

УДК 622.64

Л.К. Поліщук, канд. техн. наук,  
А.О. Малярчук, канд. техн. наук,  
Р.П. Коцюбівський

Вінницький національний технічний університет

**ВМОНТОВАНИЙ ГІДРАВЛІЧНИЙ ПРИВОД КОНВЕЄРА  
З ПУСКОВИМ ПРИСТРОЄМ**

*Проаналізовані існуючі способи пуску ленточних конвейерів з електроприводом. Обосновано використання в ленточних конвейерах гідравлічного привода з пусковим пристроєм, яке дозволяє реалізувати режим пуску, забезпечуючий зменшення динамічних навантажень в тяговому органі і тривалість періоду пуску. Приведені співвідношення, що дозволяють виконати конструювання експериментального зразка пускового пристрою.*

*Analysis of existing methods start with the electric conveyor belt. The application of hydraulic conveyor drive to trigger a device that allows you to implement regime starting with small dynamic load in traction and lasting body start. An value that allow you to design an experimental model starting device.*

**Вступ**

Аналіз фізичної картини поширення пружних деформацій в стрічці під час пуску конвеєра, яка контактує з роликкооперами, дозволив встановити характер зміни колового зусилля на приводному барабані [1]. Доведено, що в кінці фази зрушення  $t_{зр}$  виникає зниження колового зусилля на барабані, що може призвести до інтенсивних коливань тягового органа, а також до збільшення тривалості пуску. Для запобігання цим небажаним процесам з метою компенсації зазначеного зниження колового зусилля в електричних приводах конвеєрів застосовують різні способи пуску: пуск прямою подачею напруги, пуск перемиканням зірка-трикутник, плавний пуск двигуна тощо. Для перших двох режимів пуску різною мірою характерні великі пускові струми (в 6–7, а інколи в 9–10 разів вище номінального) та моменти зрушення (в 4–5 разів вище номінального), що викликає термічні перевантаження обмотки двигуна, наслідком чого є прискорене старіння ізоляції і її uszkodження, а також великі діючі зусилля в стрічці у порівнянні із зовнішнім навантаженням, що спричиняє часткове чи повне пробуксовування барабана і навіть обрив стрічки [2, 3]. Для третього режиму пуску характерним є поступове збільшення напруги за допомогою тиристорних пристроїв в основному контурі, а також процесорів, що дозволяє поступово збільшити обертовий момент на приводному барабані і, відповідно, зусилля в стрічці, проте суттєво збільшує тривалість періоду пуску  $t_n$ .

Зменшити зазначені недоліки дозволяє спосіб пуску [4], реалізація якого за допомогою електропривода є надто складною задачею. Застосування гідравлічного привода з регулюючими пристроями зміни обертового моменту на приводному барабані за заданим законом є перспективним.

Запропоновано вмонтований гідравлічний привод стрічкового конвеєра з пусковим пристроєм, який дозволяє реалізувати раціональний спосіб пуску.

**Основна частина**

На рисунку 1 подано графіки змін тягової  $F$  та колової  $F_c$  сил за раціональним способом пуску стрічкового конвеєра і тиску  $p$  в напірній магістралі гідродвигуна привода.

На графіку виділено три проміжки часу, які характерні для таких фаз пуску: зрушення (від 0 до  $t_{зр}$ ), яка визначається часом залучення в рух всієї стрічки; формування статичного зусилля на приводному барабані конвеєра (від  $t_{зр}$  до  $t_n$ ), яке визначається часом повернення відбитої хвилі від останньої роликкоопори; розгону конвеєра до номінальної швидкості (від  $t_n$  до  $t$ ). За цим способом пуску в момент прибуття пружної хвилі до приводного барабана тягове зусилля привода збільшують до величини  $F_3$  для того, щоб компенсувати зменшення колової сили, викликане пружними деформаціями. До моменту повернення відбитої хвилі від останньої роликкоопори до приводного барабана сила  $F_3$  залишається незмінною, після чого її зменшують до величини статичного зусилля  $F_{ст}$ , що відповідає коловій силі  $F_{ст}$ , за якої встановлюється номінальний режим транспортування.

Для того, щоб відтворити з максимальним наближенням режим зміни тягової сили  $F$  на приводному барабані, тиск  $p$  у гідросистемі привода теоретично повинен змінюватись на різних фазах пуску таким чином, як показано на графіку (рисунок 1в).

