування - на 44%; аналогічне збільшення інерційного навантаження приведе до збільшення зазначених параметрів на 23%, 41%, 30%, та 29 % відповідно. Збільшення об'єму напірної гідролінії суттєво зменшує перегулювання тисків та збільшує тривалість перехідних процесів.

7. Порівнянням теоретичних та експериментальних значень динамічних параметрів вмонтованого гідравлічного привода, чутливого до навантаження, визначені розходження часу перехідних процесів пуску привода та «відкриття» пристрою керування, завищення тисків під час пуску привода та «відкриття» пристрою керування в залежності від крутильної жорсткості, інерційного навантаження, об'єму напірної гідролінії та характеру зміни навантаження, які знаходились в межах від 8,4% до 17,8%, що дозволяє вважати прийняті під час теоретичних досліджень припущення правомірними, а математичну модель привода адекватною реальній моделі.

8. На основі аналізу результатів теоретичного і експериментального досліджень розроблена науково обґрунтована методика проектного розрахунку нового вмонтованого гідравлічного привода конвеєра, чутливого до навантаження, яка дозволяє визначити основні геометричні, кінематичні, силові, жорсткісні і енергетичні параметри привода. Конструкторська документація та інші керівні матеріали на дослідний зразок нового приводного пристрою, розрахованого і спроектованого за запропонованою методикою передані для впровадження на ВАТ «Гніванський кар'єр» (м. Гнівань) (очікуваний економічний ефект від впровадження нової розробки становить близько 79000 грн.) та ЗАТ «Калинівський машинобудівний завод» (м. Калинівка).

9. Розглянуто перспективи удосконалення і запропоновано нові конструкції вмонтованих приводів машин різного технологічного призначення.

Основні положення дисертації викладені в роботах:

1. Поліщук Л. К. Вибір параметрів вмонтованого гідравлічного приводу швидкохідних конвеєрів з урахуванням хвильових процесів у транспортуючому органі / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер // Вібрації в техніці і технологіях. – 2005. – №4(42). – С. 68–71.

2. Поліщук Л. К. Математична модель гідравлічного мотор-барабана стрічкового конвеєра / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер // Наукові нотатки. – Луцьк, 2005. – №17. – С. 273–282.

3. Поліщук Л. К. Системне проектування гідравлічних мотор-барабанів транспортних пристроїв / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер // Наукові нотатки. – Луцьк, 2006 – №18. – С. 292-302.

4. Поліщук Л. К. Гідравлічний мотор-барабан стрічкового конвеєра стріли відвалоутворювача / Л. К. Поліщук, В. П. Пурдик, О. О. Адлер // Промислова гідравліка і пневматика. – 2007. – №2(16). – С. 61 – 64.

5. Поліщук Л. К. Керований гідравлічний привод конвеєра / Л. К. Поліщук, В. П. Пурдик, О. О. Адлер // Промислова гідравліка і пневматика. – 2007. – №3(17). – С. 51 – 55.

6. Поліщук Л. К. Керуючий пристрій для гідроприводу зі змінним навантаженням на робочому органі / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер, А. Л. Штурма // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – Луганськ, 2007. – №3 (109), Частина 1. – С. 195-200.

7. Поліщук Л. К. Динаміка пристрою керування гідроприводу чутливого до навантаження / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер // Машинознавство. – 2007. – №6 (120). – С. 33 – 37.

8. Поліщук Л. К. Про застосування транспортуючих приводів у конвеєрах відвалоутворювачів / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер // Збірник праць XII міжнародної науково-технічної конференції в м. Севастополь 12 – 17 вересня 2005 р. В 5-х томах. – Донецьк: ДонНТУ, 2005. – Т.3. – С. 73–77.

9. Поліщук Л. К. Вмонтований гідравлічний привод чутливий до навантаження / Л. К. Поліщук, В. П. Пурдик, О. О. Адлер // Збірник праць XIII міжнародної науково-технічної конференції в м. Севастополі 11-16 вересня 2006 р. В 5-х томах. – Донецьк: ДонНТУ, 2006. – Т.5. – С. 291-294.

10. Поліщук Л. К. Вибір керуючого пристрою для вмонтованого гідравлічного приводу із змінним навантаженням / Л. К. Поліщук, В. П. Пурдик, Р. Р. Обертюх, О. О. Адлер // Збірник праць XIII міжнародної науково-технічної конференції в м. Севастополі 17-22 вересня 2007 р. В 5-х томах. – Донецьк: ДонНТУ, 2007. – Т.3. – С. 191-194.

