

МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.867.1-047.37

В. М. БОГОМАЗ^{1*}, В. Й. НАГАЧЕВСЬКИЙ²

¹*Каф. військової підготовки спеціалістів Державної спеціальної служби транспорту, Український державний університет науки і технологій, ННІ ДІПТ, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (096) 472 14 04, ел. пошта wbogomas@i.ua, ORCID 0000-0001-5913-2671

²Каф. інженерної техніки, Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, вул. Героїв Майдану, 32, Львів, Україна, 79012, тел. +38 (067) 790 79 28, ел. пошта slavik.inaq@gmail.com, ORCID 0000-0003-3362-5210

Дослідження впливу проєктних параметрів скребкового конвеєра з верхньою робочою гілкою на його технічні характеристики

Мета. Дослідження спрямовано на: визначення характеру впливу проєктних параметрів на технічні характеристики скребкового конвеєра з верхньою робочою гілкою (ширину, висоту жолоба та потужність приводу); побудову аналітичних залежностей зазначених величин від проєктних характеристик: типу та фізико-механічних властивостей вантажу, довжини транспортування, продуктивності, кута нахилу траси; проведення графічного аналізу характеру впливу. **Методика.** Для досягнення мети використано алгоритми розрахунків, представлені в сучасній технічній літературі, проведено аналіз факторів і величин, які впливають на значення потужності приводу та геометричних параметрів жолоба конвеєра. Установлено, що для визначення потужності приводу вібраційних конвеєрів необхідно провести детальний розрахунок, який містить: ширину та висоту жолоба, крок розміщення та висоту скребоків, зусилля в характерних точках траси за методом обходу по контуру, опір переміщенню вантажу. **Результати.** Для скребкового конвеєра з верхньою робочою гілкою, призначеного для транспортування несортваного вугілля, проведено графічний аналіз впливу довжини транспортування, кута нахилу траси, продуктивності на величину потужності приводу та геометричні розміри жолоба. Установлено, що функція зміни величини ширини жолоба конвеєра від продуктивності є зростаючою (за фіксованих інших параметрів), а від кута нахилу – ступінчастою зростаючою; функція зміни величини потужності приводу від продуктивності та довжини транспортування – лінійною зростаючою, від кута нахилу траси – нелінійною зростаючою. **Наукова новизна.** Автори вперше виконали дослідження залежності потужності приводу та ширини жолоба скребкового конвеєра з верхньою робочою гілкою, побудували аналітичні залежності технічних характеристик (потужності приводу, ширини та висоти жолоба) від проєктних параметрів: продуктивності, довжини транспортування, типу та фізико-механічних властивостей транспортованого вантажу, кута нахилу траси. Для конвеєра, що транспортує несортване вугілля, побудовано графічні залежності ширини жолоба та потужності приводу від величини продуктивності, довжини транспортування та кута нахилу траси. **Практична значимість.** Використання побудованих залежностей дає можливість визначити загальний характер зміни вищезазначених технічних характеристик у разі варіювання проєктних параметрів, таких як продуктивність, довжина конвеєра, кут його нахилу. Запропоновані залежності можуть бути використані для швидкого визначення раціональної потужності приводу конвеєра за конкретних проєктних даних.

Ключові слова: скребковий конвеєр; продуктивність; потужність; привід

Вступ

До скребкових конвеєрів належать різноманітні за конструкцією транспортувальні машини, у яких вантаж переміщується волочінням по

нерухомому відкритому або закритому жолобу чи по трубі прямокутного або круглого перетину за допомогою рухомих скребоків, прикріплених до тягового елемента. Скребкові конвеєри застосовують для транспортування пилоподібних, зернистих і крупнокускових сипких ван-

МАШИНОБУДУВАННЯ

тажів, а також для охолодження гарячих вантажів: золи, шлаку та ін.

Отже, скребкові конвеєри знайшли широке застосування у вугільних шахтах, на збагачувальних фабриках, на підприємствах хімічної і харчової промисловості, у тваринницьких комплексах.

Крім того, скребкові конвеєри можуть бути складовими спеціальних машин – навантажувачів. Для зачерпування насипного вантажу способом верхнього захоплення в таких машинах використовують скребкові навантажувачі, у яких робочим органом є короткий скребковий конвеєр. Насипний вантаж нагрібають скребками на стрічковий конвеєр для завантаження автомобілів-самоскидів, як зображено на рис. 1.

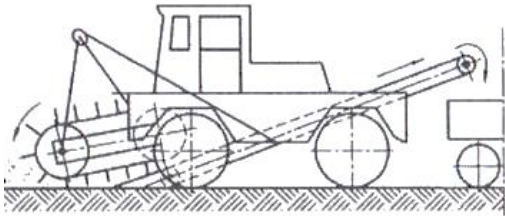


Рис. 1. Скребковий навантажувач

Fig. 1. Scraper loader

Основними публікаціями, які описують будову, конструктивні особливості, експлуатаційні та розрахункові параметри сучасних машин безперервного транспорту, у тому числі скребкових конвеєрів різних типів, є [1, 4–11, 13, 14]. Аналіз публікацій показує, що для визначення потужності приводу скребкових конвеєрів необхідно провести детальний розрахунок, який містить: ширину та висоту жолоба, крок розміщення та висоту скребків, зусилля в характерних точках траси методом обходу по контуру, опір переміщенню вантажу. Порядок проведення таких розрахунків детально описано в літературі, зокрема в роботах [4, 5, 7]. Крім того, у деяких роботах побудовані скорочені алгоритми розрахунку величини потужності приводу та геометричних розмірів вантажонесних елементів машин безперервного транспорту, зокрема, у роботі [12] автори побудували аналітичні залежності потужності приводу пневмотранспортних установок. У роботі [2] проведено дослідження залежності величин потужності приводу та геометричних розмірів труби вібраційного конвеєра за заданих проектних характеристик. Робота [3] присвячена аналізу впливу

параметрів експлуатації машин на технічні характеристики елеватора в пункті чищення та миття парку техніки.

