

УДК 622.64

## ВИБІР РАЦІОНАЛЬНОЇ СХЕМИ ПРИВОДА КОНВЕЄРА ЗА КРИТЕРІАЛЬНИМИ ОЦІНКАМИ

*Поліщук Л. К*

*Коцюбівський Р. П*

*Барабанов С. А.*

*Вінницький національний технічний університет*

*Проанализированы схемы основных типов приводов конвейеров с помощью критериальных оценок и факторов, которые влияют на их показатели, осуществлен обоснованный выбор типа и рациональной схемы приводного устройства и предложена его конструкция. Ключевые слова: привод, конвейер, мотор-барабан.*

*The analysis of basic types of drive belts by criteria ratings and the factors affecting their performance, by type of informed choice and rational scheme of drive unit and suggested its construction.*

### **Вступ.**

Одним з основних вузлів стрічкових конвеєрів різних технологічних машин і комплексів є привод, який переважно визначає їх досконалість, надійність, функціональні можливості, вартість та інші техніко-економічні показники. Критеріями вибору привода стрічкових конвеєрів зазвичай є його доступність виготовлення чи придбання, ККД, габаритні розміри, вага, вартість затрат на виготовлення за відповідності основних робочих характеристик (потужність, частота обертання робочого вала) вимогам експлуатації [1]. Однак дослідження, які проведені вітчизняними і закордонними вченими [2, 3, 4] щодо удосконалення приводів машин, показали необхідність врахування додаткових вимог, таких як підвищена питома потужність, можливість регулювання швидкості транспортування і крутного моменту, реалізація необхідного закону керування.

Тому під час розробки нової чи удосконалення існуючої машини необхідно значну увагу приділити вибору раціональної схеми її привода за допомогою критериальних оцінок з метою забезпечення покращених техніко-економічних показників.

### **Основна частина**

Приводи загальнопромислового призначення можна поділити на роздільний привод (РП), який складається з електродвигуна, нормалізованого редуктора, з'єднувальних муфт, механічних передач (зубчастих, пасових, ланцюгових), і комплектних приводів, до яких належать мотор-редуктор (МР), редукторні електродвигуни (РЕД), вмонтовані приводи (ВП).

МР відрізняються наявністю електродвигуна фланцевого виконання, який закріплено на корпусі редуктора, а у РЕД електродвигун і редуктор змонтовані в одному загальному корпусі або на одній корпусній деталі.

До ВП належать мотор-барабани (МБ) конвеєрів, приводи лебідок, що розміщені всередині барабанів, тельфери, силові головки і шпинделі агрегатних верстатів тощо.

Під час вибору привода визначених параметрів (потужність, швидкість вихідного вала) завжди бажано мати пристрій з найбільш високим ККД, малим габаритом, низькою вагою та вартістю.

Узагальненим критерієм, який визначає економічну доцільність вибраного типу привода, приймаємо мінімум суми витрат на виготовлення і експлуатацію.

Наближено будемо вважати вартість витрат на виготовлення привода рівну оптовим цінам  $C_{omn}$  на його складові вузли. Витрати на обслуговування, ремонт, амортизацію приймаємо рівними для нової та базової розробок і через їх невеликі значення у порівнянні із витратами на електроенергію, яка втрачається у приводі, не враховуємо.

Тоді економічно ефективним буде варіант привода, у якого меншим є мінімум суми витрат  $E$  [1].

$$E = C_{omn} + t_0 k (1 - \eta) \frac{P}{\eta}, \quad (1)$$

де  $t_0$  - час роботи привода на протязі року;

$k$  - вартість 1 кВт·год;

$\eta$  - ККД привода;

$P$  - потужність на веденому валу.

Потужність  $P$  може бути визначена за формулою:

$$P = \frac{1}{T} \int_0^T P' dt, \quad (2)$$

де  $T$  - тривалість роботи привода;

$P' = P(t)$  - закон зміни потужності в функції часу.

Аналіз виразу (1) показує, що за однакової передавальної потужності, мінімальна величина суми витрат залежить від витрат на виготовлення привода  $C_{omn}$  і величини ККД.

Друга складова цього виразу суттєво залежить від вибору схеми привода, так як величина ККД визначається втратами енергії у механічних передачах, підшипниках, муфтах тощо. Переважний вплив на величину втрат енергії привода має ККД механічних передач, які в ньому використовуються.

