

УДК 621.867.3

В. М. БОГОМАЗ^{1*}, М. В. БОРЕНКО^{2*}, С. В. ПАЦАНОВСЬКИЙ^{3*}, О. О. ТКАЧОВ^{4*}

^{1*}Каф. «Військова підготовка спеціалістів Державної спеціальної служби транспорту», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 19 09, ел. пошта wbogomas@i.ua, ORCID 0000-0001-5913-2671

^{2*}Каф. «Військова підготовка спеціалістів Державної спеціальної служби транспорту», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 19 09, ел. пошта bmw1961@ukr.net, ORCID 0000-0001-9578-3906

^{3*}Каф. «Військова підготовка спеціалістів Державної спеціальної служби транспорту», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 19 09, ел. пошта psven68@i.ua, ORCID 0000-0002-1628-3733

^{4*}Каф. «Військова підготовка спеціалістів Державної спеціальної служби транспорту», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 19 09, ел. пошта otkachov@i.ua, ORCID 0000-0002-1857-7567

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ПРОЕКТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОХИЛОГО КІВШОВОГО ЕЛЕВАТОРА НА ПОТУЖНІСТЬ ЙОГО ПРИВОДУ

Мета. Одним із основних елементів похилих стрічкових ківшових елеваторів є їх привід. Для визначення потужності приводу необхідно виконати розрахунки за стандартними методиками, які приведені у сучасній літературі. Основними проектними параметрами таких елеваторів є продуктивність, висота підйому, тип та властивості транспортованого вантажу, кут нахилу. В роботі необхідно побудувати параметричну залежність потужності приводу елеватора від його проектних параметрів, яка враховувала б стандартні розміри і типи ковшів та стрічок. **Методика.** Використовуючи методику тягового розрахунку похилих стрічкових ківшових елеваторів, побудовано параметричні залежності зусиль у характерних точках траси елеватора, а також залежності потужності приводу швидкохідних елеваторів із глибокими та мілкими ковшами від їх проектних параметрів та характеристик. **Результати.** На основі побудованих параметричних залежностей встановлено, що функція зміни величини потужності елеватора від проектної продуктивності (при фіксованих висоті підйому, типу вантажу, куті нахилу) є кусково-сталою та монотонно зростаючою. Побудовано графічну залежність потужності приводу елеватора від його кута нахилу в допустимих межах його зміни. Отримана залежність є нелінійною та монотонно спадаючою. Визначені в загальному вигляді інтервали проектних значень продуктивності, що забезпечують постійну величину потужності приводу похилого елеватора. Як приклад залучення отриманих результатів розглянуто процес побудови залежностей потужності приводу від проектної продуктивності та кута нахилу елеватора для транспортування дрібного вугілля. **Наукова новизна.** Авторами вперше побудовані параметричні залежності потужності приводу похилого ківшового елеватора від його проектних параметрів, які враховують стандартні розміри і типи ковшів та стрічок. **Практична значимість.** Використання побудованих залежностей дає можливість відносно швидкого визначення приблизного значення потужності приводу похилих швидкохідних елеваторів із глибокими та мілкими ковшами на стадії проектування, а також можливо виконати якісний підбір його основних елементів при конкретних проектних характеристиках: тип вантажу, продуктивність, висота підйому, кут нахилу.

Ключові слова: похилий елеватор; ківш; привід; потужність; продуктивність; вантаж; кут нахилу

Вступ

Підвищення темпів економічного розвитку неможливо без технічного переоснащення виробництва. Успішне вирішення такого завдання в значною мірою визначається втіленням нових технологій з використанням машин безперервного транспорту, які маючи велику продуктивність, протяжність транспортування, замінюють машини періодичної дії з традиційних областей застосування, таких як транспортні, на-

вантажувально-розвантажувальні та складські роботи. Такі машини використовують у масовому та крупносерійному виробництвах з широким застосуванням автоматичних ліній. Особливим типом машин безперервного транспорту є похилі ковшові стрічкові елеватори. Взагалі, елеватори є підйомниками, які служать для вертикального та крутопохилого (під кутом 60 – 82°) переміщення насипних і штучних вантажів без проміжного завантаження і розванта-

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

ження. Їх використання при транспортуванні матеріалів підвищують ефективність технологічного процесу виробництва в багатьох галузях промисловості: хімічній, металургійній, машинобудівній і т.д.

Основними публікаціями, які описують будову, конструктивні особливості, експлуатаційні та розрахункові параметри елеваторів, в тому числі і похилих, є [5-9, 11-15]. Для визначення величини потужності приводу похилого елеватора потрібно виконати детальний розрахунок його елементів та виконати підбір основних елементів приводу. Порядок виконання таких розрахунків детально описаний в роботах [8, 9]. Слід зазначити, що використання традиційної методики розрахунку приводу елеваторів вимагає витрачання багатого часу. Для удосконалення процесу проектування приводу похилих елеваторів необхідно визначити схему, яка дає змогу за допомогою більш простих розрахунків знайти необхідне значення потужності приводу залежно від конкретних проектних параметрів: типу вантажу, висоти підйому, кута нахилу траси та продуктивності. В роботах [2-4] одного з авторів побудована подібна схема для вертикальних елеваторів та стрічкових конвеєрів. Природним узагальненням та продовженням цих робіт буде побудова схеми для похилих елеваторів. Адже, в похилих елеваторах на відміну від вертикальних з'являється складова сили натягу, пов'язана з силою тертя стрічки по опорним елементам.

Мета

Метою роботи є побудова та аналіз параметричної залежності потужності приводу похилого елеватора від його проектних параметрів (тип вантажу, висота підйому, кут нахилу, продуктивність) з урахуванням стандартних розмірів і параметрів ковшів та стрічок.

Методика

В загальному випадку для проектування машин безперервного транспорту необхідно мати такі основні дані:

- схема траси машини з вказаними місцями завантаження та розвантаження;
- призначення, умови та режим роботи машини та місце її встановлення;
- необхідна продуктивність;
- характеристика вантажів, що транспортуються.

Отже, вихідними даними для проектного розрахунку елеватора є такі величини, як транспортований матеріал (його щільність та фізико-механічні властивості), висота підйому вантажу, кут нахилу елеватора до горизонту, необхідна продуктивність.

Для побудови загальної залежності потужності приводу від продуктивності будемо використовувати необхідні коефіцієнти при величинах, які дозволяють при конкретних типах вантажів рахувати відповідні значення необхідної потужності приводу.

За аналогією з [2] для подальших досліджень введемо до розгляду величину α , яка враховує властивості транспортованого вантажу:

$$\alpha = 3,6\nu\rho\psi. \quad (1)$$

Лінійна місткість ковшів елеватора:

$$\frac{i_0}{t} = \frac{\Pi}{3,6\nu\rho\psi} = \frac{\Pi}{\alpha}, \quad (2)$$

де α – величина, яка враховує властивості вантажу та рахується за залежністю (1), т·м/л·год; ψ – коефіцієнт заповнення ковшів (відповідно до фізико-механічних властивостей вантажу); t – крок розміщення ковшів, м; ρ – густина вантажу, т/м³; ν – швидкість руху стрічки, м/с.

За розрахованим за формулою (2) значенням лінійної місткості ковшів елеватора обирається тип ковшів та крок їх розміщення за табл. 1, яка рекомендована роботою [9]. Вибір типу ковшів залежить від властивостей матеріалу, що транспортується. Глибокі ковші використовуються для легкосипучих, пилоподібних та дрібнокускових вантажів; мілкі – для важко-сипучих вантажів.

Таблиця 1

Значення лінійної місткості ковшів

Ширина ковша B_k , мм	Ширина стрічки B , мм	Крок розставлених ковшів t , мм	Ківш			
			глибокий		мілкий	
			i_0 , л	$\frac{i_0}{t}$, л/м	i_0 , л	$\frac{i_0}{t}$, л/м
1	2	3	4	5	6	7
100	125	200	0,2	1	0,1	0,5
125	150	320	0,4	1,3	0,2	0,66
160	200	320	0,6	2	0,35	1,17
200	250	400	1,3	3,24	0,75	1,87
250	300	400	2,0	5	1,4	3,5
320	400	500	4,0	8	2,7	5,4
400	500	500	6,3	12,6	4,2	8,4
500	650	630	12	19	-	-
650	800	630	18	28,6	-	-
800	1000	800	32	40	-	-
1000	1200	800	45	56,25	-	-

З метою врахування в подальших розрахунках фізико-механічних властивостей вантажу, що транспортується, побудуємо таблиці відповідності параметрів елеватора, визначених в табл. 1, значенням продуктивності, виражених за форму-

лою (2) в частинах коефіцієнту α . Отримані дані розмістимо в таблицях 2, 3 для елеваторів з глибокими та мілкими ковшами відповідно.

Таблиця 2

Залежність параметрів глибоких ковшів від продуктивності елеватора

Ширина ковша B_k , мм	Ширина стрічки B , мм	Крок розставлених ковшів t , мм	Ємність ковша i_0 , л	Продуктивність елеватора, т/год
100	125	200	0,2	α
125	150	320	0,4	$1,3\alpha$
160	200	320	0,6	2α
200	250	400	1,3	$3,24\alpha$
250	300	400	2,0	5α
320	400	500	4,0	8α
400	500	500	6,3	$12,6\alpha$
500	650	630	12	19α
650	800	630	18	$28,6\alpha$
800	1000	800	32	40α
1000	1200	800	45	$56,25\alpha$

Таблиця 3

Залежність параметрів мілких ковшів від продуктивності елеватора

Ширина ковша B_k , мм	Ширина стрічки B , мм	Крок розставлених ковшів t , мм	Ємність ковша i_0 , л	Продуктивність елеватора, т/год
100	125	200	0,1	$0,5\alpha$
125	150	320	0,2	$0,66\alpha$
160	200	320	0,35	$1,17\alpha$
200	250	400	0,75	$1,87\alpha$
250	300	400	1,4	$3,5\alpha$
320	400	500	2,7	$5,4\alpha$
400	500	500	4,2	$8,4\alpha$

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

На основі проектного значення продуктивності елеватора та типу матеріалу, що транспортується, за табл. 2 та 3 обираються параметри

ковша, крок їх розміщення на стрічці та необхідну ширину стрічки. Характеристики глибоких та мілких ковшів наведені в табл. 4.