Мета

Основною метою роботи є дослідження впливу проектних даних на технічні характеристики скребкового конвеєра з верхньою робочою гілкою, зокрема геометричні параметри жолоба та потужність приводу, побудова аналітичних та графічних залежностей зазначених величин від проектних характеристик: типу та фізико-механічних властивостей вантажу, довжини та кута нахилу траси транспортування, продуктивності.

Методика

Вихідними даними для проектного розрахунку конвеєра розглянутої конструкції є такі: фізико-механічні властивості транспортованого матеріалу (щільність ρ_p , т/м³; максимальний розмір куска a_{\max} , мм; коефіцієнт тертя вантажу по жолобу f); продуктивність конвеєра Π , т/год; довжина конвеєра L , м; кут нахилу конвеєра β ; коефіцієнти опору руху ω'_b .

Розрахункова схема скребкового конвеєра з верхньою робочою гілкою зображена на рис. 2.

Використаємо для розрахунків методику, викладену в [4].

Для подальшого дослідження визначимо основні групи компонент загального розрахунку скребкового конвеєра, які залежать від проектних параметрів конвеєра: параметри жолоба (ширина та висота), параметри скребків (висота та крок розміщення), лінійні навантаження на ланцюги, зусилля в характерних точках траси, опори руху та потужність приводу конвеєра.

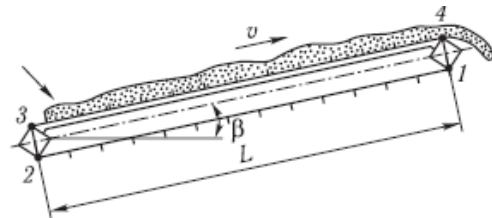


Рис. 2. Розрахункова схема скребкового конвеєра з верхньою робочою гілкою

Fig. 2. Design scheme of a scraper conveyor with an upper working branch

МАШИНОБУДУВАННЯ

Продуктивність скребкового конвеєра, т/год:

$$\Pi = 3600 A v_p = 3600 B h \psi_{\text{жс}} k_{\beta} v p_p, \quad (1)$$

де B і h – відповідно ширина і висота жолоба, м; $\psi_{\text{жс}}$ – коефіцієнт заповнення жолоба: $\psi_{\text{жс}} = 0,5 \dots 0,6$ – для легкосипких вантажів, $\psi_{\text{жс}} = 0,7 \dots 0,8$ – для кускових вантажів; $k_{\beta} = 1$ – коефіцієнт, що враховує кут нахилу конвеєра β (табл. 8.13 [4]).

Для скребкових конвеєрів беруть $\frac{B}{h} = 2,4 \dots 4,0$.

З урахуванням цього відношення із формули (1) визначаємо ширину жолоба:

$$B = \sqrt{\frac{(2,4 \dots 4,0) \Pi}{3600 \psi_{\text{жс}} k_{\beta} v p_p}}, \quad (2)$$

$\psi_{\text{жс}} = 0,75$ – для кускового рядового вугілля.

Швидкість руху ланцюгів v у скребкових конвеєрах обирають у межах $0,1 \dots 10$ м/с.

Висота жолоба становитиме:

$$h = \frac{B}{(2,4 \dots 4,0)}. \quad (3)$$

Підставляючи (2) в (3), маємо:

$$h = \sqrt{\frac{\Pi}{(2,4 \dots 4,0) \cdot 3600 \psi_{\text{жс}} k_{\beta} v p_p}}. \quad (4)$$

Висоту скребка визначаємо так:

$$h_c = h + (25 \dots 50). \quad (5)$$

Підставляючи (4) в (5), маємо:

$$h_c = \sqrt{\frac{\Pi}{(2,4 \dots 4,0) \cdot 3600 \psi_{\text{жс}} k_{\beta} v p_p}} + (25 \dots 50). \quad (6)$$

Крок скребків становитиме:

$$t_c = (2 \dots 4) h_c. \quad (7)$$

Підставляючи (6) у (7), маємо:

$$t_c = (2 \dots 4) \left[\sqrt{\frac{\Pi}{(2,4 \dots 4,0) \cdot 3600 \psi_{\text{жс}} k_{\beta} v p_p}} + (25 \dots 50) \right]. \quad (8)$$

Крок скребків і ширина жолоба мають задовольняти умови:

$$t_c \geq 1,5 a_{\text{max}}; \quad (9)$$

$$B \geq k_c a_{\text{max}}. \quad (10)$$

Використовуючи умови (9)–(10), маємо залежності:

$$(2 \dots 4) \left[\sqrt{\frac{\Pi}{(2,4 \dots 4,0) \cdot 3600 \psi_{\text{жс}} k_{\beta} v p_p}} + (25 \dots 50) \right] \geq 1,5 a_{\text{max}}; \quad (11)$$

$$\sqrt{\frac{\Pi}{(2,4 \dots 4,0) \cdot 3600 \psi_{\text{жс}} k_{\beta} v p_p}} \geq k_c a_{\text{max}}, \quad (12)$$

де k_c – дослідний коефіцієнт (табл. 8.14 [4]).

Лінійне навантаження від транспортованого вантажу становитиме:

$$q = \frac{\Pi g}{3,6 v}. \quad (13)$$

Лінійну вагу ланцюгів і скребків визначаємо так:

$$q_{\text{л}} = k_{\text{л}} q, \quad (14)$$

де $k_{\text{л}}$ – емпіричний коефіцієнт: для одноланцюгових конвеєрів $k_{\text{л}} = 0,5 \dots 0,6$, для дволанцюгових – $0,6 \dots 0,8$. Обираємо дволанцюговий скребковий конвеєр, для якого $k_{\text{л}} = 0,715$.

Підставляючи (13) у (14), маємо:

$$q_{\text{л}} = k_{\text{л}} \frac{\Pi g}{3,6 v}. \quad (15)$$

Натяги ланцюгів та опір рухові тягового органа визначають за методом обходу по контуру. Мінімальний натяг ланцюгів у точці 1 (рис. 2) задаємо через умову правильної взаємодії їх з ведучими зірочками; практично $S_1 = 1000 \dots 3000$ Н. Для конвеєра з високими скребками беремо $S_{\text{min}} = S_1 = 3000$ Н.