Оскільки у МР, РЕД, МБ механічні передачі з гнучким зв'язком, як правило, не застосовуються, то для вибору найбільш раціонального виду механічних передач порівнювальних приводів за величиною ККД доцільно скористатися графіками для зубчастих передач, що показані на рис. 1.

Найбільш високі значення ККД має планетарна типів I, II, III, рядова передачі, а також планетарна цівкова передача. Як видно з графіків, для значень передаточного числа  $u < 20$  величини ККД цих передач суттєво не відрізняються і за рівних умов необхідно надавати перевагу рядовій передачі як найбільш конструктивно простій та технологічній.

Другою важливою критеріальною оцінкою є габарит привода. На рис. 2 показано габаритні розміри РП, МР, РЕД і МБ (в одній проекції) однакової потужності та частоти обертання приводного барабана. Необхідно зазначити, що представлена схема РП є найпростішою, так як між електродвигуном і редуктором, чи редуктором і приводним барабаном може бути улаштована зубчаста, пасова або ланцюгова передачі, що збільшить його габарити.

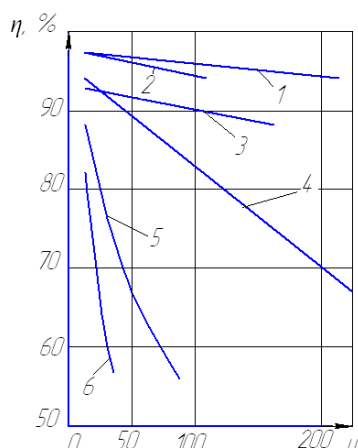


Рис. 1 Залежність ККД основних типів передач від передаточних чисел

1 – планетарних типів I, II, III; 2 – рядових; 3 – планетарних типу VI з цівочним зачепленням; 4 – планетарних типів IV і V; 5 – черв'ячних глобоїдних; 6 – черв'ячних циліндричних

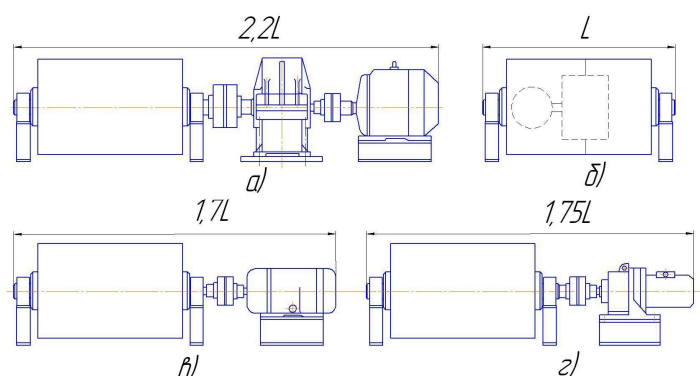


Рисунок 2 – Габарити РП(а), МБ(б), РЕД(в) та МР(г) однакових параметрів

Порівняльний аналіз габаритного розміру приводів конвеєрів показує, що найменшим він є у МБ, який в 1,7 разів менше ніж у РЕД, в 1,75 разів – ніж у МР і в 2,2 разів – ніж у РП.

Третім критерієм є вага привода, яка на стадії проектного пошуку технічного рішення може бути наближено визначена в залежності від габаритного об'єму. Для цього необхідно використати коефіцієнт заповнення габаритного об'єму  $k_3$ , і тоді вага  $G$  визначається за формулою:

$$G = V \gamma k_3, \quad (3)$$

де  $V$  - об'єм механічної частини привода;

$\gamma$  - усереднена питома вага матеріалів передач;

$k_3$  - коефіцієнт заповнення габаритного об'єму.

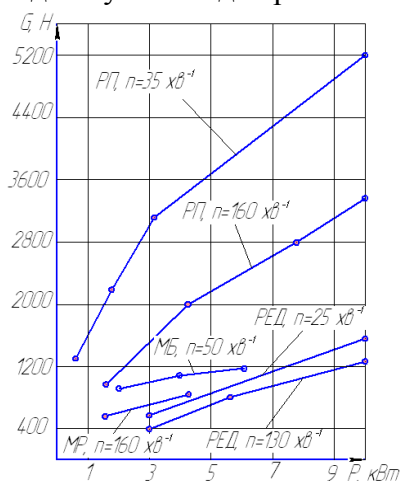
Для РП, електричного і гідравлічних МБ визначено коефіцієнти заповнення габаритного розміру  $k_3$ , значення яких наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Коефіцієнт заповнення габаритного об'єму  $k_3$  та питома потужність  $k_n$  для різних типів приводів.