Таблиця 4

Характеристика ковшів елеватора

Тип ковша	Внутрішні розміри ковша, мм				Місткість ковша, л
	Ширина B_k	Виліт A_k	Висота	R	
Заокруглений глибокий Г	100	50	65	25	0,1
	100	75	80	25	0,2
	125	90	95	30	0,4
	160	105	110	35	0,6
	200	125	135	40	1,3
	250	140	150	45	2,0
	320	175	190	55	4,0
	400	195	210	60	6,3
	500	235	255	75	12
	650	250	275	80	18
	800	285	325	85	32
1000	310	355	95	45	
Тип ковша	Внутрішні розміри ковша, мм				Місткість ковша, л
	ширина B_k	виліт A_k	висота	R	
Заокруглений мілкий М	125	65	85	30	0,2
	160	75	100	35	0,35
	200	95	130	40	0,75
	250	120	160	55	1,4
	320	145	190	70	2,7
	400	170	220	85	4,2

Для визначеності подальших досліджень приймаємо як тяговий орган ківшевого елеватора стрічку конвеєрну гумовотканинну згідно з ГОСТ 20-85 типу БКНЛ-150. Фактична кількість прокладок стрічки може складати 3–6.

Товщина стрічки визначається за формулою

$$\delta_c = \delta_p + i\delta_n + \delta_n, \quad (3)$$

де $\delta_p = 3$ мм, $\delta_n = 1,5$ мм – товщина гумових обкладок з робочого та неробочого боків стрічки; $\delta_n = 1,6$ мм – товщина однієї тканин-

ної прокладки, i – кількість прокладок.

Вага погонного метра стрічки визначається за формулою

$$q_c = 10^{-6} B \delta_c \rho_c g, \quad (4)$$

де $\rho_c = 1100$ кг/м³ – густина стрічки.

Залучаючи для розрахунку формули (3), (4), наведемо таблицю відповідності ширини та лінійної ваги стрічки з різною кількістю прокладок проектним значенням продуктивності елеватора для глибоких та мілких ковшів.

Таблиця 5

Лінійна вага стрічок для глибоких ковшів

Ширина стрічки B , мм	Лінійна вага стрічки при $i = 3$, Н/м	Лінійна вага стрічки при $i = 4$, Н/м	Лінійна вага стрічки при $i = 5$, Н/м	Лінійна вага стрічки при $i = 6$, Н/м	Продуктивність елеватора, т/год
1	2	3	4	5	6
125	12,5	14,7	16,8	19,0	a
150	15,0	17,6	20,2	22,8	$1,3a$
200	20,1	23,5	27,0	30,4	$2a$
250	25,1	29,4	33,7	38,0	$3,24a$
300	30,1	35,3	40,4	45,6	$5a$
400	40,1	47,0	53,9	60,8	$8a$

Лінійна вага стрічок для глибоких ковшів

1	2	3	4	5	6
500	50,1	58,8	67,4	76,0	12,6 α
650	65,2	76,4	87,6	98,8	19 α
800	80,2	94,0	107,8	121,6	28,6 α
1000	100,3	117,5	134,8	152,0	40 α
1200	120,3	141,0	161,7	182,4	56,25 α

Таблиця 6

Лінійна вага стрічок для мілких ковшів

Ширина стрічки B , мм	Лінійна вага стрічки при $i = 3$, Н/м	Лінійна вага стрічки при $i = 4$, Н/м	Лінійна вага стрічки при $i = 5$, Н/м	Лінійна вага стрічки при $i = 6$, Н/м	Продуктивність елеватора, т/год
125	12,5	14,7	16,8	19,0	0,5 α
150	15,0	17,6	20,2	22,8	0,66 α
200	20,1	23,5	27,0	30,4	1,17 α
250	25,1	29,4	33,7	38,0	1,87 α
300	30,1	35,3	40,4	45,6	3,5 α
400	40,1	47,0	53,9	60,8	5,4 α
500	50,1	58,8	67,4	76,0	8,4 α

Розподілена вага вантажу на 1 м стрічки визначається за формулою:

$$q_v = \frac{Pg}{3,6v} = \lambda P, \quad (5)$$

де $\lambda = \frac{g}{3,6v}$ – коефіцієнт, який залежить від швидкості стрічки, Н·с/кг·м.

Залежність величини розподіленої ваги вантажу від проектної продуктивності розрахована за формулою (5), наведена в табл. 7.

Таблиця 7

Розподілена вага вантажу

Ширина ковша B_k , мм	Розподілена вага вантажу при роботі елеватора з мілкими ковшами, Н/м	Продуктивність елеватора з мілкими ковшами, Н/м	Розподілена вага вантажу при роботі елеватора з глибокими ковшами, Н/м	Продуктивність елеватора з глибокими ковшами, Н/м
100	0,5 $\alpha\lambda$	0,5 α	$\alpha\lambda$	α
125	0,66 $\alpha\lambda$	0,66 α	1,3 $\alpha\lambda$	1,3 α
160	1,17 $\alpha\lambda$	1,17 α	2 $\alpha\lambda$	2 α
200	1,87 $\alpha\lambda$	1,87 α	3,24 $\alpha\lambda$	3,24 α
250	3,5 $\alpha\lambda$	3,5 α	5 $\alpha\lambda$	5 α
320	5,4 $\alpha\lambda$	5,4 α	8 $\alpha\lambda$	8 α
400	8,4 $\alpha\lambda$	8,4 α	12,6 $\alpha\lambda$	12,6 α
500	-	-	19 $\alpha\lambda$	19 α
650	-	-	28,6 $\alpha\lambda$	28,6 α
800	-	-	40 $\alpha\lambda$	40 α
1000	-	-	56,25 $\alpha\lambda$	56,25 α

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

Лінійна вага стрічки з ковшами визначається за формулою

$$q_x = q_c + \frac{m_k g}{t}, \quad (6)$$

де m_k – вага ковша, кг (табл. 8).

Лінійне навантаження на робочу гілку знаходиться за формулою:

$$q_p = q_x + q_v. \quad (7)$$

Орієнтовна маса глибоких та мілких ковшів наведена в табл. 8 [9].

Таблиця 8

Орієнтовна маса ковшів елеватора

Ширина ковша, мм	Товщина стінки, мм	Маса одного ковша, кг	
		Глибокий	Мілкий
100	2	0,5	0,4
125	2	0,7	0,6
160	2	0,9	0,7
200	3	2	1,5
250	3	3	2
320	3	5	5
400	4	11	10
500	5	18	-
650	5	23	-
800	6	28	-
1000	6	33	-

Використовуючи для розрахунку формули (6), (7) та враховуючи дані з табл. 8, визначимо залежність лінійного навантаження на робочу гілку елеватора від значень продуктивності при

глибоких та мілких ковшах. Отримані результати розрахунків для стрічок з різною кількістю прокладок наведено в табл. 9, 10.

Таблиця 9

Лінійне навантаження на робочу гілку при глибоких ковшах

Ширина ковша B_k , мм	Розподілена вага вантажу q_v , Н/м	Лінійне навантаження на робочу гілку при стрічці з $i = 3$ q_p , Н/м	Лінійне навантаження на робочу гілку при стрічці з $i = 4$ q_p , Н/м	Лінійне навантаження на робочу гілку при стрічці з $i = 5$ q_p , Н/м	Лінійне навантаження на робочу гілку при стрічці з $i = 6$ q_p , Н/м	Продуктивність елеватора, т/год
100	$a\lambda$	$37+a\lambda$	$39,2+a\lambda$	$41,3+a\lambda$	$43,5+a\lambda$	a
125	$1,3a\lambda$	$36,4+1,3a\lambda$	$39+1,3a\lambda$	$41,6+1,3a\lambda$	$44,2+1,3a\lambda$	$1,3a$
160	$2a\lambda$	$47,7+2a\lambda$	$51,1+2a\lambda$	$54,6+2a\lambda$	$58+2a\lambda$	$2a$
200	$3,24a\lambda$	$74,1+3,24a\lambda$	$78,4+3,24a\lambda$	$82,7+3,24a\lambda$	$87+3,24a\lambda$	$3,24a$
250	$5a\lambda$	$103,6+5a\lambda$	$108,8+5a\lambda$	$113,9+5a\lambda$	$119,1+5a\lambda$	$5a$
320	$8a\lambda$	$138,1+8a\lambda$	$145+8a\lambda$	$151,1+8a\lambda$	$158+8a\lambda$	$8a$
400	$12,6a\lambda$	$265,7+12,6a\lambda$	$274,4+12,6a\lambda$	$283+12,6a\lambda$	$291,6+12,6a\lambda$	$12,6a$
500	$19a\lambda$	$345,2+19a\lambda$	$356,4+19a\lambda$	$367,6+19a\lambda$	$378,8+19a\lambda$	$19a$
650	$28,6a\lambda$	$438+28,6a\lambda$	$451,8+28,6a\lambda$	$465,6+28,6a\lambda$	$479,4+28,6a\lambda$	$28,6a$
800	$40a\lambda$	$443,3+40a\lambda$	$460,5+40a\lambda$	$477,8+40a\lambda$	$495+40a\lambda$	$40a$
1000	$56,25a\lambda$	$524,6+56,3a\lambda$	$545,3+56,3a\lambda$	$566+56,3a\lambda$	$586,7+56,3a\lambda$	$56,25a$

Лінійне навантаження на робочу гілку при мілких ковшах

Ширина ко- вша B_k , мм	Розподіле- на вага ва- нтажу q_B , Н/м	Лінійне нава- нтаження на робочу гілку при стрічці з $i = 3$ q_p , Н/м	Лінійне нава- нтаження на робочу гілку при стрічці з $i = 4$ q_p , Н/м	Лінійне нава- нтаження на робочу гілку при стрічці з $i = 5$ q_p , Н/м	Лінійне нава- нтаження на робочу гілку при стрічці з $i = 6$ q_p , Н/м	Продук- тивність елеватора, т/год
100	$0,5\alpha l$	$32,1+0,5\alpha l$	$34,3+0,5\alpha l$	$36,4+0,5\alpha l$	$38,6+0,5\alpha l$	0,5 α
125	$0,66\alpha l$	$33,4+0,66\alpha l$	$36+0,66\alpha l$	$37,8+0,66\alpha l$	$40,4+0,66\alpha l$	0,66 α
160	$1,17\alpha l$	$41,5+1,17\alpha l$	$44,9+1,17\alpha l$	$48,4+1,17\alpha l$	$51,8+1,17\alpha l$	1,17 α
200	$1,87\alpha l$	$61,9+1,87\alpha l$	$66,2+1,87\alpha l$	$70,5+1,87\alpha l$	$74,8+1,87\alpha l$	1,87 α
250	$3,5\alpha l$	$79,1+3,5\alpha l$	$84,3+3,5\alpha l$	$89,4+3,5\alpha l$	$94,6+3,5\alpha l$	3,5 α
320	$5,4\alpha l$	$138,1+5,4\alpha l$	$145+5,4\alpha l$	$151,1+5,4\alpha l$	$158+5,4\alpha l$	5,4 α
400	$8,4\alpha l$	$246,1+8,4\alpha l$	$254,8+8,4\alpha l$	$263,4+8,4\alpha l$	$272+8,4\alpha l$	8,4 α

Тяговий розрахунок похилого ківшевого елеватора виконується методом обходу за контуром, основний принцип якого полягає у виявленні характерних точок траси, де відбувається зміна натягу стрічки. При цьому натяг у наступній ($i+1$) точці дорівнює сумі натягу стрічки у даній (i) точці та опору переміщенню стрічки на ділянці між цими точками:

$$S_{i+1} = S_i + W_{i,i+1}. \quad (8)$$

У разі обертання привідного барабана (рис. 1) за годинниковою стрілкою мінімальний натяг буде в точці 2 – S_2 . Такий натяг у стрічці при нормальному зачерпуванні матеріалу задовольняє умову:

$$S_2 = S_{\min} \geq 5q_B. \quad (9)$$

Сила натягу стрічки у точці 3 складається з сили натягу S_2 , опору на барабані та опору зачерпуванню вантажу W_{2-3} :

$$S_3 = kS_2 + W_{2-3}, \quad (10)$$

де $k = 1,08$ – коефіцієнт збільшення натягу в стрічці з ковшами при обгинанні барабана.