Натяг ланцюга в точці 2 становитиме:

$$S_2 = S_1 + q_{\text{л}} L \cos \beta \omega_{\text{л}}' - q_{\text{л}} L \sin \beta, \quad (16)$$

МАШИНОБУДУВАННЯ

де ω'_l – коефіцієнт опору рухові ланцюгів: для ланцюгів із ходовими котками на підшипниках ковзання $\omega'_l = 0,10 \dots 0,13$, для ланцюгів без котків, коли вантаж рухається по жолобу, $\omega'_l = 0,25 \dots 0,5$ (беремо $\omega'_l = 0,35$).

Натяг ланцюгів у точці 3 буде дорівнювати:

$$S_3 = kS_2, \quad (17)$$

де $k = 1,1$ – коефіцієнт збільшення натягу ланцюгів у процесі обертання зірочки.

Підставляючи (16) в (17), маємо:

$$S_3 = k(S_1 + q_l L \cos \beta \omega'_l - q_l L \sin \beta). \quad (18)$$

Крім того, для конвеєра з високими скребками натяг ланцюгів у точці найменшого натягу робочої гілки (точка 3) перевіряємо на стійкість скребка, яка має задовольняти умову:

$$S_3 \geq S_{3\min} = \frac{Wh_1}{t_l} \text{ctg} \varepsilon, \quad (19)$$

де W – опір переміщенню порцій вантажу між скребками:

$$W = qt_c \cos \beta \omega'_b + qt_c \sin \beta, \quad (20)$$

тут h_1 – відстань по висоті скребка від сили W до ланки ланцюга (лінії, яка проходить шарніри ланцюга): приблизно $h_1 = \frac{1}{2}h = \frac{1}{2}200 = 100$ мм; t_l – крок ланцюга, мм; ε – кут відхилення ланки ланцюга (обираємо $\varepsilon \leq 2 \dots 3^\circ$).

Підставляючи (20) у (19), маємо:

$$S_3 \geq S_{3\min} = \frac{(qt_0 \cos \beta \omega'_b + qt_0 \sin \beta)h_1}{t_l} \text{ctg} \varepsilon. \quad (21)$$

Якщо умова витримана, то можна продовжувати розрахунок.

Натяг ланцюгів у точці 4 становитиме:

$$S_4 = S_3 + q_l L \cos \beta \omega'_l + qL \cos \beta \omega'_b + (q_l + q)L \sin \beta, \quad (22)$$

де ω'_b – коефіцієнт опору рухові вантажу по жолобу. У загальному випадку $\omega'_b = 1,1f$, де f – коефіцієнт тертя матеріалу об жолоб.

Для ящиків конвеєрів (з боковими рухомими стінками) $\omega'_b = f$; у разі переміщення вугілля $\omega'_b = 0,45 \dots 0,66$.

Підставляючи (18) у (22), маємо:

$$S_4 = k(S_1 + q_l L \cos \beta \omega'_l - q_l L \sin \beta) + q_l L \cos \beta \omega'_l + qL \cos \beta \omega'_b + (q_l + q)L \sin \beta = kS_1 + q_l L(k \cos \beta \omega'_l - k \sin \beta + \cos \beta \omega'_l + \sin \beta) + qL(\cos \beta \omega'_b + \sin \beta). \quad (23)$$

Опір рухові ланцюга становитиме:

$$W_0 = 1,1S_4 - 0,9S_1. \quad (24)$$

Підставляючи (23) у (24) та вважаючи, що $S_1 = 3000$, маємо:

$$W_0 = 1,1 \left[q_l L \left(k \cos \beta \omega'_l - k \sin \beta + \cos \beta \omega'_l + \sin \beta \right) + qL(\cos \beta \omega'_b + \sin \beta) \right] + (1,1k - 0,9) \cdot S_1. \quad (25)$$

Установлювану потужність двигуна визначаємо так:

$$P_0 = n_y P_p = n_y \frac{W_0 \cdot v}{10^3 \cdot \eta_m}, \quad (26)$$

де n_y – коефіцієнт запасу потужності двигуна; η_m – коефіцієнт корисної дії механізму.

Підставляючи (25) у (26), маємо:

$$P_0 = \frac{1,1 \cdot n_y \cdot v}{10^3 \cdot \eta_m} \times \left[kS_1 + q_l L \left(k \cos \beta \omega'_l - k \sin \beta + \cos \beta \omega'_l + \sin \beta \right) + qL(\cos \beta \omega'_b + \sin \beta) + (k - 0,82) \cdot S_1 \right]. \quad (27)$$

МАШИНОБУДУВАННЯ

Підставляючи (15) у (27), маємо:

$$P_0 = \frac{1,1 \cdot n_y \cdot v}{10^3 \cdot \eta_m} \times \left[kS_1 + k_{\text{л}} \frac{\Pi g}{3,6v} L \left(k \cos \beta \omega_{\text{л}}' - k \sin \beta + \right) + \right. \\ \left. + \frac{\Pi g}{3,6v} L (\cos \beta \omega_{\text{в}}' + \sin \beta) + (k - 0,82) \cdot S_1 \right]. \quad (28)$$

Результати

Вихідні дані для подальших досліджень беремо такі:

- транспортований матеріал – несортване (кускове рядове) вугілля;
- щільність $\rho = 0,8 \text{ т/м}^3$;
- крупність $a_{\text{max}} = 250 \text{ мм}$;
- продуктивність конвеєра $\Pi = 63 \text{ т/год}$;
- кут нахилу конвеєра $\beta = 3^\circ$;
- довжина конвеєра $L = 80 \text{ м}$.

Для визначеності у подальших дослідженнях беремо швидкість руху ланцюгів $v = 0,5 \text{ м/с}$.

