

Л. Поліщук

Доцент, канд. техн. наук,
Вінницький національний
технічний університет,
м. Вінниця

Є. Харченко

Професор, д-р техн. наук,
Національний університет
„Львівська політехніка”,
м. Львів

О. Адлер

Аспірантка,
Вінницький національний
технічний університет,
м. Вінниця

УДК 622 .64

ВМОНТОВАНИЙ ПРИВІД З АВТОМАТИЧНИМ ВМИКАННЯМ ПАРАЛЕЛЬНО ВСТАНОВЛЕНОГО ГІДРОДВИГУНА

Розроблені конструктивні схеми вмонтованих гідравлічних приводів з пристроями керування для різних технологічних машин, що працюють зі змінними режимами навантаження на робочому органі. Наведену конструкцію, розроблену для приймального конвеєра буртовкладальної машини К-65М253-К, застосовують на цукрових заводах для укладання в бурти цукрових буряків..

гідравлічний привід, гідродвигун, автоматичне вмикання

Робочі органи сільськогосподарських машин, зокрема транспортери, в різних умовах технологічного циклу можуть сприймати навантаження, величина яких коливається у широких межах [1, 2]. Наприклад, конвеєри буртовкладальної машини під час розвантаження коренеплодів у бункерний пристрій з автотранспорту зупиняються і після його завантаження здійснюється повторний пуск приводу. Під час повторного пуску навантаження може збільшитися в декілька разів порівняно з номінальним. При цьому, в електромеханічному приводі може трапитись поломка, а в гідравлічному — спрацювають запобіжні засоби гідроавтоматики.

Для підвищення ефективності та надійності таких транспортерів перспективним є застосування гідравлічного вмонтованого приводу, чутливого до навантаження, з активним резервуванням крутного моменту.

На кафедрі металорізальних верстатів та обладнання автоматизованого виробництва Вінницького національного технічного університету розроблено декілька конструкцій вмонтованих гідравлічних приводів з пристроями керування для різних технологічних машин, що працюють зі змінними режимами навантаження на робочому органі.

Конструктивні схеми мотор-барабанів з пристроєм керування на основі клапана прямої дії, з двома передавальними механізмами та кінематичним замиканням через привідний вал, з двома передавальними механізмами та кінематичним замиканням через вихідну ланку розв'язують головну задачу автоматичного збільшення крутного моменту зі збільшенням навантаження на робочому органі, але містять певні недоліки, що обмежують їхнє застосування.

Окрім недоліків, властивих пристроям керування, що виконані на основі клапана прямої дії, ще слід зазначити підвищені механічні втрати й понижений коефіцієнт корисної дії, що викликано конструктивними особливостями згаданих приводів.

Уникнути чи істотно зменшити ці недоліки можна завдяки використанню вмонтованого гідравлічного приводу з пристроєм керування на основі клапана непрямої дії з автоматичним вмиканням паралельно встановленого гідродвигуна. На рис. 1 наведена конструктивна схема такого приводу [3].

Керований гідравлічний мотор-барабан містить корпус барабана 1, в який вбудовано привід, виконаний у вигляді

