

УДК 621.867

**Б.М. Гевко , докт. техн. наук;
О.Л. Ляшук, канд. техн. наук;
Л. Р.Рогатинська аспірант**

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ШВИДКОХІДНИХ ТРАНСПОРТЕРІВ

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Розроблено методу оптимізації швидкохідних транспортерів на основі нелінійної задачі в якій мінімізація матеріаломісткості швидкохідного гвинтового конвеєрів досягається при попередньому безумовному виборі кінематичних та динамічних параметрів, що мінімізують енергоємність конвеєра.

На зміну параметрів накладено обмеження які задають область визначення, яка представлена узагальненою функцією. Розроблено методу розрахунку раціональних конструктивних параметрів і режимів роботи конвеєрів змішувачів у вигляді десяти основних етапів з виведеними аналітичними залежностями.

Ключові слова: вертикальний гвинтовий конвеєр , оптимізація, цільова функція, функції обмеження.

Вступ. Для технологічних операцій переміщення сипкого вантажу велике розповсюдження набули гвинтові конвеєри, які характеризуються простотою конструкції та, відповідно, високою надійністю, простотою в користуванні та легкістю адаптування при використанні в автоматизованих системах, екологічністю використання внаслідок їх герметичності [1-4]. Для універсальних розвантажувально-завантажувальних комплексів, які призначені для транспортування вантажу, як по горизонтальних, похилих, так і вертикальних трасах, використовують швидкохідні гвинтові конвеєри. Існуючі методи їх розрахунку ґрунтуються на ряді теоретичних та експериментальних досліджень [1-4], а також аналізі статистичних даних за результатами їх експлуатації [1-5]. Відомі постановка та розв'язок задачі вибору оптимальних параметрів ГК з умови мінімізації його матеріаломісткості [4,7] та енергоємності [8,9]. Проте така постановка не дозволяє отримати розв'язок оптимізаційної задачі гвинтових конвеєрів, як взаємопов'язаної системи.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням оптимізації різних механізмів машин присвячені праці Григор'єва А.М. [2], Гевко Б.М., Рогатинського Р.М. [4], Ловейкіна В.С. [8], Рогатинської О.Р. [9], Гевко І.Б. [10] та інших. Однак, враховуючи різноманітність технологічних процесів і конструктивного виконання ГТТМ, питання оптимізації потребує подальших досліджень і уточнень різних параметрів теоретичного й практичного значення.

Мета роботи є розроблення комплексної задачі параметричної оптимізації в якій мінімізація матеріаломісткості швидкохідних гвинтових конвеєрів досягається при попередньому безумовному виборі кінематичних та динамічних параметрів, що мінімізують енергоємність конвеєрів.

Результати досліджень. Гвинтовий завантажувач відноситься до галузі підйомно-транспортних машин і може використовуватися в різних галузях народного господарства для переміщення сипких матеріалів.

Гвинтовий завантажувач виконано (рис.1) у вигляді рами 1, на якій встановлено горизонтальний 2 і вертикальні 3 циліндричні кожухи з гвинтовими робочими органами горизонтальними 4 і вертикальними 5 з приводом 6 з запобіжною муфтою.

До кінця горизонтальної завантажувальної секції 4 жорстко приєднана гнучка гвинтова спіраль 7 з гнучким кожухом 8 для збільшення зони завантаження гвинтового конвеєра. На кінці гнучкого циліндричного кожуха 8 жорстко встановлено циліндричний наконечник 9 з конічним кінцем для зручності його введення в купу сипкого матеріалу 10, а по зовнішньому його діаметрі рівномірно по колу виконані наскрізні пази 11 шириною більшою в 2...4 рази більшою максимальних розмірів зерен, який забезпечує обмеження попадання великих кусків, які можуть спричинити його поломку. Причому в зоні внутрішнього діаметра осьові пази є збільшеними для сприяння кращого просипання сипких матеріалів.

Наконечник 9 жорстко прикріплений до підтримуючої трьох опорної піраміди 12 з можливістю їх переустановлення в інше місце, коли з одного місця купи сипкого матеріалу

вибрано певну кількість матеріалу. Зверху піраміди 12 жорстко встановлена ручка 13 для зручності їх переустановлення в процесі вибору матеріалу в інше місце.

В зоні з'єднання горизонтальних гвинтових робочих секцій 2 і вертикальних 3 на рамі 1 встановлено привід 6 з запобіжною муфтою, які підєднані до кардана відомої конструкції (на кресленні не показано) і здійснює процес провертання гвинтових робочих органів 4, 5 і 7.

На виході вертикальної секції 3 жорстко встановлено відвідний жолоб 14 для транспортування сипких матеріалів в ємності, а крім цього вертикальна секція 3 жорстко встановлена в механізм регулювання кута її нахилу до ємності і горизонту відомої конструкції.