Величина ширини жолоба залежить від продуктивності, кута нахилу, типу вантажу, кількості ланцюгів (одноланцюговий, дволанцюговий). Оскільки коефіцієнт заповнення жолоба для кускових вантажів перебуває в межах $\psi_{\text{жс}} = 0,7 \dots 0,8$, то беремо $\psi_{\text{жс}} = 0,75$.

Якщо для скребкових конвеєрів співвідношення $\frac{B}{h} = 2,4 \dots 4,0$, то для подальших досліджень беремо $\frac{B}{h} = 3,2$.

Отже, із залученням формули (2), залежність величини ширини жолоба конвеєра для транспортування несортваного вугілля (після підставлення взятих даних) має вигляд:

$$B = \sqrt{\frac{\Pi}{675 \cdot k_{\beta}}}. \quad (29)$$

Крім того, мають виконуватись умови (9)–(10), які для взятих даних мають вигляд:

$$\left[\sqrt{\frac{\Pi}{384k_{\beta}}} + 120 \right] \geq 1,5a_{\text{max}}, \quad (30)$$

$$\sqrt{\frac{\Pi}{675 \cdot k_{\beta}}} \geq k_c a_{\text{max}}. \quad (31)$$

Таким чином, мінімальна ширина жолоба має величину:

$$B_{\text{min}} = k_c a_{\text{max}}. \quad (32)$$

Чітко бачимо, що вона залежить від максимальної крупності транспортованого вантажу та кількості ланцюгів. Отже, у розглянутому випадку вона має дорівнювати:

- для дволанцюгового конвеєра:

$$B_{\text{min}} = 2,25 \cdot 250 = 563 \text{ мм};$$

- для одноланцюгового конвеєра:

$$B_{\text{min}} = 2,75 \cdot 250 = 688 \text{ мм}.$$

Таким чином, ширину жолоба рохраховуємо за залежністю:

$$B = \begin{cases} \sqrt{\frac{\Pi}{675 \cdot k_{\beta}}}, & B \geq B_{\text{min}}; \\ B_{\text{min}}, & B < B_{\text{min}}. \end{cases} \quad (33)$$

Крім того, остаточну величину необхідно обирати з ряду, який іде з кроком у 100 мм, округляючи в більшу сторону.

Таким чином, графічна залежність ширини жолоба дволанцюгового скребкового конвеєра з верхньою робочою гілкою від величини проєктної продуктивності за кута нахилу жолоба до 20° та транспортування несортваного вугілля має вигляд, поданий на рис. 3.

Чітко бачимо, що вона дорівнює константі $B_{\text{min}} = 563 \text{ мм}$ до значення продуктивності 214 т/год (завдяки умові (31)), а потім є монотонно зростаючою функцією.

Графічна залежність ширини жолоба одноланцюгового скребкового конвеєра з верхньою робочою гілкою від величини проєктної продуктивності за кута нахилу жолоба до 20° та транспортування несортваного вугілля має вигляд, поданий на рис. 4.

МАШИНОБУДУВАННЯ

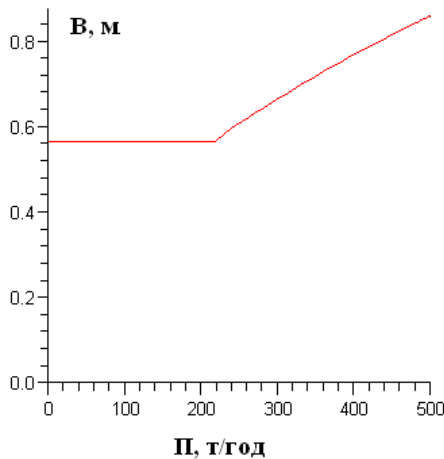


Рис. 3. Графічна залежність ширини жолоба дволанцюгового скребкового конвеєра з верхньою робочою гілкою від величини проєктної продуктивності за кута нахилу жолоба до 20° та транспортування несортованого вугілля

Fig. 3. Graphical dependence of the chute width of a two-chain scraper conveyor with an upper working branch on the design capacity at a chute inclination angle of up to 20° and transportation of unsorted coal

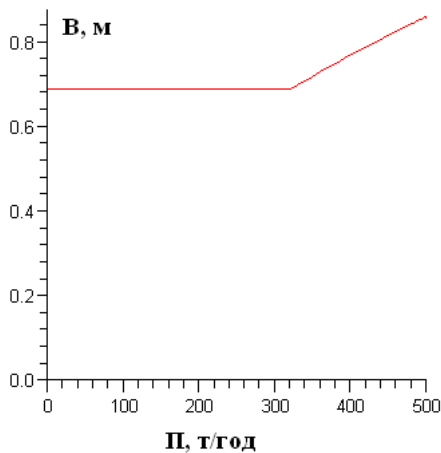


Рис. 4. Графічна залежність ширини жолоба одноланцюгового скребкового конвеєра з верхньою робочою гілкою від величини проєктної продуктивності за кута нахилу жолоба до 20° та транспортування несортованого вугілля

Fig. 4. Graphical dependence of the chute width of a single-chain scraper conveyor with an upper working branch on the design capacity at a chute inclination angle of up to 20° and transportation of unsorted coal

Із рис. 3 і 4 видно, що в разі одноланцюгового виконання конвеєра мінімальна ширина жолоба B_{\min} є більшою, ніж дволанцюгового (за однакових інших вихідних даних).

Для побудови графічної залежності величини ширини жолоба одноланцюгового скребкового конвеєра від кута його нахилу беремо продуктивність конвеєра 320 т/год. Отже, залежність має вигляд, поданий на рис. 5.