11. Пат. 11969 України, МПК⁸ В65G 23/00 Гідравлічний мотор-барабан / Поліщук Л. К., Адлер О. О. ; заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u200507036 ; заявл. 16.01.05 ; опубл. 16.01.06, Бюл. №1.

12. Пат. 16579 України, МПК⁸ В65G 23/00. Мотор-барабан / Поліщук Л. К., Харченко Є. В., Пурдик В. П., Адлер О. О. ; заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u200601740 ; заявл. 20.02.06 ; опубл. 15.08.06, Бюл. №8.

13. Пат. 22017 України, МПК⁸ В65G 23/00. Керований гідравлічний мотор-барабан / Поліщук Л. К., Пурдик В. П., Адлер О. О. ; заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u200611864 ; заявл. 10.11.06 ; опубл. 10.04.2007, Бюл. №4.

14. Пат. 22801 України, МПК⁸ В65G 23/00. Керований гідравлічний мотор-барабан / Поліщук Л. К., Пурдик В. П., Обертюх Р.Р., Адлер О. О. ; заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u200613735 ; заявл. 25.12.06 ; опубл. 25.04.2007, Бюл. №5.

15. Пат. 24968 України, МПК⁸ В65G 23/00 Мотор-барабан / Поліщук Л. К., Іскович-Лотоцький Р. Д., Харченко Є. В., Адлер О. О., Коцюбівський Р. П. ; заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u200701202 ; заявл. 05.02.07 ; опубл. 25.07.2007, Бюл. №11.

16. Пат. 34120 України, МПК⁸ В65G 23/00 Керований гідравлічний мотор-барабан / Поліщук Л. К., Адлер О. О., Федчишин В. В. ; заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u200803594 ; заявл. 21.03.08 ; опубл. 25.07.08, Бюл. №14.

17. Пат. 34468 України, МПК⁸ В65G 23/00 Керований гідравлічний мотор-барабан / Поліщук Л. К., Адлер О. О., Фанайлова О. Л. ; заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u200803624 ; заявл. 21.03.08 ; опубл. 11.08.08, Бюл. №15.

18. Пат. 36107 України, МПК⁸ В65G 23/00 Керований гідравлічний мотор-барабан / Поліщук Л. К., Харченко Є. В., Адлер О. О., Мамчур А. С. ; заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u200806894 ; заявл. 19.05.08 ; опубл. 10.10.08, Бюл. №19.

АНОТАЦІЇ

Адлер О. О. Вмонтований гідравлічний привод конвеєра, чутливий до навантаження. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – Машинознавство. – Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця – 2009.

Дисертацію присвячено розв'язанню наукової задачі створення та дослідження нової конструкції вмонтованого гідравлічного привода конвеєра, чутливого до навантаження. На основі аналізу відомих конструкцій приводів розроблено нову конструкцію вмонтованого гідравлічного привода з пристроєм керування, який виконано на основі клапана непрямої дії. Створено і досліджено математичні моделі гідравлічного привода та пристрою керування. Дослідження проведено за допомогою комп'ютерної програми, створеної на основі пакету Math Lab 13. Коректність математичних моделей привода та пристрою керування підтверджено експериментально. Розроблено методику проектного розрахунку гідравлічного привода конвеєра, чутливого до навантаження. Запропоновано перспективні конструкції гідравлічних вмонтованих приводів.

Ключові слова: вмонтований гідравлічний привод, конвеєр, чутливий до навантаження, пристрій керування, перехідні процеси.

Adler O. O. Mounted hydraulic drive of conveyor sensible to loading. – A manuscript.

Thesis on competition of a scientific degree of the candidate of engineering science a specialty 05.02.02 - Engineering science. - Vinnitsia National Technical University, Vinnitsa - 2009.

The thesis is devoted the decision of scientific task of creation and research of new construction of mounted hydraulic drive of conveyor sensible to loading. On the basis of analysis of the known constructions of occasions the new construction of mounted hydraulic drive is developed sensible to loading with the device of management on the basis of valve of action. The mathematical models of hydraulic occasion are created and investigational and will build on a management. Research is conducted by the computer program, created on the basis of package of Math Lab 13. Correctness of mathematical models of occasion and will build on a management it is confirmed experimentally. The method of project calculation of hydraulic drive of conveyor is developed sensible to loading. The perspective constructions of the hydraulic mounted occasions are offered.