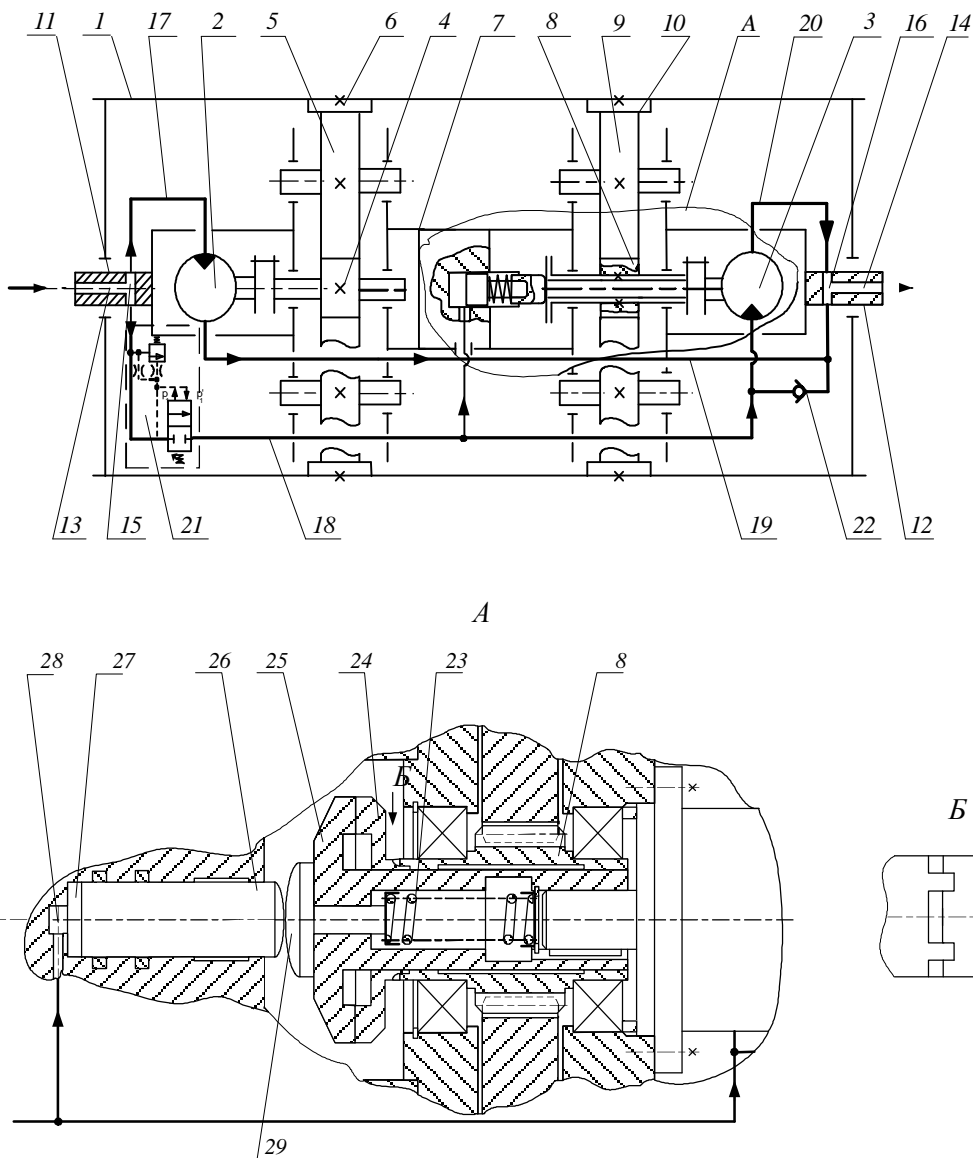


Рис. 1. Конструктивна схема керованого гідравлічного приводу з пристроєм вмикання паралельно встановленого гідродвигуна

двох окремих гідромоторів 2 і 3 та два передавальні механізми, що складаються з ведучих 4 і 8, проміжних 5 і 9 та коронних 6 і 10 шестерень. Корпус барабана 1 встановлено на осі, виконаний з трьох частин 7, 11 та 12. У корпусі другого передавального механізму на підшипниках встановлена ведуча шестерня 8, яка внутрішньою поверхнею центрального отвору вільно із зазором встановлена на зовнішню поверхню циліндричної частини лівої півмуфти 25. Ліва півмуфта 25 своєю внутрішньою поверхнею встановлена через шпонкове з'єднання на валу гідродвигуна 3 з можливістю осьового переміщення. В середині лівої півмуфти 25 виконана розточка, в котру вставлена пружина 23, що лівим торцем через шайбу взаємодіє з правим торцем грибка 29, який встановлено в центральному отворі вказаної півмуфти. Правим торцем пружина 23 через шайбу спирається на стопорне кільце, яке встановлено в розточці зі сторони вала гідродвигуна 3.

Ліва торцева поверхня маточини ведучої шестерні 8 жорстко скріплена з торцевою поверхнею правої півмуфти 24, яка, разом з лівою півмуфтою 25, утворює фрикційну муфту. Грибок 29 своєю сферичною поверхнею контактує з торцевою сферичною поверхнею плунжера 26, що встановлений у більшому діаметрі центрального східчастого отвору, виконаного в середній частині 7 осі з правого боку. До поверхні меншого діаметра центрального отвору 28, виконаного у середній частині 7 осі, підведено радіальний канал, яким порожнина, утворена вказаним отвором, під'єднана до напірної магістралі гідродвигуна 3. Для підведення і відведення робочої рідини до гідромоторів 2 і 3 в середині лівої та правої частин осі 11 та 12 виконано осьові канали 13 і 14, які за допомогою радіальних каналів 15 та 16, а також трубопроводів 17 і 18 та 19 і 20 з'єднані з робочими камерами гідромоторів 2 і 3. В одному з радіальних каналів лівої частини осі 11, які призначені для

підведення робочої рідини до гідромоторів 2 та 3, встановлено пристрій керування 21. Вхід гідромотора 3 при вимкненому пристрої керування 21 з'єднано зі зливом через зворотній клапан 22.