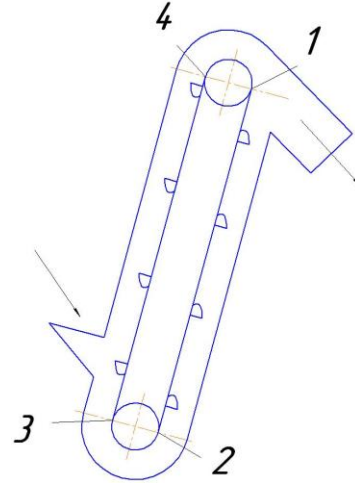


Рис. 1. Схема похилого ківшевого елеватора

Опір зачерпуванню матеріалу визначається за формулою:

$$W_{2-3} = \frac{k_3 q_B}{g}, \quad (11)$$

де k_3 – коефіцієнт зачерпування (Нм/кг), який визначається питомою роботою, витраченою на зачерпування 1 кг матеріалу. При швидкості ковшів $v = 1,0 \dots 1,25$ м/с $k_3 = 12,5 \dots 25$ Нм/кг для порошкоподібних і дрібногудкового матеріалів та $k_3 = 20 \dots 40$ Нм/кг – для середньогудкового матеріалу.

Таким чином, підставляючи формули (8) та (11) в (10), маємо:

$$S_3 = q_B \left(5,4 + \frac{k_3}{g} \right). \quad (12)$$

Обираючи значення $k_3 = 25$ Н·м/кг (задово-

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

льняє всім вантажам), маємо:

$$S_3 = 7,95q_B. \quad (13)$$

Будемо вважати, що стрічка з ковшами на ділянках траси 3–4 та 1–2 (рис. 1) спирається на прямі роликоопори.

Питома вага рухомих частин роликоопор робочої (ділянка 3–4) та неробочої (ділянка 1–2) гілок визначаються за формулами:

$$q_{pp} = \frac{G_p'}{l_p'}. \quad (14)$$

$$q_{pn} = \frac{G_p''}{l_p''}. \quad (15)$$

де G_p' – вага обертових частин верхніх і нижніх роликоопор.

Для подальших розрахунків використаємо таблиці орієнтовних значень відстаней між роликооперами робочої гілки (табл. 11) та характеристик і розмірів роликоопор (табл. 12).

Таблиця 11

Орієнтовні значення відстаней між роликооперами робочої гілки l_p'

Щільність матеріалу ρ , т/м ³	Відстань між роликооперами робочої гілки при ширині стрічки, мм							
	400	500	650	800	1000	1200	1400...1600	1800...2000
1	1500	1500	1400	1400	1300	1300	1200	1100
1...2	1400	1400	1300	1300	1200	1200	1100	1100
більше 2	1300	1300	1200	1200	1100	1100	1100	900

Рядові роликоопори гілки 1–2 встановлюються з кроком l_p'' , вдвічі більшим, ніж l_p' . Залежність ваги рядових роликоопор від ширини стрічки наведена в табл. 12.

Для спрощення подальших досліджень приймаємо, що вантаж має щільність в діапазоні 1...2 т/м³. Використовуючи формули (14), (15), наведемо значення питомої ваги рухомих частин роликоопор робочої та неробочої гілок залежно від значення ширини стрічки та ширини ковша. Пораховані значення питомої ваги запишемо в табл. 13.

Таблиця 12

Вага рядових прямих роликоопор

Ширина стрічки B , мм	Маса, кг
400	6,0
500	7,5
650	10,5
800	18,5
1 000	22,0
1 200	25,0

Таблиця 13

Орієнтовні значення питомої ваги рухомих частин роликоопор робочої та неробочої гілок

Питома вага рухомих частин	Ширина ковша B_k , мм					
	320	400	500	650	800	1000
Робочої гілки q_{pp} , Н/м	40	50	75	132	169	192
Неробочої гілки q_{pn} , Н/м	20	25	37,5	66	84,5	96

Для визначеності подальших розрахунків при ковшах меншої ширини, ніж 320 мм, будемо приймати значення питомої ваги рухомих

частин роликоопор робочої та неробочої гілок $q_{pp} = 40$ Н/м, $q_{pn} = 20$ Н/м відповідно. Також приймаємо далі, що умови роботи елеватора

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

важкі, отже, коефіцієнт опору руху стрічки по роликах в подальшому дорівнюватиме 0,03.

Сили натягу у точках 1 та 4 визначаються за формулами:

$$S_4 = S_{нб} = S_3 + W_{3-4} = 7,95q_B + (q_p + q_{pp})H \cdot c \cdot ctg\beta + q_p H; \quad (16)$$

$$S_1 = S_{зб} = S_2 + W_{2-1} = 5q_B + (q_x + q_{px})H \cdot c \cdot ctg\beta + q_x H; \quad (17)$$

де H – висота підйому вантажу, м;

β – кут нахилу елеватора, град;

$c = 0,03$ – коефіцієнт опору руху стрічки по роликах.

Залежність значень сил натягу у точці 4, порашовані за формулою (16), від значення проекційної продуктивності, типу ковша та кількості прокладок стрічки зведені в табл. 14, 15:

Таблиця 14

Сила натягу у точці 4 при глибоких ковшах

Ширина ковша B_k , мм	Сила натягу при стрічці з $i = 3$ S_4 , Н	Сила натягу при стрічці з $i = 4$ S_4 , Н	Сила натягу при стрічці з $i = 5$ S_4 , Н	Сила натягу при стрічці з $i = 6$ S_4 , Н	Продуктивність елеватора, т/год
100	$37H + \alpha\lambda(7,95+H) + (77 + \alpha\lambda) cHctg\beta$	$39,2H + \alpha\lambda(7,95+H) + (79,2 + \alpha\lambda) cHctg\beta$	$41,3H + \alpha\lambda(7,95+H) + (81,3 + \alpha\lambda) cHctg\beta$	$43,5H + \alpha\lambda(7,95+H) + (83,5 + \alpha\lambda) cHctg\beta$	α
125	$36,4H + 1,3\alpha\lambda(7,95+H) + (76,4 + 1,3\alpha\lambda) cHctg\beta$	$39H + 1,3\alpha\lambda(7,95+H) + (79 + 1,3\alpha\lambda) cHctg\beta$	$41,6H + 1,3\alpha\lambda(7,95+H) + (81,6 + 1,3\alpha\lambda) cHctg\beta$	$44,2H + 1,3\alpha\lambda(7,95+H) + (84,2 + 1,3\alpha\lambda) cHctg\beta$	$1,3\alpha$
160	$47,7H + 2\alpha\lambda(7,95+H) + (87,7 + 2\alpha\lambda) cHctg\beta$	$51,1H + 2\alpha\lambda(7,95+H) + (91,1 + 2\alpha\lambda) cHctg\beta$	$54,6H + 2\alpha\lambda(7,95+H) + (94,6 + 2\alpha\lambda) cHctg\beta$	$58H + 2\alpha\lambda(7,95+H) + (98 + 2\alpha\lambda) cHctg\beta$	2α
200	$74,1H + 3,24\alpha\lambda(7,95+H) + (114,1 + 3,24\alpha\lambda) cHctg\beta$	$78,4H + 3,24\alpha\lambda(7,95+H) + (118,4 + 3,24\alpha\lambda) cHctg\beta$	$82,7H + 3,24\alpha\lambda(7,95+H) + (122,7 + 3,24\alpha\lambda) cHctg\beta$	$87H + 3,24\alpha\lambda(7,95+H) + (127 + 3,24\alpha\lambda) cHctg\beta$	$3,24\alpha$
250	$103,6H + 5\alpha\lambda(7,95+H) + (143,6 + 5\alpha\lambda) cHctg\beta$	$108,8H + 5\alpha\lambda(7,95+H) + (148,8 + 5\alpha\lambda) cHctg\beta$	$113,9H + 5\alpha\lambda(7,95+H) + (153,9 + 5\alpha\lambda) cHctg\beta$	$119,1H + 5\alpha\lambda(7,95+H) + (159,1 + 5\alpha\lambda) cHctg\beta$	5α
320	$138,1H + 8\alpha\lambda(7,95+H) + (178,1 + 8\alpha\lambda) cHctg\beta$	$145H + 8\alpha\lambda(7,95+H) + (185 + 8\alpha\lambda) cHctg\beta$	$151,1H + 8\alpha\lambda(7,95+H) + (191,1 + 8\alpha\lambda) cHctg\beta$	$158H + 8\alpha\lambda(7,95+H) + (198 + 8\alpha\lambda) cHctg\beta$	8α
400	$265,7H + 12,6\alpha\lambda(7,95+H) + (315,7 + 12,6\alpha\lambda) cHctg\beta$	$274,4H + 12,6\alpha\lambda(7,95+H) + (324,4 + 12,6\alpha\lambda) cHctg\beta$	$283H + 12,6\alpha\lambda(7,95+H) + (333 + 12,6\alpha\lambda) cHctg\beta$	$291,6H + 12,6\alpha\lambda(7,95+H) + (341,6 + 12,6\alpha\lambda) cHctg\beta$	$12,6\alpha$
500	$345,2H + 19\alpha\lambda(7,95+H) + (420,2 + 19\alpha\lambda) cHctg\beta$	$356,4H + 19\alpha\lambda(7,95+H) + (431,4 + 19\alpha\lambda) cHctg\beta$	$367,6H + 19\alpha\lambda(7,95+H) + (442,6 + 19\alpha\lambda) cHctg\beta$	$378,8H + 19\alpha\lambda(7,95+H) + (453,8 + 19\alpha\lambda) cHctg\beta$	19α
650	$438H + 28,6\alpha\lambda(7,95+H) + (570 + 28,6\alpha\lambda) cHctg\beta$	$451,8H + 28,6\alpha\lambda(7,95+H) + (583,8 + 28,6\alpha\lambda) cHctg\beta$	$465,6H + 28,6\alpha\lambda(7,95+H) + (597,6 + 28,6\alpha\lambda) cHctg\beta$	$479,4H + 28,6\alpha\lambda(7,95+H) + (611,4 + 28,6\alpha\lambda) cHctg\beta$	$28,6\alpha$
800	$443,3H + 40\alpha\lambda(7,95+H) + (612,3 + 40\alpha\lambda) cHctg\beta$	$460,5H + 40\alpha\lambda(7,95+H) + (629,5 + 40\alpha\lambda) cHctg\beta$	$477,8H + 40\alpha\lambda(7,95+H) + (646,8 + 40\alpha\lambda) cHctg\beta$	$495H + 40\alpha\lambda(7,95+H) + (664 + 40\alpha\lambda) cHctg\beta$	40α
1000	$524,6H + 56,3\alpha\lambda(7,95+H) + (716,6 + 56,3\alpha\lambda) cHctg\beta$	$545,3H + 56,3\alpha\lambda(7,95+H) + (737,3 + 56,3\alpha\lambda) cHctg\beta$	$566H + 56,3\alpha\lambda(7,95+H) + (758 + 56,3\alpha\lambda) cHctg\beta$	$586,7H + 56,3\alpha\lambda(7,95+H) + (778,7 + 56,3\alpha\lambda) cHctg\beta$	$56,25\alpha$