У ВНТУ розроблено гідравлічний вмонтований привод (мотор-барабан) з пусковим пристроєм, схему якого показано на рисунку 2.

Гідравлічний мотор-барабан (рисунок 2а) містить корпус барабана 1, в який вбудовано привод, виконаний у вигляді окремого гідромотора 2 (у конструкції передбачено можливість встановлення другого гідромотора паралельно гідромотору 2), та передавального механізму, що складається з ведучого 3, проміжних 4 та коронного 5 зуб-

частих коліс. Корпус барабана 1 встановлено на вісі, виконаній із двох напівосей 6 та 7. Для підведення і відведення робочої рідини від гідромотора 2 всередині напівосей 6 та 7 виконано осьові канали 8 і 9, які за допомогою радіальних каналів і трубопроводів з'єднані з робочою камерою гідромотора. На відведенні напірного трубопроводу встановлено пристрій керування режимом пуску 10 (на схемі літерами МЗ зазначено механічний зв'язок між кульковим затвором та штовхачем ступінчастого поршня).

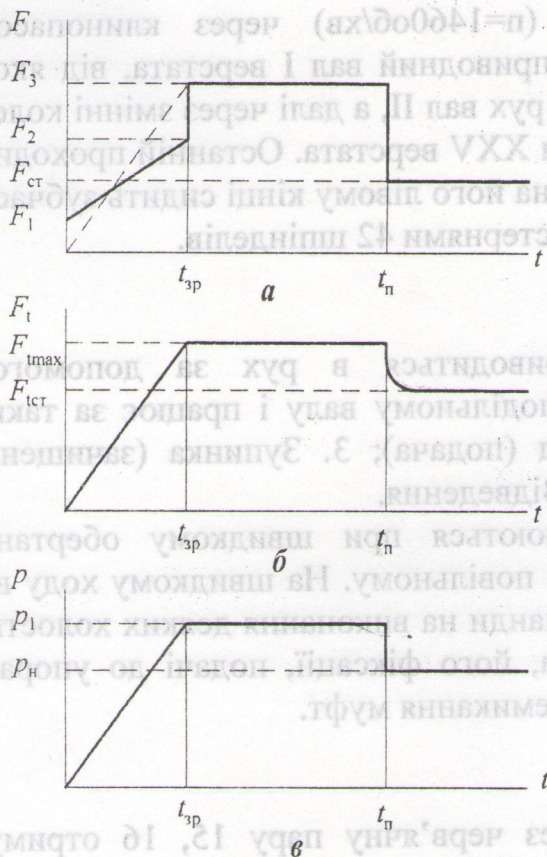


Рисунок 1 — Графік зміни тягової  $F$  та колової  $F_t$  сил за раціональним способом пуску стрічкового конвеєра та тиску  $p$  в напірній магістралі гідродвигуна привода.

Пристрій керування режимом пуску 10 (рисунок 2, б) [5] гідралічного мотор-барабана складається з корпусу 11, в одній частині якого розміщено запобіжний клапан, що містить кульковий затвор 12, притиснутий пружиною 13 до конічного сідла, виконаного у корпусі 11, яке розділяє його на частини, та опорне кільце 14 і регульовальний гвинт 15 для налагодження на заданий тиск, котрий встановлено у задній кришці 16.

У іншій частині корпусу 11 розміщено пристрій витримки ступінчастого сигналу, який складається із встановленого в середині корпусу за двома діаметральними поверхнями ступінчастого поршня 17 з штовхачем, що співвісно цим поверхням виконано на торцевій поверхні меншого ступеня поршня, зворотної пружини 18, її регульованого упора 19 з гайкою 20 та опорного кільця 21, яке через різь з'єднано з внутрішньою поверхнею порожни-

ни ступінчастого поршня 17 і має зазор із зовнішньою поверхнею регульованого упора 19. Ступінчастий поршень 17 фіксується у корпусі 11 передньою кришкою 22. Порожнину А між кульковим затвором 12 та торцевою поверхнею меншого ступеня ступінчастого поршня 17 під'єднано до напірної порожнини гідромотора. Порожнину запобіжного клапана Б з'єднано зі зливом. Порожнину В, утворену поверхніми ступінчастого поршня 17 і корпусу 11, з'єднано через регульований дросель 23 та паралельно встановлено зворотний клапан 24 з порожниною Б. Порожнину Г ступінчастого поршня 17 з'єднано з порожниною А дроселем 25, що його виконано аксіально у торці меншого ступеня поршня.