Керований гідравлічний мотор-барабан працює таким.

При непрацюючому пристрої керування 21, завдяки зворотному клапанові 22 робочі камери гідромотора 3 та магістраль 18 знаходяться в середовищі робочої рідини, що поступає на злив, тиск у центральному отворі 28 середньої частини осі 7, що утворює напірну порожнину плунжера 26, відсутній, і під дією пружини 23 через грибок 25 плунжер 26 зміщено вліво до упора з торцевою поверхнею центрального отвору 27 більшого діаметра. Одночасно ліва півмуфта 25 також зміщена вліво і, таким чином, поверхні тертя фрикційної муфти роз'єднані. Тому вихідний вал гідромотора 3 є нерухомим відносно шестерень другого передавального механізму. Робоча рідина під тиском через осьовий 13 та радіальний 15 канали, що виконані у лівій осі 11 і трубопровід 17 надходить у робочу камеру гідромотора 2. В результаті взаємодії робочої рідини з роторним елементом гідромотора 2 відбувається обертання його вихідного вала, жорстко з'єданого зі швидкохідним валом першого передавального механізму, який за допомогою ведучої шестерні 4 та пари проміжних шестерень 5, що є складовою першого передавального механізму, та знаходяться в кінематичному зв'язку з коронною шестернею 6 і приводять останню в рух. Коронна шестерня 6, яка жорстко закріплена на внутрішній поверхні корпуса барабана 1, передає йому обертальний рух відносно складеної осі. Втративши енергію, робоча рідина через вихідний отвір гідромотора 2, трубопровід

19, радіальний 16 та осьовий 14 канали, виконані у правій частині осі 12, поступає на злив.

Під час спрацювання пристрою керування 21, робоча рідина під тиском через осьовий 13 та радіальний 15 канали, що виконані у лівій осі 11 і трубопровід 18 надходить у робочу камеру гідромотора 3, плунжер 26 під дією стисненої рідини переміщується вправо і притискає ліву півмуфту плавно без удару поверхню тертя до поверхні тертя правої півмуфти 24, що жорстко з'єднана з торцевою поверхнею маточини шестерні 8. Таким чином, обертовий момент від вала гідромотора 3 передається шестерні 8, яка приводить у рух другий передавальний механізм. Ведучі шестерні 4 і 8 передавальних механізмів та пари проміжних шестерень 5 і 9, кінематично зв'язані з коронними шестернями 6 та 10, приводять останні в рух. Коронні шестерні 6 і 10, які жорстко закріплені на внутрішній поверхні корпуса барабана 1, передають йому обертальний рух відносно складеної осі. Втративши енергію, робоча рідина через вихідні отвори гідромоторів 2 і 3, трубопроводи 19 і 20 відповідно, радіальний 16 та осьовий 14 канали, виконані у правій частині осі 12, поступає на злив.

З метою визначення оптимальних параметрів гідросистеми, які забезпечують потрібні режими роботи приводу, складена математична модель.

На рис. 2 наведена розроблена розрахункова схема приводу, в якій реальна континуальна фізична модель конвеєра зведена до дискретної через його невелику довжину [4]. На розрахунковій схемі рухомі частини конвеєра подані двома дискретними масами 6 і 8. До першої зведені маси обертаних частин привідного пристрою, а до другої — рухомі ланки транспортуючої частини конвеєра.