Таблиця 15

Сила натягу у точці 4 при мілких ковшах

Ширина ковша B_k , мм	Сила натягу при стрічці з $i = 3$ S_4 , Н	Сила натягу при стрічці з $i = 4$ S_4 , Н	Сила натягу при стрічці з $i = 5$ S_4 , Н	Сила натягу при стрічці з $i = 6$ S_4 , Н	Продуктивність елеватора, т/год
1	2	3	4	5	6
100	$32,1H + 0,5\alpha\lambda(7,95+H) + (72,1 + 0,5\alpha\lambda) cHctg\beta$	$34,3H + 0,5\alpha\lambda(7,95+H) + (74,3 + 0,5\alpha\lambda) cHctg\beta$	$36,4H + 0,5\alpha\lambda(7,95+H) + (76,4 + 0,5\alpha\lambda) cHctg\beta$	$38,6H + 0,5\alpha\lambda(7,95+H) + (78,6 + 0,5\alpha\lambda) cHctg\beta$	$0,5\alpha$
125	$33,4H + 0,66\alpha\lambda(7,95+H) + (73,4 + 0,66\alpha\lambda) cHctg\beta$	$36H + 0,66\alpha\lambda(7,95+H) + (76 + 0,66\alpha\lambda) cHctg\beta$	$37,8H + 0,66\alpha\lambda(7,95+H) + (77,8 + 0,66\alpha\lambda) cHctg\beta$	$40,4H + 0,66\alpha\lambda(7,95+H) + (80,4 + 0,66\alpha\lambda) cHctg\beta$	$0,66\alpha$

Сила натягу у точці 4 при мілких ковшах

1	2	3	4	5	6
160	41,5H+1,17αλ (7,95+H)+ (81,5+1,17αλ)сHctgβ	44,9H+1,17αλ (7,95+H)+ (84,9+1,17αλ)сHctgβ	48,4H+1,17αλ (7,95+H)+ (88,4+1,17αλ)сHctgβ	51,8H+1,17αλ (7,95+H)+ (91,8+1,17αλ)сHctgβ	1,17α
200	61,9H+1,87αλ (7,95+H)+ (101,9+1,87αλ)сHctgβ	66,2H+1,87αλ (7,95+H)+ (106,2+1,87αλ)сHctgβ	70,5H+1,87αλ (7,95+H)+ (110,5+1,87αλ)сHctgβ	74,8H+1,87αλ (7,95+H)+ (114,8+1,87αλ)сHctgβ	1,87α
250	79,1H+3,5αλ (7,95+H)+ (119,1+3,5αλ)сHctgβ	84,3H+3,5αλ (7,95+H)+ (124,3+3,5αλ)сHctgβ	89,4H+3,5αλ (7,95+H)+ (139,4+3,5αλ)сHctgβ	94,6H+3,5αλ (7,95+H)+ (134,6+3,5αλ)сHctgβ	3,5α
320	138,1H+5,4αλ (7,95+H)+ (178,1+5,4αλ)сHctgβ	145H+5,4αλ (7,95+H)+ (185+5,4αλ)сHctgβ	151,1H+5,4αλ (7,95+H)+ (191,1+5,4αλ)сHctgβ	158H+5,4αλ (7,95+H)+ (198+5,4αλ)сHctgβ	5,4α
400	246,1H+8,4αλ (7,95+H)+ (296,1+8,4αλ)сHctgβ	254,8H+8,4αλ (7,95+H)+ (304,8+8,4αλ)сHctgβ	263,4H+8,4αλ (7,95+H)+ (313,4+8,4αλ)сHctgβ	272H+8,4αλ (7,95+H)+ (322+8,4αλ)сHctgβ	8,4α

Залежність значень сил натягу у точці 1, ектної продуктивності, типу ковша та кількості порохів за формулою (17), від значення прокладок стрічки зведені в таблицях 16, 17.

Таблиця 16

Сила натягу у точці 1 при глибоких ковшах

Ширина ко- вша B_k , мм	Сила натягу при стрічці з $i = 3$ S_1 , Н	Сила натягу при стрічці з $i = 4$ S_1 , Н	Сила натягу при стрічці з $i = 5$ S_1 , Н	Сила натягу при стрічці з $i = 6$ S_1 , Н	Продуктив- ність елева- тора, т/год
1	2	3	4	5	6
100	37H+5αλ+ +57сHctgβ	39,2H+5αλ+ +59,2сHctgβ	41,3H+5αλ+ +61,3сHctgβ	43,5H+5αλ+ +63,5сHctgβ	α
125	36,4H+6,5αλ+ +56,4сHctgβ	39H+6,5αλ+ +59сHctgβ	41,6H+6,5αλ+ +61,6сHctgβ	44,2H+6,5αλ+ +64,2сHctgβ	1,3α
160	47,7H+10αλ+ +67,7сHctgβ	51,1H+10αλ+ +71,1сHctgβ	54,6H+10αλ+ +74,6сHctgβ	58H+10αλ+ +78сHctgβ	2α
200	74,1H+16,2αλ+ +94,1сHctgβ	78,4H+16,2αλ+ +98,4сHctgβ	82,7H+16,2αλ+ +102,7сHctgβ	87H+16,2αλ+ +97сHctgβ	3,24α
250	103,6H+25αλ+ +123,6сHctgβ	108,8H+25αλ+ +128,8сHctgβ	113,9H+25αλ+ +133,9сHctgβ	119,1H+25αλ+ +139,1сHctgβ	5α
320	138,1H+40αλ+ +158,1сHctgβ	145H+40αλ+ +165сHctgβ	151,1H+40αλ+ +171,1сHctgβ	158H+40αλ+ +178сHctgβ	8α

Таблиця 17

Сила натягу у точці 1 при мілких ковшах

Ширина ковша B_k , мм	Сила натягу при стрічці з $i = 3$ S_1 , Н	Сила натягу при стрічці з $i = 4$ S_1 , Н	Сила натягу при стрічці з $i = 5$ S_1 , Н	Сила натягу при стрічці з $i = 6$ S_1 , Н	Продуктивність елеватора, т/год
1	2	3	4	5	6
100	32,1H+2,5αλ+ +52,1сHctgβ	34,3H+2,5αλ+ +54,3сHctgβ	36,4H+2,5αλ+ +56,4сHctgβ	38,6H+2,5αλ+ +58,6сHctgβ	0,5α
125	33,4H+3,3αλ+ +53,4сHctgβ	36H+3,3αλ+ +56сHctgβ	37,8H+3,3αλ+ +57,8сHctgβ	40,4H+3,3αλ+ +60,4сHctgβ	0,66α
160	41,5H+5,85αλ+ +61,5сHctgβ	44,9H+5,85αλ+ +64,9сHctgβ	48,4H+5,85αλ+ +68,4сHctgβ	51,8H+5,85αλ+ +71,8сHctgβ	1,17α
200	61,9H+9,35αλ+ +81,9сHctgβ	66,2H+9,35αλ+ +86,2сHctgβ	70,5H+9,35αλ+ +90,5сHctgβ	74,8H+9,35αλ+ +94,8сHctgβ	1,87α

Сила натягу у точці 1 при мілких ковшах

1	2	3	4	5	6
250	79,1H+17,5αλ+ +99,1cHctgβ	84,3H+17,5αλ+ +104,3cHctgβ	89,4H+17,5αλ+ +109,4cHctgβ	94,6H+17,5αλ+ +114,6cHctgβ	3,5α
320	138,1H+27αλ+ +158,1cHctgβ	145H+27αλ+ +165cHctgβ	151,1H+27αλ+ +171,1cHctgβ	158H+27αλ+ +178cHctgβ	5,4α
400	246,1H+42αλ+ +271,1cHctgβ	254,8H+42αλ+ +279,8cHctgβ	263,4H+42αλ+ +288,4cHctgβ	272H+42αλ+ +297cHctgβ	8,4α

Тягове зусилля з урахуванням опору обертанню приводного барабана визначається за формулою

$$F_o = S_4 - S_1 + (k' - 1)(S_4 + S_1), \quad (18)$$

де $k' = 1,08$ – коефіцієнт опору обертанню приводного барабана.