Keywords: mounted hydraulic drive, conveyor, sensible to loading, control unit, transients.

Адлер О. О. Встроенный гидравлический привод конвейера, чувствительный к нагрузке. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 – Машиноведение. – Винницкий национальный технический университет, г. Винница - 2009.

Диссертация посвящена решению научной задачи создания и исследования новой конструкции встроенного гидравлического привода, чувствительного к нагрузке, для конвейеров, которые работают в условиях неравномерных грузопотоков.

В результате проведенного анализа известных конструкторских решений встроенных приводов определены области их применения и установлено, что для транспортеров, которые работают в условиях ограниченной монтажной зоны под привод, в режимах значительно изменяющихся нагрузок, наиболее перспективным есть встроенный гидравлический привод с устройством управления.

Сформулированы и обоснованы технические требования и компоновочные соотношения к встроенному гидравлическому приводу конвейера, чувствительному к нагрузке, на основе которых разработана принципиальная схема и конструкция нового компактного привода с двумя, установленными параллельно, гидромоторами. Устройство управления приводом сконструировано на основе клапана непрямого действия, в запорных элементах которого использован параметрический принцип, что позволило повысить быстродействие и управлять величинами давления «открытия» и «закрытия» для включения второго гидромотора.

На основе расчетной схемы устройства управления разработана его математическая модель, в результате исследования которой установлены оптимальные конструктивные соотношения параметров, обеспечивающие рациональные режимы работы привода. Разработана расчетная схема встроенного гидравлического привода конвейера, чувствительного к нагрузке, в которой обосновано приведение реальной континуальной физической модели к двухмассовой дискретной. К первой массе приведены массы вращающихся частей приводного устройства, а к другой – движущиеся звенья транспортирующей части конвейера. Лента конвейера представлена реологической моделью Фохта. Механические потери в гидромоторах моделируются вращательными кинематическими парами. Момент сопротивления движения ленты действует на вторую массу. В основу математического описания работы привода с одним гидромотором при номинальной нагрузке положены уравнения движения его механической части и уравнения баланса рабочей жидкости. При составлении дифференциальных уравнений, принята традиционная для гидроприводов и транспортеров с гибким тяговым органом система допущений. В условиях возникновения нагрузки, значительно превышающей номинальное, в гидросистеме возникает давление настройки, при котором срабатывает устройство управления и включается второй гидромотор. Математическая модель, описывающая работу привода с двумя гидромоторами, дополняется уравнениями, которые описывают работу устройства управления. Исследования математической модели выполнены с помощью компьютерной программы Math Lab 13, что позволило получить данные о характере изменения во времени давления в напорных гидролиниях первого и второго гидромоторов, расходов рабочей жидкости через них, частоты вращения исполнительного звена. Установлены закономерности влияния на время переходного процесса пуска и срабатывания устройства управления при его «открытии» и «закрытии» крутильной жесткости механической части, объема напорной полости гидросистемы, момента инерции и характера изменения нагрузки.

Корректность математической модели и принятых допущений подтверждены экспериментальными исследованиями на опытном образце нового привода с устройством управления. Экспериментальные данные об изменении давления в напорных полостях первого и второго гидромоторов, частоты вращения исполнительного звена и нагрузки на нем, определены осциллографированием посредством тензометрических, тахометрических датчиков и светолучевого осциллографа. Установлена закономерность влияния на переходные процессы изменения параметров встроенного гидравлического привода, чувствительного к нагрузке, транспортирующей части ленточного конвейера, характера изменения грузопотоков, а также определены значения некоторых параметров, которые необходимы для динамических расчетов.

Разработана научно-обоснованная методика проектного расчета встроенного гидравлического привода, чувствительного к нагрузке, позволяющая определить все основные геометрические, кинематические, силовые, жесткостные и энергетические параметры привода.

Рассмотрены перспективы усовершенствования встроенных приводов машин непрерывного транспорта разного технологического назначения.

Ключевые слова: встроенный гидравлический привод, конвейер, чувствительный к нагрузке, устройство управления, переходные процессы.

Підписано до друку 09.02.2009 р. Формат 29.7×42^{1/4}

Наклад 100 прим. Зам. № 2009-027

Віддруковано в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі

Вінницького національного технічного університету.

м. Вінниця, вул. Хмельницьке шосе, 95. Тел.: (0432) 59-81-59