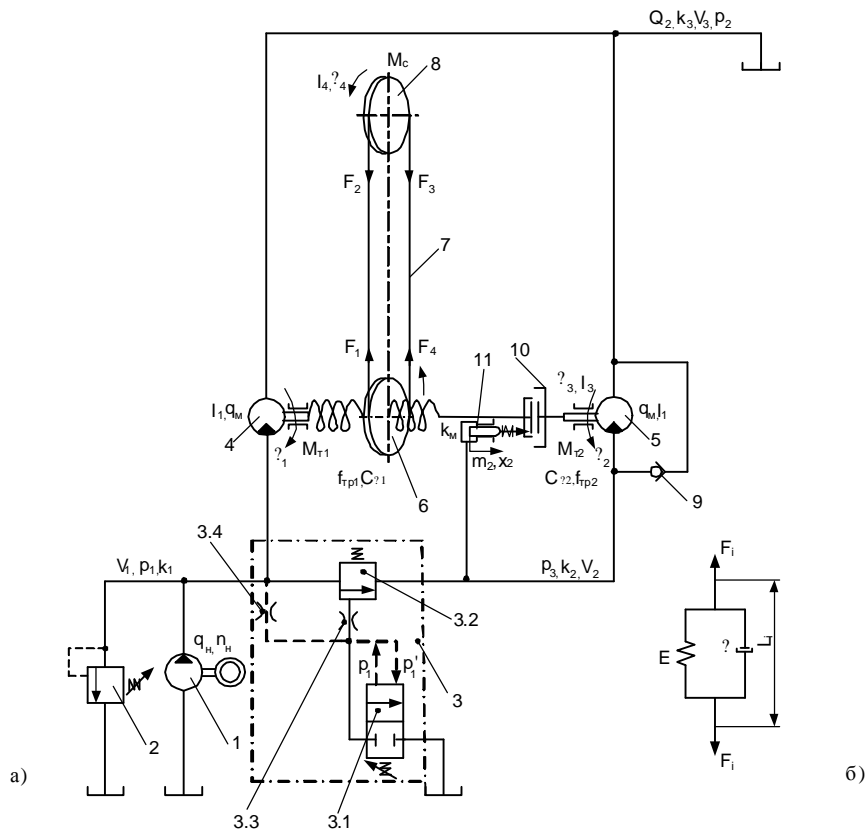


Рис. 2. Розрахункова схема гідравлічного приводу

Стрічку конвеєра можна подати реологічною моделлю Фойхта (рис. 2,б).

У привідному пристрої встановлено гідромотори 4 та 5, до яких підведені напірний та зливний трубопроводи. Максимальний тиск, створюваний насосом 1, визначається налагодженням запобіжного клапана 2. В гідромагістралі, що з'єднує напірну порожнину півосі з гідромотором 5, встановлено клапан керування 3, який складається з клапана першого каскаду 3.1, клапана другого каскаду 3.2 та дроселів 3.3 і 3.4. Вхід гідромотора 5 при закритому клапані керування з'єднано зі зливом через зворотний клапан 9. Керування роботою фрикційної муфти 10 здійснюється плунжером 11. Механічні втрати в гідромоторі моделюються обертальними кінематичними парами. Момент опору руху стрічки діє на ланку 8.

При складанні математичної моделі було прийнято систему коректних допущень [5], які дають можливість отримати прийнятний опис роботи привідного пристрою.

За номінального навантаження рівняння, що описують роботу приводу, запишуться за умови роботи одного гідромотора.

Рівняння витрат робочої рідини в напірній магістралі

$$q_H n_H - \sigma_1 p_1 - Q_{Д1} - k_1 V_1 \left(\frac{dp_1}{dt} \right) = 0, \quad (1)$$

у зливній

$$Q_{Д1} - k_3 V_3 \left(\frac{dp_2}{dt} \right) - \sigma_2 p_2 = Q_2, \quad (2)$$

при цьому $p_{кл} \geq p_1$.

Рівняння руху ділянки 6 — 8 є такими:

$$I_1 \left(\frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} \right) + b_1 \left(\frac{d\varphi_1}{dt} \right) + c_{\varphi 1} (\varphi_1 - i\varphi_3) + c_{\varphi} f_{TP} (\varphi_1 - i\varphi_3) \operatorname{sgn} \left[\frac{d(\varphi_1 - i\varphi_3)}{dt} \right] + M_{T1} - q_{Д} (p_1 - p_2) = 0, \quad (3)$$

$$i c_{\varphi} (\varphi_1 - i\varphi_3) - I_2 \left(\frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} \right) - r_1 (F_1 - F_4) = 0. \quad (4)$$

Рівняння руху ланки 8 має вигляд

$$r_2 (F_2 - F_3) - I_4 \left(\frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} \right) - M_0 = 0. \quad (5)$$

Коли в приводі виникає певне межове значення навантаження, що перевищує номінальне, в гідросистемі встановлюється тиск p'_1 , спрацьовує клапан керування і за допомогою плунжера 11 та фрикційної муфти 10 вмикається гідромотор 5, тобто $p_1 \geq p'_1$.