Після алгебраїчних перетворень у формулі (18) маємо:

$$F_o = 1,08S_4 - 0,92S_1. \quad (19)$$

Значення тягового зусилля з урахуванням опору обертанню приводного барабана залежно від значення проектної продуктивності, типу ковша (глибокий та мілкий) та кількості прокладок стрічки зведені в табл. 18, 19:

Таблиця 18

Тягове зусилля на приводному барабані при глибоких ковшах

Ширина ковша B_k , мм	Тягове зусилля при стрічці з $i = 3$ F , Н	Тягове зусилля при стрічці з $i = 4$ F , Н	Тягове зусилля при стрічці з $i = 5$ F , Н	Тягове зусилля при стрічці з $i = 6$ F , Н	Продуктивність елеватора, т/год
1	2	3	4	5	6
100	5,9H+αλ (4+1,08H)+ +(30,7+1,08αλ) cHctgβ	6,3H+αλ (4+1,08H)+ +(31,1+1,08αλ) cHctgβ	6,6H+αλ (4+1,08H)+ +(31,4+1,08αλ) cHctgβ	7H+αλ (4+1,08H)+ +(31,8+1,08αλ) cHctgβ	α
125	5,82H+1,3αλ (4+1,08H)+ +(30,6+1,4αλ) cHctgβ	6,2H+1,3αλ (4+1,08H)+ +(31+1,4αλ) cHctgβ	6,7H+1,3αλ (4+1,08H)+ +(31,5+1,4αλ) cHctgβ	7,1H+1,3αλ (4+1,08H)+ +(31,9+1,4αλ) cHctgβ	1,3α
160	7,63H+2αλ (4+1,08H)+ +(32,4+2,16αλ) cHctgβ	8,2H+2αλ (4+1,08H)+ +(33+2,16αλ) cHctgβ	8,7H+2αλ (4+1,08H)+ +(33,5+2,16αλ) cHctgβ	9,3H+2αλ (4+1,08H)+ +(34,1+2,16αλ) cHctgβ	2α
200	11,9H+3,24αλ(4+1,08H)+ +(36,7+3,5αλ) cHctgβ	12,5H+3,24αλ(4+1,08H)+ +(37,3+3,5αλ) cHctgβ	13,2H+3,24αλ(4+1,08H)+ +(38+3,5αλ) cHctgβ	13,9H+3,24αλ(4+1,08H)+ +(38,7+3,5αλ) cHctgβ	3,24α
250	16,6H+5αλ (4+1,08H)+ +(41,4+5,4αλ) cHctgβ	17,4H+5αλ (4+1,08H)+ +(42,2+5,4αλ) cHctgβ	18,2H+5αλ (4+1,08H)+ +(43+5,4αλ) cHctgβ	19,1H+5αλ (4+1,08H)+ +(43,9+5,4αλ) cHctgβ	5α
320	22,1H+8αλ (4+1,08H)+ +(46,9+8,64αλ) cHctgβ	23,2H+8αλ (4+1,08H)+ +(48+8,64αλ) cHctgβ	24,2H+8αλ (4+1,08H)+ +(49+8,64αλ) cHctgβ	25,3H+8αλ (4+1,08H)+ +(50,1+8,64αλ) cHctgβ	8α
400	42,5H+12,6αλ(4+1,08H)+ +(73,5+13,6αλ) cHctgβ	43,9H+12,6αλ(4+1,08H)+ +(74,9+13,6αλ) cHctgβ	45,3H+12,6αλ(4+1,08H)+ +(76,3+13,6αλ) cHctgβ	46,7H+12,6αλ(4+1,08H)+ +(77,7+13,6αλ) cHctgβ	12,6α
500	55,2H+19αλ (4+1,08H)+ +(101,7+20,5αλ) cHctgβ	57H+19αλ (4+1,08H)+ +(103,5+20,5αλ) cHctgβ	58,8H+19αλ (4+1,08H)+ +(105,3+20,5αλ) cHctgβ	60,6H+19αλ (4+1,08H)+ +(107,1+20,5αλ) cHctgβ	19α
650	70,1H+28,6αλ(4+1,08H)+ +(167,8+30,9αλ) cHctgβ	72,3H+28,6αλ(4+1,08H)+ +(170+30,9αλ) cHctgβ	74,5H+28,6αλ(4+1,08H)+ +(172,2+30,9αλ) cHctgβ	76,7H+28,6αλ(4+1,08H)+ +(174,4+30,9αλ) cHctgβ	28,6α
800	70,9H+40αλ (4+1,08H)+ +(196+43,2αλ) cHctgβ	73,7H+40αλ (4+1,08H)+ +(198,8+43,2αλ) cHctgβ	76,4H+40αλ (4+1,08H)+ +(201,5+43,2αλ) cHctgβ	79,2H+40αλ (4+1,08H)+ +(204,3+43,2αλ) cHctgβ	40α
1000	83,9H+56,3αλ(4+1,08H)+ +(202,9+60,8αλ) cHctgβ	87,2H+56,3αλ(4+1,08H)+ +(206,2+60,8αλ) cHctgβ	90,6H+56,3αλ(4+1,08H)+ +(209,6+60,8αλ) cHctgβ	93,9H+56,3αλ(4+1,08H)+ +(212,9+60,8αλ) cHctgβ	56,25α

Тягове зусилля на приводному барабані при мілких ковшах

Ширина ковша B_k , мм	Тягове зусилля при стрічці з $i = 3$ F, Н	Тягове зусилля при стрічці з $i = 4$ F, Н	Тягове зусилля при стрічці з $i = 5$ F, Н	Тягове зусилля при стрічці з $i = 6$ F, Н	Продуктивність елеватора, т/год
100	$5,1H + \alpha\lambda (4+1,08H) + (30+1,08\alpha\lambda) cHctg\beta$	$5,5H + \alpha\lambda (4+1,08H) + (30,3+1,08\alpha\lambda) cHctg\beta$	$5,8H + \alpha\lambda (4+1,08H) + (30,6+1,08\alpha\lambda) cHctg\beta$	$6,2H + \alpha\lambda (4+1,08H) + (31+1,08\alpha\lambda) cHctg\beta$	$0,5\alpha$
125	$5,3H + 1,3\alpha\lambda (4+1,08H) + (30,1+1,4\alpha\lambda) cHctg\beta$	$5,8H + 1,3\alpha\lambda (4+1,08H) + (30,6+1,4\alpha\lambda) cHctg\beta$	$6,0H + 1,3\alpha\lambda (4+1,08H) + (30,8+1,4\alpha\lambda) cHctg\beta$	$6,5H + 1,3\alpha\lambda (4+1,08H) + (31,3+1,4\alpha\lambda) cHctg\beta$	$0,66\alpha$
160	$6,6H + 2\alpha\lambda (4+1,08H) + (31,4+2,16\alpha\lambda) cHctg\beta$	$7,2H + 2\alpha\lambda (4+1,08H) + (32+2,16\alpha\lambda) cHctg\beta$	$7,7H + 2\alpha\lambda (4+1,08H) + (32,5+2,16\alpha\lambda) cHctg\beta$	$8,3H + 2\alpha\lambda (4+1,08H) + (33,1+2,16\alpha\lambda) cHctg\beta$	$1,17\alpha$
200	$9,9H + 3,24\alpha\lambda (4+1,08H) + (34,7+3,5\alpha\lambda) cHctg\beta$	$10,6H + 3,24\alpha\lambda (4+1,08H) + (35,4+3,5\alpha\lambda) cHctg\beta$	$11,3H + 3,24\alpha\lambda (4+1,08H) + (36,1+3,5\alpha\lambda) cHctg\beta$	$12H + 3,24\alpha\lambda (4+1,08H) + (36,8+3,5\alpha\lambda) cHctg\beta$	$1,87\alpha$
250	$12,7H + 5\alpha\lambda (4+1,08H) + (37,5+5,4\alpha\lambda) cHctg\beta$	$13,5H + 5\alpha\lambda (4+1,08H) + (38,3+5,4\alpha\lambda) cHctg\beta$	$14,3H + 5\alpha\lambda (4+1,08H) + (39,1+5,4\alpha\lambda) cHctg\beta$	$15,1H + 5\alpha\lambda (4+1,08H) + (39,9+5,4\alpha\lambda) cHctg\beta$	$3,5\alpha$
320	$22,1H + 8\alpha\lambda (4+1,08H) + (46,9+8,6\alpha\lambda) cHctg\beta$	$23,2H + 8\alpha\lambda (4+1,08H) + (48+8,6\alpha\lambda) cHctg\beta$	$24,2H + 8\alpha\lambda (4+1,08H) + (49+8,6\alpha\lambda) cHctg\beta$	$25,3H + 8\alpha\lambda (4+1,08H) + (50,1+8,6\alpha\lambda) cHctg\beta$	$5,4\alpha$
400	$39,4H + 12,6\alpha\lambda (4+1,08H) + (70,4+13,6\alpha\lambda) cHctg\beta$	$40,8H + 12,6\alpha\lambda (4+1,08H) + (71,8+13,6\alpha\lambda) cHctg\beta$	$42,1H + 12,6\alpha\lambda (4+1,08H) + (73,1+13,6\alpha\lambda) cHctg\beta$	$43,5H + 12,6\alpha\lambda (4+1,08H) + (74,5+13,6\alpha\lambda) cHctg\beta$	$8,4\alpha$

Орієнтовна кінематична схема приводу елеватора наведена на рис. 2.

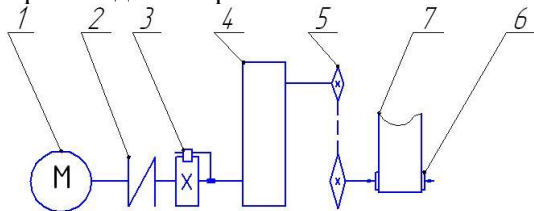


Рис. 2. Схема приводу ківшевого елеватора: 1 – двигун; 2 – пружна муфта; 3 – стопорний пристрій (храповий); 4 – редуктор; 5 – ланцюгова передача; 6 – приводний барабан; 7 – стрічка

Коефіцієнт корисної дії приводу знаходиться за формулою:

$$\eta = \eta_p \eta_{\lambda} \eta_m, \quad (20)$$

де $\eta_p = 0,96$ – коефіцієнт корисної дії редуктора; $\eta_{\lambda} = 0,95$ – коефіцієнт корисної дії ланцюгової передачі; $\eta_m = 0,98$ – коефіцієнт корисної дії муфти.

Таким чином

$$\eta = \eta_p \eta_{\lambda} \eta_m = 0,96 \cdot 0,95 \cdot 0,98 = 0,89.$$

Потужність двигуна визначається за формулою:

$$P = \frac{F_0 v}{1000 \eta}. \quad (21)$$

Розрахункова потужність двигуна визначається за формулою:

$$P_p = n_y P, \quad (22)$$

де $n_y = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт запасу потужності.