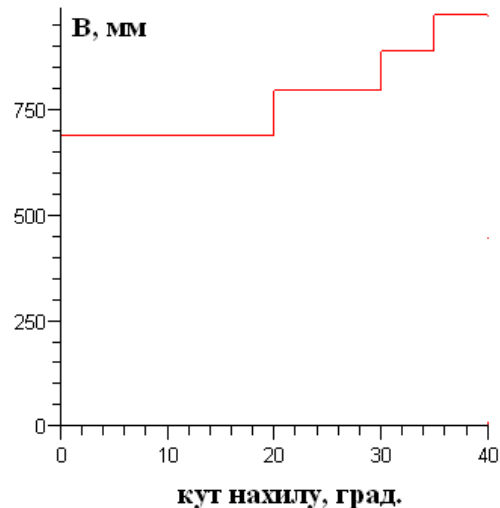


Рис. 5. Графічна залежність ширини жолоба одноланцюгового скребкового конвеєра з верхньою робочою гілкою від кута нахилу жолоба під час транспортування несортованого вугілля

Fig. 5. Graphical dependence of the trough width of a single-chain scraper conveyor with an upper working branch on the trough angle during transportation of unsorted coal

Чітко бачимо, що функція зміни ширини має ступінчастий монотонно зростаючий характер.

Для подальших досліджень у розрахунку величини установлюваної потужності двигуна приводу конвеєра беремо такі дані:

- коефіцієнт збільшення натягу ланцюгів у процесі обертання зірочки $k = 1,1$;
- коефіцієнт опору рухові ланцюгів: для ланцюгів із ходовими котками на підшипниках ковзання $\omega'_l = 0,115$, для ланцюгів без котків, коли вантаж рухається по жолобу, $\omega'_l = 0,38$;
- коефіцієнт опору рухові вантажу по жолобу в разі переміщення вугілля $\omega'_b = 0,55$;
- коефіцієнт запасу потужності двигуна $n_y = 1,2$;
- коефіцієнт корисної дії механізму $\eta_m = 0,85$.

МАШИНОБУДУВАННЯ

Підставляючи взяті дані у (28), маємо:

$$P_0 = 4,36\Pi L \left[k_{\pi} (0,735 \cos \beta - 0,1 \sin \beta) + \right. \\ \left. + (0,45 \cos \beta + \sin \beta) \right] + \\ + 6624v. \quad (34)$$

Отже, залежність установлюваної потужності має вигляд:

– для одноланцюгових конвеєрів, якщо $k_{\pi} = 0,55$:

$$P_0 = 4,36\Pi L \left[(0,854 \cos \beta + 0,945 \sin \beta) \right] + \\ + 6624v; \quad (35)$$

– для дволанцюгових конвеєрів, якщо $k_{\pi} = 0,7$:

$$P_0 = 4,36\Pi L \left[(0,965 \cos \beta + 0,93 \sin \beta) \right] + \\ + 6624v. \quad (36)$$

Для проведення подальших досліджень беремо раціональні діапазони зміни проєктних величин:

- продуктивність $\Pi = 0 \dots 500$ т/год;
- довжина транспортування $L = 0 \dots 100$ м;
- кут нахилу $\beta = 0 \dots 40^\circ$.

Для швидкості руху ланцюга (ланцюгів) $v = 0,5$ м/с залежності (35) та (36) мають вигляд:

– для одноланцюгових конвеєрів:

$$P_0 = 4,36\Pi L \left[(0,854 \cos \beta + 0,945 \sin \beta) \right] + \\ + 3312 \text{ Вт}; \quad (35)$$

– для дволанцюгових конвеєрів:

$$P_0 = 4,36\Pi L \left[(0,965 \cos \beta + 0,93 \sin \beta) \right] + \\ + 3312 \text{ Вт}. \quad (36)$$

Графічна залежність установлюваної потужності двигуна одноланцюгового скребкового конвеєра з верхньою робочою гілкою від величини кута нахилу жолоба під час транспортування несортваного вугілля, $L = 80$ м та $\Pi = 320$ т/год, має вигляд, поданий на рис. 6.

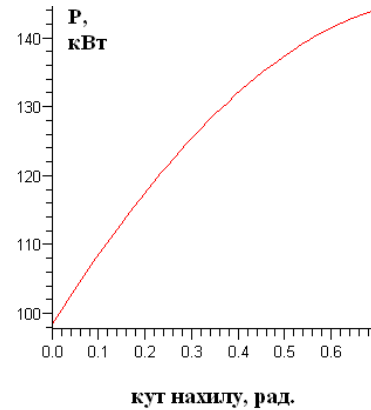


Рис. 6. Графічна залежність установлюваної потужності двигуна одноланцюгового скребкового конвеєра з верхньою робочою гілкою від величини кута нахилу жолоба та транспортування несортваного вугілля

Fig. 6. Graphical dependence of the installed motor power of a single-chain scraper conveyor with an upper working branch on the value of the chute inclination angle and transportation of unsorted coal

Графічна залежність установлюваної потужності двигуна дволанцюгового скребкового конвеєра з верхньою робочою гілкою від величини кута нахилу жолоба під час транспортування несортваного вугілля, $L = 80$ м та $\Pi = 320$ т/год, має вигляд, поданий на рис. 7.

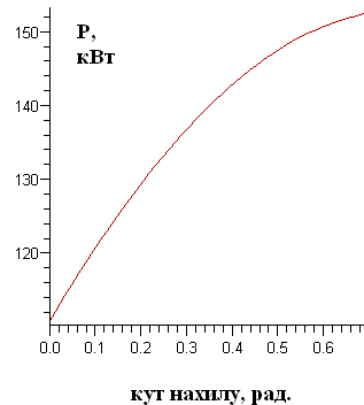


Рис. 7. Графічна залежність установлюваної потужності двигуна дволанцюгового скребкового конвеєра з верхньою робочою гілкою від величини кута нахилу жолоба та транспортування несортваного вугілля за $L = 80$ м та $\Pi = 320$ т/год

Fig. 7. Graphical dependence of the installed motor power of a two-chain scraper conveyor with an upper working branch on the chute angle and transportation of unsorted coal in $L = 80$ m and $\Pi = 320$ t/h

МАШИНОБУДУВАННЯ

Чітко бачимо, що обидві залежності є нелінійними та монотонно зростаючими.