Математична модель, що описує роботу такого приводу, запишеться такими рівняннями:

— рівняння витрат робочої рідини в напірній магістралі

$$q_H n_H - \sigma_1 p_1 - Q_{Д1} - Q_{Д2} - k_1 V_1 \left(\frac{dp_1}{dt} \right) = 0, \quad (6)$$

— рівняння витрат робочої рідини у зливній магістралі

$$Q_{Д1} + Q_{Д2} - k_3 V_3 \left(\frac{dp_2}{dt} \right) - \sigma_2 p_2 = Q_2. \quad (7)$$

Рівняння руху ділянки 6 — 8 має такий вигляд:

$$I_1 \left(\frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} \right) + b_2 \left(\frac{d\varphi_1}{dt} \right) + c_{\varphi 1} (\varphi_1 - i\varphi_3) + c_{\varphi 1} f_{mp1} (\varphi_1 - i\varphi_3) \operatorname{sgn} \left[\frac{d(\varphi_1 - i\varphi_3)}{dt} \right] + M_{m1} - q_{Д} (p_1 - p_2) = 0, \quad (8)$$

$$I_2 \left(\frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} \right) + \beta_2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) + c_{\varphi 2} (\varphi_2 - i\varphi_3) + c_{\varphi 2} f_{mp2} (\varphi_2 - i\varphi_3) \operatorname{sgn} \left[\frac{d(\varphi_2 - i\varphi_3)}{dt} \right] + M_{m2} - q_{Д} (p_3 - p_2) = 0, \quad (9)$$

$$i c_{\varphi 1} (\varphi_1 - i\varphi_3) - i c_{\varphi 2} (\varphi_2 - i\varphi_3) - I_4 \left(\frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} \right) - r_1 (F_1 - F_4) = 0. \quad (10)$$

Рівняння руху ланки 8 та деформація стрічки через кутові переміщення ланок 6 і 8 залишаться без змін:

$$r_2 (F_2 - F_3) - I_4 \left(\frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} \right) - M_0 = 0. \quad (11)$$

Рівняння витрат робочої рідини, що поступає до гідромотора 5 через клапан 3,

$$Q_{Д2} = Q_{кл} + Q_{оп} + \sigma p_1 + \frac{V_1}{E} \frac{d}{dt} p_1 + f_1 \frac{d}{dt} h_1. \quad (12)$$

Рівняння руху золотника клапана 3

$$f_1 p_1 + f_2 p_3 = m_1 \frac{d^2}{dt^2} h_1 + \beta_1 \frac{d}{dt} h_1 + F_{z.d.} (h_1 + x_1). \quad (13)$$

Відкриття клапана першого каскаду здійсниться за умови

$$p_{кв} = \frac{kh_2}{f_3}. \quad (14)$$

Закриття клапана відбудеться при

$$p_{кз} = p_1' \frac{f_3}{f_4} + \frac{kh_2}{f_4}. \quad (15)$$

Час спрацювання муфти t_c можна визначити з виразу

$$t_c = t_n + t_{nl}, \quad (16)$$

де час набору t_n тиску в напірній порожнині об'ємом V_2 ;

$$t_n = \frac{p_3 V_2 k_2}{Q_{Д2}}; \quad (17)$$

час переміщення t_{nl} плунжера

$$t_{nl} = \frac{2x_{2max}}{v_{max}}, \quad (18)$$

який знаходимо через середнє значення швидкості його переміщення, при цьому $0 \leq x_2 \leq x_{max}$.