Оскільки $\eta = 0,89$ та $n_y = 1,1$, тоді з формул (21) та (22) отримуємо:

$$P_p = \frac{F_0 v}{1000 \eta} = 0,001 F_0 v. \quad (23)$$

Залежність розрахункової потужності двигуна від значень проектної продуктивності, типу ковша, кількості прокладок стрічки, швидкості руху стрічки та висоти підйому вантажу, розрахованої за формулою (23), з урахуванням даних табл. 18, 19, зведені в таблиці 20, 21:

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

Таблиця 20

Розрахункова потужність двигуна при глибоких ковшах

Ширина ковша B_k , мм	Потужність двигуна при стрічці з $i = 3 P$, Вт	Потужність двигуна при стрічці з $i = 4 P$, Вт	Потужність двигуна при стрічці з $i = 5 P$, Вт	Потужність двигуна при стрічці з $i = 6 P$, Вт	Продуктивність елеватора, т/год
100	$[5,9H+\alpha\lambda(4+1,08H)+ (30,7+1,08\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[6,3H+\alpha\lambda(4+1,08H)+ (31,1+1,08\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[6,6H+\alpha\lambda(4+1,08H)+ (31,4+1,08\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$v[7H+\alpha\lambda(4+1,08H)+ (31,8+1,08\alpha\lambda)cHctg\beta]$	α
125	$[5,82H+1,3\alpha\lambda(4+1,08H)+ (30,6+1,4\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[6,2H+1,3\alpha\lambda(4+1,08H)+ (31+1,4\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[6,7H+1,3\alpha\lambda(4+1,08H)+ (31,5+1,4\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[7,1H+1,3\alpha\lambda(4+1,08H)+ (31,9+1,4\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$1,3\alpha$
160	$[7,63H+2\alpha\lambda(4+1,08H)+ (32,4+2,16\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[8,2H+2\alpha\lambda(4+1,08H)+ (33+2,16\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[8,7H+2\alpha\lambda(4+1,08H)+ (33,5+2,16\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$v[9,3H+2\alpha\lambda(4+1,08H)+ (34,1+2,16\alpha\lambda)cHctg\beta]$	2α
200	$[11,9H+3,24\alpha\lambda(4+1,08H)+ (36,7+3,5\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[12,5H+3,24\alpha\lambda(4+1,08H)+ (37,3+3,5\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[13,2H+3,24\alpha\lambda(4+1,08H)+ (38+3,5\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[13,9H+3,24\alpha\lambda(4+1,08H)+ (38,7+3,5\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$3,24\alpha$
250	$[16,6H+5\alpha\lambda(4+1,08H)+ (41,4+5,4\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[17,4H+5\alpha\lambda(4+1,08H)+ (42,2+5,4\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[18,2H+5\alpha\lambda(4+1,08H)+ (43+5,4\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[19,1H+5\alpha\lambda(4+1,08H)+ (43,9+5,4\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	5α
320	$[22,1H+8\alpha\lambda(4+1,08H)+ (46,9+8,64\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[23,2H+8\alpha\lambda(4+1,08H)+ (48+8,64\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[24,2H+8\alpha\lambda(4+1,08H)+ (49+8,64\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[25,3H+8\alpha\lambda(4+1,08H)+ (50,1+8,64\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	8α
400	$[42,5H+12,6\alpha\lambda(4+1,08H)+ (73,5+13,6\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[43,9H+12,6\alpha\lambda(4+1,08H)+ (74,9+13,6\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[45,3H+12,6\alpha\lambda(4+1,08H)+ (76,3+13,6\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[46,7H+12,6\alpha\lambda(4+1,08H)+ (77,7+13,6\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$12,6\alpha$
500	$[55,2H+19\alpha\lambda(4+1,08H)+ (101,7+20,5\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$v[57H+19\alpha\lambda(4+1,08H)+ (103,5+20,5\alpha\lambda)cHctg\beta]$	$v[58,8H+19\alpha\lambda(4+1,08H)+ (105,3+20,5\alpha\lambda)cHctg\beta]$	$v[60,6H+19\alpha\lambda(4+1,08H)+ (107,1+20,5\alpha\lambda)cHctg\beta]$	19α
650	$[70,1H+28,6\alpha\lambda(4+1,08H)+ (167,8+30,9\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[72,3H+28,6\alpha\lambda(4+1,08H)+ (170+30,9\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[74,5H+28,6\alpha\lambda(4+1,08H)+ (172,2+30,9\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[76,7H+28,6\alpha\lambda(4+1,08H)+ (174,4+30,9\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$28,6\alpha$
800	$[70,9H+40\alpha\lambda(4+1,08H)+ (196+43,2\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[73,7H+40\alpha\lambda(4+1,08H)+ (198,8+43,2\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[76,4H+40\alpha\lambda(4+1,08H)+ (201,5+43,2\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[79,2H+40\alpha\lambda(4+1,08H)+ (204,3+43,2\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	40α
1000	$[83,9H+56,3\alpha\lambda(4+1,08H)+ (202,9+60,8\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[87,2H+56,3\alpha\lambda(4+1,08H)+ (206,2+60,8\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[90,6H+56,3\alpha\lambda(4+1,08H)+ (209,6+60,8\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[93,9H+56,3\alpha\lambda(4+1,08H)+ (212,9+60,8\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$56,25\alpha$

Таблиця 21

Розрахункова потужність двигуна при мілких ковшах

Ширина ковша B_k , мм	Потужність двигуна при стрічці з $i = 3 P$, Вт	Потужність двигуна при стрічці з $i = 4 P$, Вт	Потужність двигуна при стрічці з $i = 5 P$, Вт	Потужність двигуна при стрічці з $i = 6 P$, Вт	Продуктивність елеватора, т/год
1	2	3	4	5	6
100	$[5,1H+\alpha\lambda(4+1,08H)+ (30+1,08\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$v[5,5H+\alpha\lambda(4+1,08H)+ (30,3+1,08\alpha\lambda)cHctg\beta]$	$v[5,8H+\alpha\lambda(4+1,08H)+ (30,6+1,08\alpha\lambda)cHctg\beta]$	$v[6,2H+\alpha\lambda(4+1,08H)+ (31+1,08\alpha\lambda)cHctg\beta]$	$0,5\alpha$
125	$[5,3H+1,3\alpha\lambda(4+1,08H)+ (30,1+1,4\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[5,8H+1,3\alpha\lambda(4+1,08H)+ (30,6+1,4\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[6,0H+1,3\alpha\lambda(4+1,08H)+ (30,8+1,4\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[6,5H+1,3\alpha\lambda(4+1,08H)+ (31,3+1,4\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$0,66\alpha$
160	$[6,6H+2\alpha\lambda(4+1,08H)+ (31,4+2,16\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[7,2H+2\alpha\lambda(4+1,08H)+ (32+2,16\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[7,7H+2\alpha\lambda(4+1,08H)+ (32,5+2,16\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$[8,3H+2\alpha\lambda(4+1,08H)+ (33,1+2,16\alpha\lambda)cHctg\beta]v$	$1,17\alpha$

Розрахункова потужність двигуна при мілких ковшах

1	2	3	4	5	6
200	[9,9H+3,24αλ (4+1,08H)+ (34,7+3,5αλ) cHctgβ]v	[10,6H+3,24αλ(4+1,08H)+ (35,4+3,5αλ) cHctgβ]v	[11,3H+3,24αλ(4+1,08H)+ (36,1+3,5αλ) cHctgβ]v	[12H+3,24αλ (4+1,08H)+ (36,8+3,5αλ) cHctgβ]v	1,87α
250	[12,7H+5αλ (4+1,08H)+ (37,5+5,4αλ) cHctgβ]v	[13,5H+5αλ (4+1,08H)+ (38,3+5,4αλ) cHctgβ]v	[14,3H+5αλ (4+1,08H)+ (39,1+5,4αλ) cHctgβ]v	[15,1H+5αλ (4+1,08H)+ (39,9+5,4αλ) cHctgβ]v	3,5α
320	[22,1H+8αλ (4+1,08H)+ (46,9+8,6αλ) cHctgβ]v	[23,2H+8αλ (4+1,08H)+ (48+8,6αλ) cHctgβ]v	[24,2H+8αλ (4+1,08H)+ (49+8,6αλ) cHctgβ]v	[25,3H+8αλ (4+1,08H)+ (50,1+8,6αλ) cHctgβ]v	5,4α
400	[39,4H+12,6αλ(4+1,08H)+ (70,4+13,6αλ) cHctgβ]v	[40,8H+12,6αλ(4+1,08H)+ (71,8+13,6αλ) cHctgβ]v	[42,1H+12,6αλ(4+1,08H)+ (73,1+13,6αλ) cHctgβ]v	[43,5H+12,6αλ(4+1,08H)+ (74,5+13,6αλ) cHctgβ]v	8,4α

Результати

Виконаємо аналіз впливу проектних параметрів похилого ківшевого елеватора для транспортування дрібного вугілля на потужність необхідного приводу. Враховуючи фізико-механічні властивості дрібного вугілля, відповідно до рекомендацій, викладених в [9], обрано стрічковий елеватор з розставленими глибокими ковшами та відцентровим розвантаженням. Швидкість руху стрічки беремо $v = 1,6$ м/с; коефіцієнт заповнення ковшів $\psi = 0,8$; $\rho = 1,0$ т/м³ – густина дрібного вугілля; висота

підйому вантажу $H = 10$ м; кут нахилу елеватора до горизонталі $\beta = 75^\circ$.