Тип привода	$k_3$	$k_n$ , Вт/кг
Роздільний привод: КЛГ НДГРІ	0,72	14,5
КЛГМ НДГРІ	0,68	21,9
Мотор-барабан електричний МБ14/80-1,25	0,54	27,2
Мотор-барабан гідравлічний:		
з рядовою двохпоточною передачею	0,2	55,1
з спеціальним гідродвигуном	0,5	32,2
з одноступінчастими рядовими передачами	0,45	35,6
з хвильовими передачами	0,4	–
з двоступінчастою співвісною передачею(чотирипоточна на другому ступеню)	0,3	53,7
з триступінчастою цівково-циліндричною співвісною передачею	0,38	–
з триступінчастою циліндрично-цівковою співвісною передачею	0,35	29,9
з двома рядовими двохпоточними передачами	0,35	67,6

На рис. 3 наведена графічна залежність ваги чотирьох типів приводів (в РП враховано вагу рами, а в МБ – вагу барабана) від потужності для різних швидкостей веденої ланки.

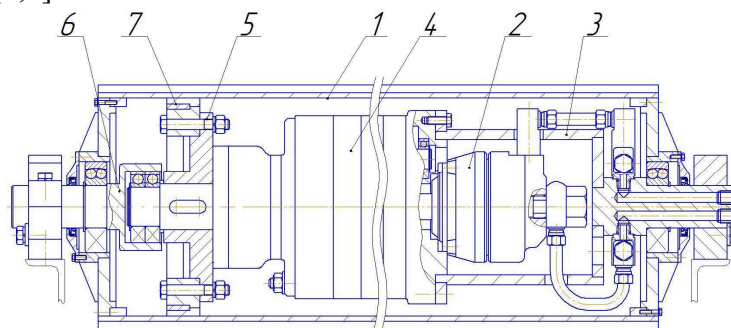


**Рис. 3 Залежність ваги роздільного привода РП, мотор-редуктора МР, редукторного електродвигуна РЕД і мотор-барабана від потужності для різних швидкостей тихохідного вала**

Крім наведених критеріїв важливим показником є питома потужність привода, яка визначає ефективність витрат підведеної до привода енергії. Наведені в табл. 1 значення цього показника свідчать про найбільш ефективне використання споживаної потужності у МБ.

Проведений аналіз за критеріальними оцінками зазначених типів приводів конвєсрив показав ефективність заміни РП на вмонтовані приводи (МБ), серед яких перевагу необхідно надавати гідроприводним пристроям. Головним фактором, що обумовлює перевагу

гідрооб'ємних приводів обертального руху в порівнянні з електроприводом, є фізичний принцип дії. Гідродвигун працює з питомим силовим напруженням (тобто тиском) 6,3...25 МПа і вище, а в магнітному зазорі електродвигуна питоме силове напруження складає тільки 0,7 МПа [4]. Інші головні чинники, що визначають переваги гідравлічних приводів, сформовані в працях [5,6].



*Рис. 4 МБ з триступінчастим циліндрично-цівковим співвісним редуктором*

Специфіка конструкції МБ, яка полягає в обмеженні габаритних розмірів передавального механізму внутрішнім простором корпусу барабана, вимагає гармонійного поєднання габаритних розмірів механічних передач з їх передаточними відношеннями. Проведений співставний аналіз розмірів різних типів передач для відповідних діапазонів щодо передаточних чисел [5] дозволяє оцінити область їх застосування з погляду забезпечення оптимальної компоновки вмонтованого привода.

Пошуки засобів зниження динамічних навантажень в стрічці конвеєра під час нестаціонарних режимів, а також забезпечення надійного та безперебійного транспортування в умовах змінних вантажопотоків, привели до необхідності формування додаткових вимог до приводних пристроїв щодо можливості регулювання швидкості транспортування, крутного моменту, заданого закону керування роботою привода. Поставлені задачі в гідравлічному МБ успішно розв'язуються за допомогою засобів гідравтоматики [6,7].

Користуючись наведеними критеріальними оцінками, у ВНТУ створено гідравлічний МБ [8] для укладального транспортера буртоукладального комплексу К-65М2Б3-К на заміну існуючого привода, який працює від валу відбору потужності базової машини через шарнірно з'єднані проміжні вали.