Величину швидкості переміщення плунжера v_{max} визначаємо з рівняння руху плунжера, яке має вигляд

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = p_3 f_{nl} - k_m (x_0 + x_2) - k_2 \frac{dx_2}{dt}. \quad (19)$$

У рівняннях (1) — (19) використані такі позначення: p_1 , p_2 — тиск у напірній і зливній магістралях; p_3 — тиск у магістралі гідромотора після спрацювання клапана керування; q_n і q_m — робочі об'єми насоса і гідромотора; n_n — кількість обертів вихідного вала насоса; $Q_{Д1}$, $Q_{Д2}$ — витрати через гідромотори; Q_2 — витрати в зливній магістралі; σ_1 і σ_2 — коефіцієнти витрат з порожнин гідроприводу, що знаходяться під тиском p_1 і p_2 ; k_1 і k_2 , k_3 — коефіцієнти податливості магістралей з урахуванням стисливості рідини, об'єми якої рівні V_1 , V_2 , V_3 відповідно; $Q_{кл}$, $Q_{оп}$ — витрати через клапан і дросель; φ , φ_3 , φ_4 — кутові переміщення роторів гідромоторів, привідного й хвостового барабанів; c_φ — крутильна жорсткість привідної системи; β — коефіцієнт в'язкого тертя в гідромоторі; I_1 , I_3 , I_4 — моменти інерції роторів гідромоторів і зведені моменти інерції привідного механізму та рухомих ланок транспортуючої частини конвеєра; M_m — механічні втрати в гідромоторах; M_0 — момент опору руху стрічки; r — радіус барабанів; E — зведений модуль пружності напору; F_1 , F_2 , F_3 , F_4 — натяг ділянок стрічки; p_1 , p_2 — тиск у напірній та зливній магістралях гідропривідного агрегату; p_3 — тиск після спрацювання пристрою керування в гідромагістралі об'ємом V_2 ; h_1 — відкриття робочого отвору золотника; m_1 — маса золотника; m_2 — маса плунжера; x_1 — жорсткість та попередній стиск пружини; x_2 — поточна

координата переміщення плунжера; x_0 — попередній стиск пружини муфти; x_{2max} — величина зазору між пластинами фрикційної муфти; β_1 — коефіцієнт в'язкого демпфування; $f_1 = 0,25\pi(d_3^2 - d_2^2)$ — площа контакту торця золотника; $f_2 = 0,25\pi(d_3^2 - d_1^2)$ — повна площа торця золотника; $f_3 = \pi d_4^2/4$ — площа конуса затвора в місці контакту з сідлом; $f_4 = \pi d_5^2/4$ — площа циліндричної частини затвора; d_1 , d_2 , d_3 — діаметри поверхонь золотника; d_4 , d_5 — діаметри поверхонь затвора; $F_{z.д.}$ — гідродинамічна сила.

Розв'язання рівнянь наведеної математичної моделі приводу і пристрою керування дасть змогу здійснити вибір параметрів, що забезпечать потрібний режим роботи пристрою керування та надійне функціонування гідропривідного агрегату. Наведена конструкція привідного пристрою розроблена для приймального конвеєра буртовкладальної машини К-65М253-К, яка застосовується на цукрових заводах для укладання в бурти цукрових буряків.

Література

1. *Поліщук Л.К., Іскович-Лотоцький Р.Д., Коцюбівський Р.П.* Гідрофікація транспортних засобів буртовкладальних машин // Вібрації в техніці і технологіях. — 2002. — №5 (26). — С. 24—27.
2. *Новиков Е.Е., Пономарчук А.Ф., Поліщук Л.К.* О применении гидродвигателей в приводах транспортирующих устройств // Республиканский межведомственный сборник „Гидропривод и гидропневмоавтоматика”. — К., 1987. — Вып. 23. — С. 119—122.
3. *Пат. 22017 МПК⁸ В65G 23/00.* Керований гідравлічний мотор-барабан / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер, А. С. Мамчур; заявник та патентоотримувач Вінницький національний технічний університет — № u200806894; заявл. 10.11.06; опубл. 10.04.2007, Бюл. №4.
4. *Поліщук Л.К., Іскович-Лотоцький Р.Д., Штурма А.Л.* // Розрахунок перехідних режимів стрічкових конвеєрів. Наукові нотатки. — Вип. 8. Луцьк, 2001. — С. 152—160.
5. *Поліщук Л.К., Адлер О.О.* Математичне моделювання гідравлічного мотор-барабана стрічкового конвеєра // Наукові нотатки. — Луцьк. — 2005. — С. 273—282.

Оримана 23.09.08

M. Polishchuk, E. Kharchenko, O. Adler*

Drive with automatic switch-on of parallel set of hydraulic motor

*Vinnitsia National Technical University, Vinnitsia; *National University "Lvivska Politechnika", Lviv*

Expedience application of hydraulic drums of motor is set in band conveyor of spreaders. The new construction of mounted drive is resulted with the automatic including of parallel set hydraulic drive.