За цих умов коефіцієнти дорівнюють:

$$\alpha = 3,6\nu\rho\psi = 3,6 \cdot 1,6 \cdot 1,0 \cdot 0,8 = 4,61 \text{ т} \cdot \text{м} / \text{л} \cdot \text{год};$$

$$\alpha\lambda = 3,6\nu\rho\psi \frac{g}{3,6\nu} = \rho\psi g = 1,0 \cdot 0,8 \cdot 9,8 = 7,84 \text{ Н} / \text{м}^3.$$

При цьому залежність розрахункової потужності електродвигуна приводу елеватора від проектної продуктивності наведена в табл. 22:

Таблиця 22

Розрахункова потужність двигуна при глибоких ковшах

Ширина ковша B_k , мм	Потужність двигуна при стрічці з $i = 3$ P, Вт	Потужність двигуна при стрічці з $i = 4$ P, Вт	Потужність двигуна при стрічці з $i = 5$ P, Вт	Потужність двигуна при стрічці з $i = 6$ P, Вт	Продуктивність елеватора, т/год
100	520	533	543	555	4,61
125	614	627	651	670	6
160	899	918	934	953	9,22
200	1438	1457	1480	1502	14,9
250	2158	2184	2210	2239	23,1
320	3306	3341	3373	3409	36,9
400	5452,5	5493	5538	5588	58,1
500	7935	7988	8045	8109	87,6
650	11533	11603	11673	11746	131,8
800	15251	15341	15430	15519	184,4
1000	20939	21039	21144	21261	259,3

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

Враховуючи стандартні значення потужності трьохфазних асинхронних короткозамкнених електродвигунів серії 4А з синхронною частотою обертання 1000 об/хв, для приводу похило-

го елеватора для транспортування дрібного вугілля побудовано таблицю відповідності проектної продуктивності та необхідної потужності двигуна:

Таблиця 23

Потужність двигуна при глибоких ковшах

Ширина ковша B_k , мм	Потужність двигуна P , кВт	Тип двигуна	Продуктивність елеватора, т/год
100	0,75	4A80A6Y3	4,61
125	0,75	4A80A6Y3	6
160	1,1	4A80B6Y3	9,22
200	1,5	4A90L6Y3	14,9
250	2,2	4A100L6Y3	23,1
320	4,0	4A112MB6Y3	36,9
400	5,5	4A132S6Y3	58,1
500	11,0	4A160S6Y3	87,6
650	15,0	4A160M6Y3	131,8
800	18,5	4A180M6Y3	184,4
1000	30	4A200M6Y3	259,3

Аналізуючи результати розрахунків, що наведені в табл. 23, робимо висновок, що залежність потужності приводу елеватора від його проектної продуктивності (при фіксованих висоті підйому, типу вантажу, кута нахилу до горизонталі) в загальному випадку являє собою кусково-сталу монотонно зростаючу функцію. При цьому значення продуктивності, наведені в останньому стовбці табл. 23, слід вважати такими, в яких змінюється значення потужності і дорівнює відповідному значенню, наведеному в другому стовбці табл. 23. Але до значення 4,61 т/год потужність дорівнює 0,75 кВт внаслідок мінімальності такої потужності в низці двигунів такого класу. За результатами розрахунків побудовано графічну залежність потужності приводу похилого елеватора для транспортування дрібного вугілля від величини проектної продуктивності (рис. 3).

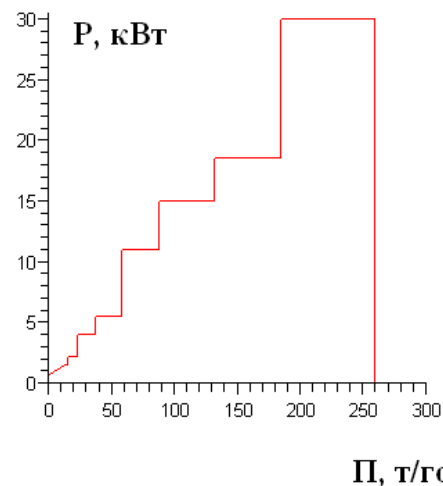


Рис. 3. Залежність потужності приводу елеватора від продуктивності

Для визначення графічної залежності потужності приводу елеватора від його кута нахилу приймаємо вихідні дані: транспортований матеріал – дрібне вугілля; продуктивність $\Pi = 20$ т/год; висота підйому $H = 10$ м; швидкість руху стрічки $v = 1,6$ м/с.

Враховуючи те, що $\alpha = 4,61$ т·м/л·год; $\alpha\lambda = 7,84$ Н/м³ та $\Pi = 20$ т/год, для розрахунку потужності приводу використаємо залежність, що знаходиться у 5-ій строчці та 1-ому стовбці (табл. 20).

Підставляючи вихідні дані для розрахунку

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

в отриману залежність, маємо:

$$P = 76,3 \cdot \operatorname{ctg} \beta + 1751,2. \quad (24)$$

Графічна залежність значення потужності приводу елеватора при транспортуванні дрібного вугілля з проектною продуктивністю $P = 20$ т/год від кута його нахилу в межах

$$\beta = \frac{\pi}{3} \dots \frac{\pi}{2}$$

зображена на рис. 4.

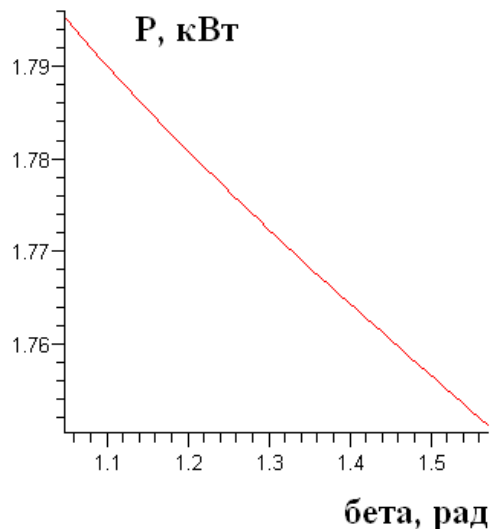


Рис. 4. Залежність потужності приводу елеватора від кута нахилу

Наукова новизна та практична значимість

Побудовано аналітичну залежність потужності приводу елеватора від його проектних параметрів (тип та характеристики вантажу, висота підйому, кут нахилу, продуктивність), яка враховує стандартні розміри і типи ковшів та стрічок.

Використання побудованої залежності дає можливість швидкого визначення орієнтовного значення потужності приводу похилих елеваторів з глибокими та мілкими ковшами і виконати якісний підбір його основних елементів при конкретних проектних характеристиках.

На основі запропонованих залежностей побудовано графічну залежність впливу потужності необхідного приводу похилого елеватора від проектною продуктивності при фіксованих висоті підйому, куті нахилу, типу вантажу. Наведено також графічну залежність потужності приводу від кута нахилу елеватора при інших фіксованих проектних параметрах.

Висновки

Для похилих ківшевих стрічкових елеваторів побудовано аналітичну залежність значення потужності приводу від його проектних параметрів. Це дає можливість отримувати необхідне значення потужності приводу із врахуванням типу та фізико-механічних властивостей вантажів, величини висоти підйому, кута нахилу, проектною продуктивності та умовах роботи, залучаючи для розрахунку лише одну формулу. Як приклад залучення отриманих в роботі результатів розглянуто процес побудови залежності потужності приводу від проектною продуктивності елеватора для транспортування дрібного вугілля. Для такого елеватора побудовано параметричну та графічну залежності потужності приводу від проектною продуктивності та кута нахилу елеватора, враховуючи стандартні параметри ковшів та характеристики електродвигунів. Встановлено, що функція зміни величини потужності елеватора від проектною продуктивності (при фіксованих висоті підйому, типу вантажу, куті нахилу) є кусково-сталою та монотонно зростаючою, а залежність величини потужності елеватора від його кута нахилу (при фіксованих проектною продуктивності, висоті підйому, типі вантажу, швидкості руху стрічки) є нелінійною та монотонно спадаючою.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Александров, М. П. Подъемно-транспортные машины : учебник / М. П. Александров. – Москва : Высш. шк., 2000. – 522 с.
2. Богомаз, В. М. Аналіз впливу проектних характеристик елеватору на параметри його приводу / В. М. Богомаз // Наука та прогрес транспорту. – 2015. – № 3 (57). – С. 162–175. doi: 10.15802/stp2015/46076.
3. Богомаз, В. М. Дослідження впливу проектною продуктивності елеватору на потужність його приводу / В. М. Богомаз, К. Ц. Главацький, О. А. Мазур // Наука та прогрес транспорту. – 2015. – № 2 (56). – С. 189–206. doi: 10.15802/stp2015/42178.
4. Богомаз, В. М. Дослідження залежності потужності приводу стрічкового конвеєру від його проектних параметрів / В. М. Богомаз // Наука та прогрес транспорту. – 2016. – № 1 (61). – С. 131–146. doi: 10.15802/stp2016/61024.

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

5. Зенков, Р. Л. Машины непрерывного транспорта : учебник / Р. Л. Зенков, И. И. Ивашков, Л. Н. Колобов. – Москва : Машиностроение, 1987. – 432 с.
6. Іванченко, Ф. К. Підйомно-транспортні машини : підручник / Ф. К. Іванченко. – Київ : Вища шк., 1993. – 413 с.
7. Катрюк, И. С. Машины непрерывного транспорта. Конструкции, проектирование и эксплуатация : учеб. пособие / И. С. Катрюк, Е. В. Мусияченко. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 266 с.
8. Кузьмин, А. В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин : учеб. пособие. – Минск : Вышш. шк., 1983. – 350 с.
9. Підйомно-транспортні машини: розрахунки підймальних і транспортувальних машин : підручник / В. С. Бондарев, О. І. Дубинець, М. П. Колісник [та ін.]. – Київ : Вища шк., 2009. – 734 с.
10. Ракша, С. В. Аналіз впливу пружних деформацій несучого каната на зусилля в тяговому канаті підвісної дороги / С. В. Ракша, Ю. К. Горячов, О. С. Куроп'ятник // Наука та прогрес транспорту. – 2013. – № 6 (48). – С. 110–119. doi: 10.15802/stp2013/19686.
11. Расчет и проектирование транспортных средств непрерывного действия : науч. пособие для вузов / А. И. Барышев, В. А. Будишевский, А. А. Сулима, А. М. Ткачук. – Донецк : Норд-Пресс, 2005. – 689 с.
12. Ромакин, Н. Е. Машины непрерывного транспорта : учеб. пособие / Н. Е. Ромакин. – Москва : Издательский дом «Академия», 2008. – 432 с.
13. Askari, H. Nonlinear Oscillations Analysis of the Elevator Cable in a Drum Drive Elevator System / H. Askari, D. Younesian, Z. Saadatnia // Advances in Applied Mathematics and Mechanics. – 2015. – Vol. 7. – Iss. 01. – P. 43–57. doi: 10.4208/aamm.2013.m225.
14. Failure Analysis on Conveyer Chain Links of a Central Bucket Elevator / J. Yin, O. Muvengei, J. Kihui, K. Njoroge / J. of Mechanical and Civil Engineering. – 2016. – Vol. 13. – Iss. 04. – P. 56–63. doi: 10.9790/1684-1304075663.
15. Li, S. C. Study on Elevator Drive System Dynamics Simulation of Rail Transport Conveyer / S. C. Li, X. J. Wang // Applied Mechanics and Materials. – 2014. – Vol. 511–512. – P. 619–622. doi: 10.4028/www.scientific.net/amm.511-512.619.