Графічна залежність установлюваної потужності двигуна одноланцюгового скребкового конвеєра з верхньою робочою гілкою від величини довжини транспортування в разі транспортування несортваного вугілля, $\beta = 30^\circ$ та $\Pi = 320$ т/год, має вигляд, поданий на рис. 8.

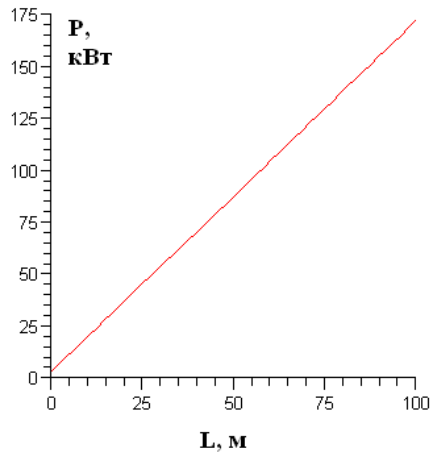


Рис. 8. Графічна залежність установлюваної потужності двигуна одноланцюгового скребкового конвеєра з верхньою робочою гілкою від величини довжини транспортування

Fig. 8. Graphical dependence of the installed motor power of a single-chain scraper conveyor with an upper working branch on the length of transportation

Графічна залежність установлюваної потужності двигуна дволанцюгового скребкового конвеєра з верхньою робочою гілкою від величини довжини транспортування в разі транспортування несортваного вугілля, кута нахилу $\beta = 30^\circ$ та $\Pi = 320$ т/год, має вигляд, поданий на рис. 9.

З аналізу функції зміни величини потужності приводу на рис. 7 та 8 легко зробити висновок, що вони є зростаючими та лінійними.

Графічна залежність установлюваної потужності двигуна одноланцюгового скребкового конвеєра з верхньою робочою гілкою від величин продуктивності та кута нахилу жолоба у випадку транспортування несортваного вугілля та $L = 80$ м має вигляд, поданий на рис. 10.

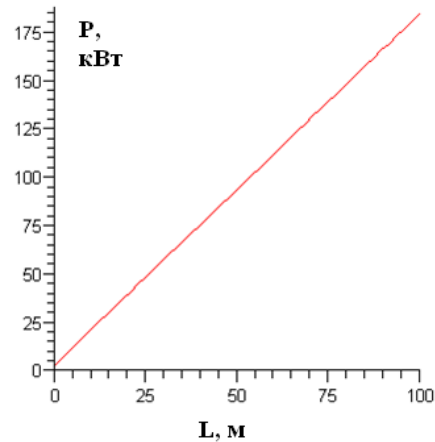


Рис. 9. Графічна залежність установлюваної потужності двигуна дволанцюгового скребкового конвеєра з верхньою робочою гілкою від величини довжини транспортування

Fig. 9. Graphical dependence of the installed motor power of a two-chain scraper conveyor with an upper working branch on the length of transportation

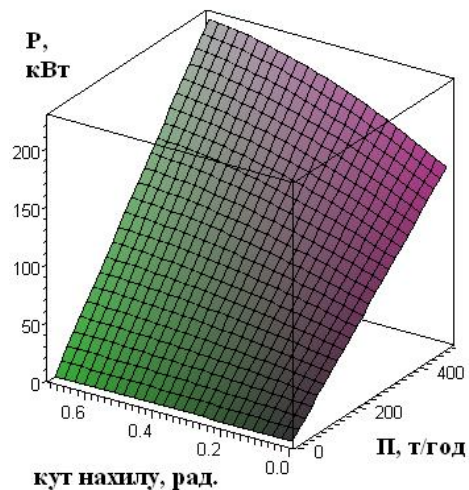


Рис. 10. Графічна залежність установлюваної потужності двигуна одноланцюгового скребкового конвеєра з верхньою робочою гілкою від величин продуктивності та кута нахилу жолоба

Fig. 10. Graphical dependence of the installed motor power of a single-chain scraper conveyor with an upper working branch on the values of productivity and the angle of inclination of the chute

Графічна залежність установлюваної потужності двигуна дволанцюгового скребкового конвеєра з верхньою робочою гілкою від величин продуктивності та кута нахилу жолоба під час транспортування несортваного вугілля та $L = 80$ м має вигляд, поданий на рис. 11.

МАШИНОБУДУВАННЯ

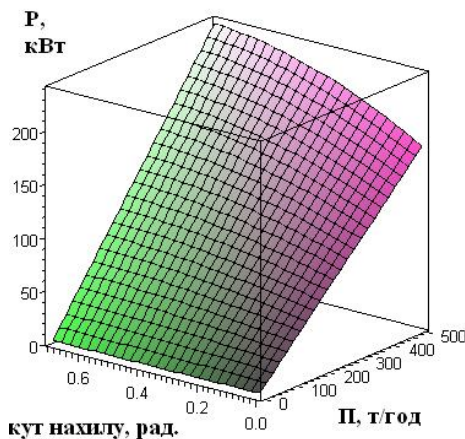


Рис. 11. Графічна залежність установлюваної потужності двигуна дволанцюгового скребкового конвеєра з верхньою робочою гілкою від величин продуктивності та кута нахилу жолоба

Fig. 11. Graphical dependence of the installed motor power of a two-chain scraper conveyor with an upper working branch on the values of productivity and the angle of inclination of the chute

Наукова новизна та практична значимість

Виконано дослідження залежності потужності приводу, геометричних розмірів жолоба скребкового конвеєра з верхньою робочою гілкою від проєктних параметрів. Побудовано аналітичні залежності технічних характеристик (потужності приводу та ширини жолоба) від проєктних параметрів: типу та фізико-механічних властивостей вантажу, довжини та кута нахилу траси транспортування, продуктивності. Для конкретного вантажу і типу конвеєра з одно- та дволанцюговим виконанням побудовано графічні залежності ширини жолоба та потужності приводу від величини продуктивності, довжини конвеєра, кута нахилу траси.