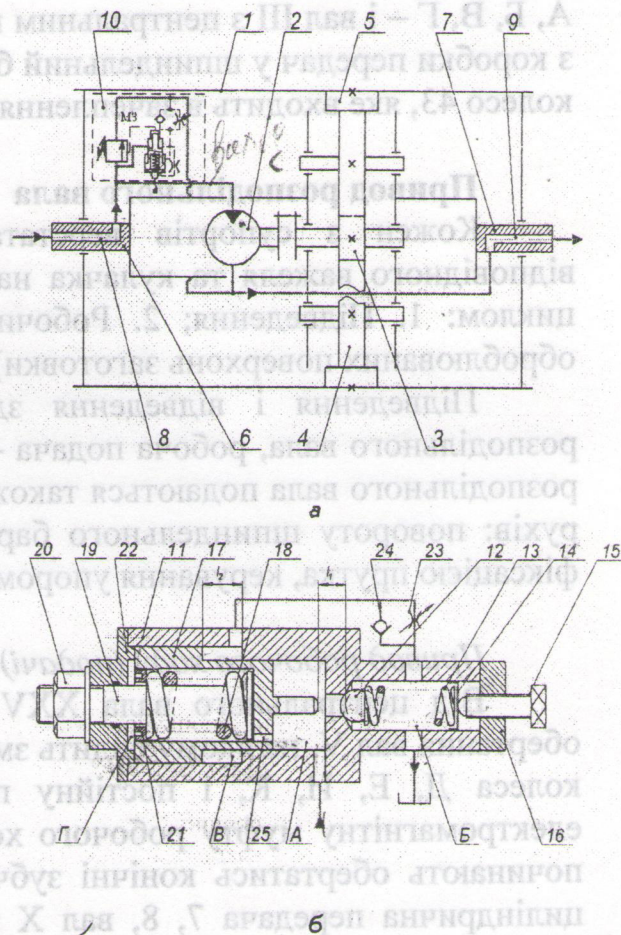


Рисунок 2 — Конструктивна схема вмонтованого гідралічного привода конвеєра з пусковим пристроєм.

Робота клапана полягає у спрацьовуванні від тиску  $p_1$ , який вище номінального  $p_n$ , та витримці цього тиску визначений час (від  $t_{zp}$  до  $t_n$ ), після чого клапан різко знижує цей тиск до номінального  $p_n$  і підтримує його впродовж роботи привода. Такий режим роботи забезпечує додатковий пристрій керування з ступінчастим поршнем 17.

На конструктивній схемі показано початковий стан усіх елементів, коли тиск енергоносія в гідросистемі  $p_r$  менше тиску відкриття запобіжного клапана  $p_1$  ( $p_r < p_1$ ).

Умова рівноваги ступінчастого поршня 17 має вигляд

$$p_{\Gamma} f_3 = p_{\Gamma} f_2 + p_{3\Gamma} (f_3 - f_2) + k_2 y_{02}, \quad (1)$$

де  $p_{3\Gamma}$  — тиск в зливній магістралі;  $f_2, f_3$  — площі поперечного перерізу ступінчастого поршня;  $k_2, y_{02}$  — відповідно, жорсткість і попередня деформація пружини 18.

Різде підвищення тиску у напірному трубопроводі, що має місце у початковий момент роботи привода, викликає спрацювання запобіжного клапана, але від тиску, вишого за номінальний. Відкриття кулькового затвора 12 здійсниться за умови

$$p_1 = \frac{k_1 y_{01}}{f_1}, \quad (2)$$

де  $f_1$  — площа кільця кулькового затвора 12 в місці контакту з сідлом;  $k_1, y_{01}$  — відповідно, жорсткість і попередня деформація пружини 13.

Тривалість набору тиску  $t_n$  до величини  $p_1$  визначиться із співвідношення

$$t_n = \frac{E V_1}{Q_n p_1}, \quad (3)$$

де  $V_1, E$  — об'єм та зведений модуль пружності напірної магістралі гідродвигуна 2;  $Q_n$  — витрати насоса.