На рис. 4 наведена конструкція розробленого МБ, яка містить корпус барабана 1, в який вмонтовано привод, що складається з гідродвигуна 2 і передавального механізму 4 у вигляді триступеневого редуктора з циліндрично-цівковою передачею. Гідродвигун 2 встановлено всередині правої напіввісі 3 і закріплено на торцевій поверхні кришки редуктора. Вихідний вал редуктора встановлено на підшипники, які розміщені в лівій напіввісі 6 і на ньому закріплено приводний диск 5, який скріплено з кільцем 7, яке жорстко скріплено з корпусом барабана 1. Для підведення і відведення рідини в правій напіввісі передбачені осьові канали.

МБ працює таким чином.

Робоча рідина під тиском через осьовий канал надходить в робочу камеру гідродвигуна 2. В результаті взаємодії робочої рідини з роторними елементами гідродвигуна 2, відбувається обертання його вихідного вала, який через швидкохідний, проміжний та тихохідний ступені передавального механізму 4 передає рух приводному диску 5. Останній

через кільце 7 надає обертання корпусу 1 барабана. Робоча рідина, що втратила енергію через трубопровід і осьовий канал поступає на злив.

Змінюючи тиск і витрати робочої рідини в гідросистемі, можна змінювати крутний момент та частоту обертання барабана.

Враховуючи часткову гідрофікацію приводів транспортера видалення відходів, механізмів повороту та підйому стріли комплексу, така заміна, поряд із аналогічною заміною приймального конвеєра відповідним МБ, дозволяє провести його повну гідрофікацію, суттєво спростити конструкцію приводів, зменшити кількість вузлів транспортерів та їх металомісткість, усунути існуючі вібрації в конструкції буртоукладальної машини, що викликаних невірноваженістю обертальних частин механічного привода.

### *Висновки*

Аналіз відомих типів приводів конвеєрів за основними та додатковими критеріальними оцінками дозволив встановити, що гідравлічні МБ відрізняються раціональними кінематичними схемами, невеликими габаритами та числом складальних одиниць, високою питомою потужністю. До переваг МБ необхідно віднести технологічність і можливість високої уніфікації його вузлів, зручність монтажу на робочому місці, а також відсутність обертових частин, що виступають на зовні.

Використання гідравлічних МБ дозволяє надати конвеєру нові технічні якості, які недоступні електричним, за рахунок застосування засобів гідравтоматики.

Тому в конвеєрах, що експлуатуються в умовах обмеженої монтажної зони під привод доцільно застосовувати вмонтовані приводи.

Застосування критеріальних оцінок під час схемного пошуку конструкції привода дозволяє отримати найбільш раціональну його схему залежно від умов його експлуатації.

### *Література*

- 1. Заблонский К. И. Встроенные редукторы / К. И. Заблонский, Л. Е. Шустер. – К.: Техніка, 1969. – 176 с.*
- 2. Иванченко Ф. К. Динамика металлургических машин / Ф. К. Иванченко, В. А. Красношанка – М.: Металлургия, 1992. – 234 с.*
- 3. Кожевников С. Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / С. Н. Кожевников – К.: Наук думка, 1986. – 288 с.*
- 4. Иринг Ю. Проектирование гидравлических и пневматических систем / Пер. со словацк./Ю.Иринг. – Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд., 1983. – 363 с.*

5. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины / М. П. Александров изд. 5-е пер. и доп. – М.: Высшая школа, 1979. – 210 с.
6. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика / Т. М. Башта. – М.: Машиностроение, 1979. – 672 с.
7. Поліщук Л. К. Вмонтовані гідравлічні приводи конвеєрів з гнучким тяговим органом, чутливі до зміни навантаження / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер. – Вінниця: ВНТУ, 2010. – 184 с.
8. Пат. 22801 України, МПК<sup>8</sup> 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. – № и200613735; заявл. 25.12.06 ; опубл. 25.04.2007, Бюл. №5.
9. Пат. 36107 України, МПК<sup>8</sup> В65G 23/00. Керований гідравлічний мотор-барабан / Поліщук Л. К., Адлер О. О., Мамчур О. С. ; заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № и200806894 ; заявл. 19.05.08 ; опубл. 10.10.2008, Бюл. № 19.
10. Пат. 24968 України, МПК<sup>8</sup> 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. – № и200701202; заявл. 05.02.07 ; опубл. 25.07.2007, Бюл. №11.