Використання побудованих залежностей дає можливість визначити загальний характер зміни вищезазначених технічних характеристик

у разі варіювання проєктних параметрів (продуктивність, довжина та кут нахилу конвеєра). Запропоновані залежності можуть бути використані для швидкого визначення раціональної величини потужності приводу конвеєра за конкретних проєктних даних.

Висновки

Для скребкового конвеєра з верхньою робочою гілкою виконано:

- аналіз конструкції та сучасної методики розрахунку необхідної потужності приводу;

- аналіз факторів та величин, які впливають на значення потужності приводу та геометричних параметрів жолоба конвеєра;

- побудову аналітичної залежності для визначення ширини жолоба за заданих проєктних параметрів;

- побудову аналітичної залежності для визначення потужності приводу від типу вантажу та його властивостей, довжини транспортування та кута нахилу конвеєра, продуктивності за фіксованих інших параметрів;

- графічний аналіз впливу кута нахилу, продуктивності на величину ширини жолоба;

- графічний аналіз впливу кута нахилу, продуктивності та довжини транспортування на величину потужності приводу.

У результаті дослідження встановлено:

- функція зміни величини ширини жолоба конвеєра від продуктивності є зростаюною (у разі фіксованих інших параметрів), а від кута нахилу – ступінчастою зростаюною;

- функція зміни величини потужності приводу від продуктивності та довжини транспортування – лінійною зростаюною, від кута нахилу траси – нелінійно зростаюною.

Для продовження роботи пропонуємо побудувати алгоритм прискореного розрахунку потужності приводу за вихідними даними для проєктування конвеєра розглянутої конструкції.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Білостоцький В. О., Мазоренко Д. І., Тіщенко Л. М., Міняйло А. В. *Атлас конструкцій підйомно-транспортних машин. Частина II. Транспортні машини*. Харків : ХНТУСГ, 2009. 98 с.
2. Богомаз В. М., Анофрієв П. Г. Дослідження впливу проєктних параметрів вібраційного конвеєра на його технічні характеристики. *Наука та прогрес транспорту*. 2023. № 3 (103). С. 60–68. DOI: <http://doi.org/10.15802/stp2023/292718>

МАШИНОБУДУВАННЯ

3. Богомаз В. М., Нагачевський В. Й., Приймак М. В. Аналіз впливу параметрів експлуатації машин на технічні характеристики елеватора в пункті чищення та миття парку техніки. *Наука та прогрес транспорту*. 2024. № 3 (107). С. 40–50. DOI: <http://doi.org/10.15802/stp2024/312922>
4. Бондарев В. С., Дубинець О. І., Колісник М. П. *Підійомно-транспортні машини: розрахунки підіймальних і транспортувальних машин*: підручник. Київ : Вища школа, 2009. 734 с.
5. Дереза О. О. *Машини безперервного транспорту*. Мелітополь : Таврійський державний агротехнологічний університет, 2016. 108 с.
6. Зайченко С. В., Побігайло В. А., Дубовик В. Г. *Транспортні системи електромеханічних комплексів: конспект лекцій для студ. спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»*. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. 136 с.
7. Іванченко Ф. К. *Підійомно-транспортні машини*: підручник. Київ : Вища школа, 1993. 413 с.
8. Jiang S., Ren, W., Mao Q., Zeng Q., Yu P., Gao K., Wang L. Dynamic analysis of the scraper conveyor under abnormal operating conditions based on the vibration and speed characteristics. *Shock and Vibration*. 2021. Vol. 2021, No. 2. P. 1–17. DOI: <https://doi.org/10.1155/2021/8887744>
9. Li S., Zhu Z.C., Lu H., Shen G. Time-dependent reliability and optimal design of scraper chains based on fretting wear process. *Engineering Computations*. 2021. Vol. 38, No. 10. P. 3673–3693. DOI: <http://doi.org/10.1108/ec-09-2020-0548>
10. Liu Z.-X., Xie C.-X., Mao J. Analysis of operation resistance of scraper conveyor based on material distribution characteristics. *Journal of China Coal Society*. 2018. Vol. 43, No. 3. P. 1155–1161. DOI: <https://doi.org/10.13225/j.cnki.jccs.2017.1389>
11. Lu J., Yang R., Mao J., Xie C. Longitudinal torsional vibrations of the chain drive system of mine scraper conveyor. *Scientific Reports*. 2023. Vol. 13, No. 1. P. 1–15. DOI: <http://doi.org/10.1038/s41598-023-36357-0>
12. Raksha S., Bohomaz V., Shcheka I., Stefanov V., Nesterenko A. Research of the dependence of pneumatic conveyor compressors power on project parameters of transport machines. *MATEC Web of Conferences*. 2018. Vol. 230. P. 1–8. DOI: <http://doi.org/10.1051/mateconf/201823001009>
13. Xia R., Wang X., Li B., Wei X., Yang Z. The prediction of wear on a scraper conveyor chute affected by different factors based on the discrete element method. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2019. Vol. 233, No. 17. P. 6229–6239. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954406219861130>
14. Zhang Q., Zhang R.X., Tian Y. Scraper conveyor structure improvement and performance comparative analysis. *Strength of Materials*. 2020. Vol. 52. P. 683–690. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11223-020-00218-2>

V. M. BOGOMAZ^{1*}, V. J. NAGACHEVSKYI²

^{1*}Dep. Military Training of Specialists of the State Special Transport Service, Ukrainian State University of Science and Technologies, SEI DIIT, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (096) 472 14 04, e-mail wbogomas@i.ua, ORCID 0000-0001-5913-2671

²Dep. of Engineering Equipment, Hetman Petro Sagaidachnyi National Army Academy, St. Heroes of Maidan, 32, Lviv, Ukraine, 79012, tel. +38 (067) 790 79 28, e-mail slavik.inaq@gmail.com, ORCID 0000-0003-3362-5210

Research of the Influence of Design Parameters of a Scraper Conveyor with an Upper Working Branch on its Technical Characteristics