Значення тиску відкриття регулюється пружиною 13. У цей же момент кульковий затвор зміститься на величину  $h_1$  і починає рухатись ступінчастий поршень 17 через різницю сил тиску рідини у порожнині А разом із зусиллям пружини 18, з однієї сторони, та сили тиску рідини у порожнині Г, з іншої сторони, за рахунок різниці робочих площ ступінчастого поршня. Під час руху ступінчастий поршень 17 виштовхує рідину із закритої порожнини В через дросель 23, що супроводжується підвищенням тиску у порожнині В та зрівноваженням сил на торцях ступінчастого поршня, що наближено можна виразити співвідношенням

$$p_1' f_3 = p_1 f_2 + k_2 (y_{02} + h_2) + \Delta p_{др2} (f_3 - f_2), \quad (4)$$

де  $p_1'$  — тиск перерегулювання запобіжного клапана;  $\Delta p_{др2}$  — перепад тиску на дроселі 23;  $h_2$  — переміщення пружини 18.

Коли штовхач ступінчастого поршня 17 досягне кулькового затвора 12 запобіжного клапана, останній отримає додаткове переміщення, стискаючи при цьому пружину 13 до певної величини. Це призведе до збільшення відкриття клапана на величину  $\Delta h_1$  і, відповідно, зниження тиску у порожнині А до номінального  $p_n$ , яке визначиться з виразу

$$p_n = \frac{k_1 (y_{01} + h_1 + \Delta h_1)}{f_1}. \quad (5)$$

Коли тиск у порожнинах А та Г досягне номінального значення, діючі на ступінчастий поршень 17 сили тиску в порожнині А та сили пружин 13 і 18, з одного боку, врівноважать силу тиску рідини у порожнині Г з іншого, тобто рух ступінчастого поршня 17 припиниться. Умова зупинки руху ступінчастого поршня запишеться виразом

$$p_n f_3 = p_n f_2 + k_2 (y_{02} + h_2 + \Delta h_2) + k_1 (y_{01} + h_1 + \Delta h_1). \quad (6)$$

Слід зазначити, що довжина  $l_2$  порожнини В має бути дещо більшою довжини  $l_1$  шляху переміщення штовхача ступінчастого поршня 17.

Для повернення клапана у початковий стан необхідно щоб понизився тиск у напірному трубопроводі, що відбувається під час припинення дії навантажень або вимиканні насосної станції. За таких умов, по-перше, закриється кульковий затвір 12 запобіжного клапана, по-друге, зусилля від пружини 18, що діє на ступінчастий поршень 17, перевищить різницю сил тиску на торці у порожнинах А і Г. У результаті ступінчастий поршень 17 рухатиметься від кулькового затвора 12, а порожнина В отримуватиме рідину від порожнини Б через зворотний клапан 24.

За допомогою наведених співвідношень (1)–(6) визначено основні конструктивні параметри пускового пристрою вмонтованого гідравлічного привода стрічкового конвеєра. Це дало можливість розробити конструкцію дослідного зразка пускового пристрою для проведення експериментальних досліджень.

### Висновок

Розроблено конструкцію гідравлічного вмонтованого привода з пусковим пристроєм, який можна використати, наприклад, для стрічкових конвеєрів вугільних та рудних шахт, стріли буртоукладальної машини, відвалотворювача тощо.

Отримано співвідношення, які дозволяють попередньо встановити конструктивні параметри пускового пристрою для розробки його експериментального зразка з метою виконання теоретичних та експериментальних досліджень по їх оптимізації.

### Література

- Шахмейстер, Л.Г. Теория и расчет ленточных конвейеров / Л.Г. Шахмейстер, В.Г. Дмитриев. — М.: Машиностроение, 1978. — 392 с.
- Червоненко, А.Г. Динамика протяженных горных транспортных машин / А.Г. Червоненко, А.Г. Раздольский, Ю.В. Заболотный. — К.: Наук. думка, 1983. — 192 с.
- Стадник, Н.И. О возможности применения тиристорного привода для плавного пуска ленточных конвейеров / Н.И. Стадник, К.П. Бочаров // Уголь Украины. — 2001. — №1. — С. 34—37.
- А.С.845518 СССР МКП В 65 G 23/08. Способ пуска ленточного конвеєра / Ю.А. Заболотный, В.И. Ищук, А.И. Пуха, М. Н. Голубев. — 3026278/27-03; заявлено 16.01.80; опубл. 28.10.81. Бюл. №39.
- Поліщук, Л.К. Синтез системи пуску гідравлічного привода стрічкового конвеєра / Л.К. Поліщук, А.О. Мальячук, Р.П. Коцобівський // Промислова гідравліка та пневматика. — 2010. — №4 (30) — С. 81—83.

Надійшла 21.07.2011 р.