В. Н. БОГОМАЗ^{1*}, Н. В. БОРЕНКО^{2*}, С. В. ПАЦАНОВСКИЙ^{3*}, А. А. ТКАЧОВ^{4*}

^{1*}Каф. «Военная подготовка специалистов Государственной специальной службы транспорта», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днипро, Украина, 49010, тел. +38 (056) 373 19 09, эл. почта wbogomas@i.ua, ORCID 0000-0001-5913-2671

^{2*} Каф. «Военная подготовка специалистов Государственной специальной службы транспорта», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днипро, Украина, 49010, тел. +38 (056) 373 19 09, эл. почта bmw1961@ukr.net, ORCID 0000-0001-9578-3906

^{3*} Каф. «Военная подготовка специалистов Государственной специальной службы транспорта», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днипро, Украина, 49010, тел. +38 (056) 373 19 09, эл. почта psven68@i.ua, ORCID 0000-0002-1628-3733

^{4*} Каф. «Военная подготовка специалистов Государственной специальной службы транспорта», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днипро, Украина, 49010, тел. +38 (056) 373 19 09, эл. почта otkachov@i.ua, ORCID 0000-0002-1857-7567

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПРОЕКТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК НАКЛОННОГО КОВШОВОГО ЭЛЕВАТОРА НА МОЩНОСТЬ ЕГО ПРИВОДА

Цель. Одним из основных элементов наклонных ленточных ковшевых элеваторов является их привод. Для определения мощности привода необходимо провести расчеты по стандартным методиками, которые изложены в современной литературе. Основными проектными параметрами являются производительность, высота подъема, тип и свойства транспортированного материала, угол наклона. В работе необходимо построить параметрическую зависимость мощности привода элеватора от его проектных параметров, которая учитывает стандартные размеры и типы ковшей и лент. **Методика.** Используя методику тягового расчета наклонных ленточных ковшевых элеваторов, построены параметрические зависимости усилий в характерных точках трассы элеватора, а также зависимости мощности привода быстроходных элеваторов с глубоки-

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

ми и мелкими ковшами от их проектных параметров и характеристик. **Результаты.** На основе построенных параметрических зависимостей установлено, что функция изменения величины мощности элеватора от проектной производительности (при фиксированных высоте подъема, типе груза, скорости движения ленты) является кусочно-постоянной и монотонно возрастающей. Построена графическая зависимость мощности привода элеватора от его угла наклона в допустимых пределах его изменения. Полученная зависимость является нелинейной и монотонно убывающей. Определены в общем виде интервалы проектных значений производительности, которые обеспечивают постоянную величину мощности привода наклонного элеватора. В качестве примера применения полученных результатов рассмотрен процесс построения зависимости мощности привода от проектной производительности и угла наклона элеватора для транспортировки мелкоугольного угля. **Научная новизна.** Авторами впервые построены параметрические зависимости мощности привода наклонного ковшевого элеватора от его проектных параметров, которые учитывают стандартные размеры и типы ковшей и лент. **Практическая значимость.** Использование построенных зависимостей дает возможность относительно быстрого определения приблизительного значения мощности привода наклонных быстросходных элеваторов с глубокими и мелкими ковшами на стадии проектирования. А также можно выполнить качественный подбор его основных элементов при конкретных проектных характеристиках: типе груза, производительности, высоте подъема, угле наклона.

Ключевые слова: наклонный элеватор; ковш; привод; мощность; производительность; груз; угол наклона

V. M. BOHOMAZ^{1*}, M. V. BORENKO^{2*}, S. V. PATSANOVSKYI^{3*}, O. O. TKACHOV^{4*}

^{1*}Dep. « Military training of specialists of the State special service of transport », Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 19 09, e-mail wbogomas@i.ua, ORCID 0000-0001-5913-2671

^{2*} Dep. « Military training of specialists of the State special service of transport », Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 19 09, e-mail bmw1961@ukr.net, ORCID 0000-0001-9578-3906

^{3*}Dep. « Military training of specialists of the State special service of transport », Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 19 09, e-mail psven68@i.ua, ORCID 0000-0002-1628-3733

^{4*}Dep. « Military training of specialists of the State special service of transport », Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 19 09, e-mail otkachov@i.ua, ORCID 0000-0002-1857-7567

ANALYSIS OF INFLUENCE OF DESIGN CHARACTERISTICS OF INCLINED BUCKET ELEVATOR ON THE POWER OF ITS DRIVE

Purpose. One of the main elements of the inclined belt bucket elevators is their drive. To determine the drive power, it is necessary to carry out calculations according to standard methods, which are described in the modern literature. The basic design parameters are the productivity, lifting height, type and properties of the transported material, the angle of inclination. It is necessary to build a parametric dependence of the driving power of the elevator on its design parameters, which takes into account the standard sizes and types of buckets and belts. **Methodology.** Using the methodology of traction calculation of inclined belt bucket elevator there were built parametric dependences of efforts in specific points of the route of the elevator, as well as the parametric dependences of the drive power of high-speed elevators with deep and shallow buckets on their design parameters and characteristics. **Findings.** On the basis of constructed parametric dependencies, it was found that the function of changing the value of the elevator's power from design capacity (at fixed lifting height, type of cargo, belt speed) is piecewise constant and monotonically increasing. It was built a graphical representation of elevator drive power on the angle of its inclination within acceptable limits of change. The resulting relationship is non-linear and monotonically decreasing. In general terms the intervals of project performance values, which provide a constant value of drive power of inclined elevator were defined. As an example of the obtained results it was observed the process of dependence construction of the drive power on design capacity and inclination angle of the elevator for transporting the fine coal. **Originality.** For the first time there were constructed the parametric dependences of drive power of inclined bucket elevator on its design parameters that take into account the standard sizes and types of buckets and belts. **Practical value.** Using the constructed dependencies enables relatively quick determination of the approximate value of the

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

drive power of high-speed inclined elevators with deep and shallow buckets at the design stage and high-quality selection of its basic elements in the design of specific characteristics: type of cargo, productivity, lifting height, angle of inclination.

Keywords: inclined elevator; bucket; drive; power; productivity; cargo; angle of inclination

REFERENCES

1. Aleksandrov M.P. *Podyemno-transportnyye mashiny* [Handling machinery]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 2000. 522 p.
2. Bohomaz V.M. Analiz vplyvu proektnykh kharakterystyk elevatoru na parametry yoho pryvodu [Influence analyses of designed characteristics of the elevator to the parameters of its drive]. *Nauka ta prohres transportu – Science and Transport Progress*, 2015, no. 3 (57), pp. 162-175. doi: 10.15802/stp2015/46076.
3. Bohomaz V.M., Hlavatskyi K.Ts., Mazur O.A. Doslidzhennia vplyvu proektnoi produktyvnosti elevatoru na potuzhnist yoho pryvodu [Research of influencing of project discriptions of elevator on parameters of its drive]. *Nauka ta prohres transport – Science and Transport Progress*, 2015, no. 2 (56), pp. 189-206. doi: 10.15802/stp2015/42178.
4. Bohomaz V.M. Doslidzhennia zalezhnosti potuzhnosti pryvodu strichkovoho konveieru vid yoho proektnykh parametriv [Research of dependence of belt conveyer drive power on its design parameters]. *Nauka ta prohres transportu – Science and Transport Progress*, 2016, no. 1 (61), pp. 131-146. doi: 10.15802/stp2016/61024.
5. Zenkov R.L., Ivashkov I.I., Kolobov L.N. *Mashiny nepreryvnogo transporta* [Stream-flow transportation machines]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1987. 432 p.
6. Ivanchenko F.K. *Pidiomno-transportni mashyny* [Handling machinery]. Kyiv, Vyshcha shkola Publ., 1993. 413 p.
7. Katryuk, I. S., Musiyachenko Ye.V. *Mashiny nepreryvnogo transporta. Konstruktsii, proyektirovaniye i ekspluatatsiya* [Stream-flow transportation machines. Constructions, designing and operation]. Krasnoyarsk, IPTs KGTU Publ., 2006. 266 p.
8. Kuzmin A.V. *Spravochnik po raschetam mekhanizmov podyemno-transportnykh mashin* [Reference book on calculation of mechanisms of handling machinery]. Minsk, Vysshaya shkola Publ., 1983. 350 p.
9. Bondariyev V.S., Dubynets O.I., Kolisnyk M.P. *Pidiomno-transportni mashyny: rozrakhunky pidiimalnykh i transportovalnykh mashyn* [Handling machinery: calculations of lifting and transporting machines]. Kyiv, Vyshcha shkola Publ., 2009. 734 p.
10. Raksha S.V., Horiachov Yu.K., Kuropiatnyk O.S. Analiz vplyvu pruzhnykh deformatsii nesuchoho kanata na zusyillia v tiahovomu kanati pidvisnoi dorohy [Influence analysis of elastic deformations of the track cable on efforts in the hauling rope of aerial ropeway]. *Nauka ta prohres transportu – Science and Transport Progress*, 2013, no. 6 (48), pp. 110-119. doi 10.15802/stp2016/61024.
11. Baryshev A.I., Budishevskiy V.A., Sulima A.A., Tkachuk A.M. *Raschet i proektirovaniye transportnykh sredstv nepreryvnogo deystviya* [Calculation and design of stream-flow transportation machines]. Donetsk, Nord-Press Publ., 2005. 689p.
12. Romakin N.Ye. *Mashiny nepreryvnogo transporta* [Stream-flow transportation machines]. Moscow, Akademiya Publ., 2008. 432 p.
13. Askari H., Younesian D., Saadatnic Z. Nonlinear oscillations analysis of the elevator cable in a drum drive elevator system. *Advances in Applied Mathematics and Mechanics*, 2015, vol. 7, issue 01, pp. 43-57. doi: 10.4208/aamm.2013.m225.
14. Yin J., Muvengei O., Kihui J., Njoroge K. Failure analysis on conveyer chain links of a central bucket elevator. *Journal of Mechanical and Civil Engineering*, 2016, vol. 13, issue 04, pp. 56-63. doi: 10.9790/1684-1304075663.
15. Li S.C., Wang X.J. Study on elevator drive system dynamics simulation of rail transport conveyer. *Applied Mechanics and Materials*, 2014, vol. 511-512, pp. 619-622. doi: 10.4028/www.scientific.net/amm.511-512.619.

Стаття рекомендована до друку д.т.н., проф. С. В. Ракишою (Україна); д.т.н., доц. С. В. Шатовим (Україна)

Надійшла до редколегії: 07.09.2016

Прийнята до друку: 29.12.2016