Purpose. The research is aimed at: determining the nature of the influence of design parameters on the technical characteristics of a scraper conveyor with an upper working branch (width, height of the chute and drive power); building analytical dependencies of these values on the design characteristics: type and physical and mechanical properties of the cargo, transportation length, productivity, angle of inclination of the route; conducting a graphical analysis of the nature of the influence. **Methodology.** To achieve this goal, we used the calculation algorithms presented in the modern technical literature, analyzed the factors and values that affect the value of the drive power and the geometric parameters of the conveyor chute. It has been established that to determine the drive power of vibratory conveyors, it is necessary to carry out a detailed calculation, which includes: the width and height of the chute, the pitch and height of the scrapers, the forces at the characteristic points of the route by the method of traversing the contour, and the resistance to load movement. **Findings.** For a scraper conveyor with an upper working branch designed to transport unsorted coal, a graphical analysis of the influence of the transportation length, the angle of inclination of the route, and productivity on the drive power and geometric dimensions of the chute was carried out. It

МАШИНОБУДУВАННЯ

was found that the function of change in the width of the conveyor chute on the capacity is increasing (with other parameters fixed), and on the angle of inclination – a stepwise increasing function; the function of change in the drive power on the capacity and length of transportation – linearly increasing, on the angle of inclination of the route – nonlinearly increasing. **Originality.** The authors first studied the dependence of drive power and chute width of a scraper conveyor with an upper working branch, built analytical dependencies of technical characteristics (drive power, chute width and height) on design parameters: productivity, transportation length, type and physical and mechanical properties of the transported cargo, and the angle of inclination of the route. For a conveyor that transports unsorted coal, graphical dependencies of the chute width and drive power on the capacity, transportation length, and route angle were constructed. **Practical value.** The use of the constructed dependencies makes it possible to determine the general nature of the change in the above technical characteristics in the case of varying design parameters such as capacity, conveyor length, and angle of inclination. The proposed dependencies can be used to quickly determine the rational power of the conveyor drive for specific design data.

Keywords: scraper conveyor; productivity; power; drive

REFERENCES

1. Bilostotskyi, V. O., Mazorenko, D. I., Tishchenko, L. M., & Minyaylo, A. V. (2009). *Atlas konstruktzii pidyomno-transportnykh mashyn. Chastyna II. Transportni mashyny*. Kharkiv: KhNTUSG. (in Ukrainian)
2. Bohomaz, V. M., & Anofriev, P. H. (2023). Influence of design parameters of vibrating conveyor on its technical characteristics. *Science and Transport Progress*, 3(103), 60-68. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2023/292718> (in Ukrainian)
3. Bohomaz, V. M., Nahachevskiy, V. Y., & Pryimak, M. V. (2024). Analysis of the influence of machine operation parameters on the technical characteristics of elevator at the cleaning and washing station. *Science and Transport Progress*, 3(107), 40-50. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2024/312922> (in Ukrainian)
4. Bondarev, V. S., Dubynets, O. I., & Kolisnyk, M. P. (2009). *Pidiomno-transportni mashyny: rozrakhunky pidiimalnykh i transportovalnykh mashyn*: pidruchnyk. Kyiv: Vyshcha Shkola. (in Ukrainian)
5. Dereza, O. O. (2016). *Mashyny bezperervnoho transportu*. Melitopol: Tavriyskyi Derzhavnyi Ahrotekhnichnyi Universytet. (in Ukrainian)
6. Zaichenko, S. V., Pobihailo, V. A., & Dubovyk, V. H. (2022). *Transportni systemy elektromekhanichnykh kompleksiv*: konspekt leksii dlia stud. spetsialnosti 141 «Elektroenerhetyka, elektrotekhnika ta elektromekhanika». Kyiv: KPI named after Ihor Sikorskyi. (in Ukrainian)
7. Ivanchenko, F. K. (1993). *Pidiomno-transportni mashyny*: pidruchnyk. Kyiv: Vyshcha Shkola. (in Ukrainian)
8. Jiang, S., Ren, W., Mao, Q., Zeng, Q., Yu, P., Gao, K., & Wang, L. (2021). Dynamic analysis of the scraper conveyor under abnormal operating conditions based on the vibration and speed characteristics. *Shock and Vibration*, 2021(2), 1-17. DOI: <https://doi.org/10.1155/2021/8887744> (in English)
9. Li, S., Zhu, Z. C., Lu, H., & Shen, G. (2021). Time-dependent reliability and optimal design of scraper chains based on fretting wear process. *Engineering Computations*, 38(10), 3673-3693. DOI: <https://doi.org/10.1108/ec-09-2020-0548> (in English)
10. Liu, Z. X., Xie, C. X., & Mao, J. (2018). Analysis of operation resistance of scraper conveyor based on material distribution characteristics. *Journal of China Coal Society*, 43(3), 1155-1161. DOI: <https://doi.org/10.13225/j.cnki.jccs.2017.1389> (in English)
11. Lu, J., Yang, R., Mao, J., & Xie, C. (2023). Longitudinal torsional vibrations of the chain drive system of mine scraper conveyor. *Scientific Reports*, 13(1), 1-15. DOI: <https://doi.org/10.1038/s41598-023-36357-0> (in English)
12. Raksha, S., Bohomaz, V., Shcheka, I., Stefanov, V., & Nesterenko, A. (2018). Research of the dependence of pneumatic conveyor compressors power on project parameters of transport machines. *MATEC Web of Conferences*, 230, 1-8. DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201823001009> (in English)
13. Xia, R., Wang, X., Li, B., Wei, X., & Yang, Z. (2019). The prediction of wear on a scraper conveyor chute affected by different factors based on the discrete element method. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 233(17), 6229-6239. DOI: <https://doi.org/10.1177/09554406219861130> (in English)
14. Zhang, Q., Zhang, R. X., & Tian, Y. (2020). Scraper conveyor structure improvement and performance comparative analysis. *Strength of Materials*, 52, 683-690. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11223-020-00218-2> (in English)

Надійшла до редколегії: 07.11.2024

Прийнята до друку: 12.03.2025