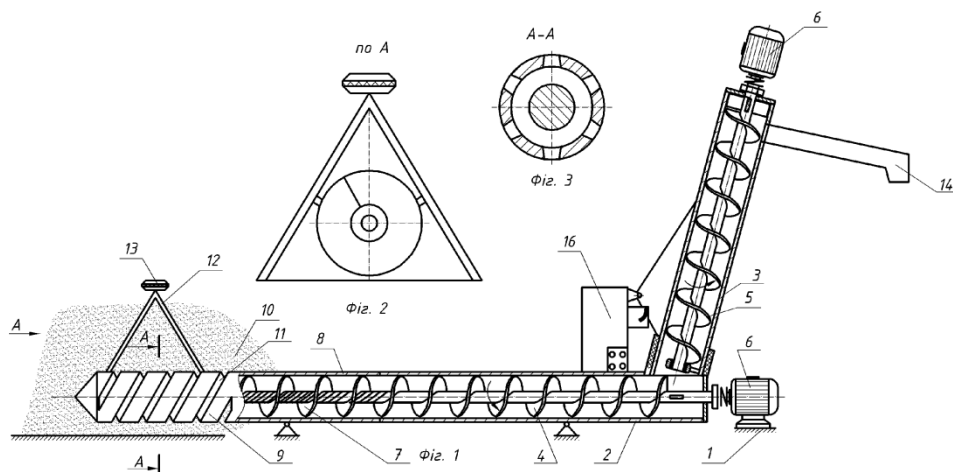


Рис.1 Гвинтовий завантажувач

Робота гвинтового завантажувача здійснюється наступним чином. Кінець гнучкої спіралі 7 з гнучким кожухом 8 з наконечником 9 вводять в купу сипкого матеріалу 12 разом з трьохопорною пірамідою 12. Після цього включають привід за допомогою пульта керування 16. За допомогою гнучкої спіралі 7 сипкий матеріал переміщується по горизонтальній і вертикальних трасах в зону вивантаження і вивантажувальний жолоб 14 і в ємність для збору матеріалу (кузов машини) або різного типу тари. В разі вибору сипкого матеріалу з даної зони, завантажувальну секцію за допомогою рукоятки 13 переставляють в нове місце.

Важливою умовою при виборі конвеєрів для універсальних перевантажувальних комплексів є встановлення області їх використання, зокрема щодо транспортування певного діапазону сипких вантажів. Оскільки, згідно [9], мінімальна межа енергоємності гвинтових конвеєрів визначається коефіцієнтом тертя вантажу до поверхні спіралі, то визначальною умовою при проектуванні конвеєра є його спроможність транспортувати вантаж з несприятливими властивостями. При цьому будемо розглядати найбільш несприятливе, з точки зору енергетичних затрат, є вертикальне розміщення гвинтового конвеєра.

Потужність транспортування вантажу гвинтовими конвеєрами, згідно [1-3], визначають за залежністю $N = \rho_{\pi} g Q (W_L L + H)$, чи для вертикальних шнеків $N = \rho_{\pi} g Q W_H$, де ρ_{π} - об'ємна маса (насіпна густина) вантажу в потоці; g - прискорення земного тяжіння; Q - об'ємна продуктивність конвеєра; W_L та W_L - коефіцієнт опору переміщенню вантажу; L та H - відповідно довжина транспортування та висота підйому вантажу, для вертикальних ГК $L = H$. Приведена енергоємність W , що визначає енергетичні затрати для переміщення одиниці маси вантажу на одиницю довжини, відповідно для вертикального гвинтового конвеєра буде:

$$w = N / (Q \cdot L) = \rho_{\pi} g W_H. \quad (1)$$

В розгорнутому вигляді для вертикальних гвинтових конвеєрів коефіцієнт опору записується виразом:

$$W_H = \frac{\mu_s P_s (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta_{\pi}) \cos \beta_{\pi}}{\operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta_{\pi}}, \quad (2)$$

де β_{π} - кут нахилу траєкторії потоку під впливом тяжіння; $P_s = D \omega_{\pi}^2 / (2g)$ - коефіцієнт

швидкохідності потоку, що визначається кутова швидкість обертання вантажу в потоці ω_{Π} відносно осі шнека діаметром D , що пов'язаний із коефіцієнтом швидкохідності конвеєра $P_k = D\omega^2 / (2g)$ залежністю $P_S = PC_{\beta}^2 / (1 + C_{\beta})^2$. Тут C_{β} - коефіцієнт кінематичної подібності гвинтового транспортування, $C_{\beta} = \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)$.

В роботі [9] показано, що мінімально можливий теоретичний рівень критерію енергоємності W_H залежить тільки від коефіцієнту тертя вантажу по гвинтовій поверхні шнека μ_1 і для інтервалу його зміни $0,3 \leq \mu_1 \leq 1$ апроксимується залежністю

$$W_H = 2,30 + 6,64\mu_1 + 19,16\mu_1^2. \quad (3)$$

Таке мінімальне значення досягається за умови, коли безрозмірний критерій динамічної подібності $Sc_{\Pi} = \omega_k / \omega$, де ω_k - критична кутова швидкість конвеєра та кут підйому гвинта за зовнішнім діаметром α набувають значень:

$$Sc_{\Pi}(\mu) = 0,3 + 0,1\mu; \quad \operatorname{tg} \alpha = f(\mu) = 0,25 - 0,1\mu. \quad (4)$$

Відповідно і значення всіх інших безрозмірних критеріїв гвинтового транспортування, зокрема критерію кінематичної подібності C_{β} , які мінімізують енергоємність конвеєра, будуть також однозначно визначатись такою характеристикою вантажу, як коефіцієнтом тертя $\mu_1 = \operatorname{tg} \varphi_1$.

З врахуванням викладеного проведемо оптимізацію швидкохідного вертикального конвеєра за його матеріаломісткістю за умови мінімальної енергоємності гвинтового транспортування вантажу

За критерій матеріаломісткості гвинтової транспортно-технологічної системи, аналогічно [4,7] приймаємо величину відношення маси конвеєра-змішувача одиничної довжини заданої продуктивності Q . Критерій за матеріаломісткістю, для випадку заданої продуктивності, використовується для випадку, коли такий фактор є одним із визначальних (для мобільних систем) і функція транспортування є домінуючою. В цьому випадку задача мінімізації матеріаломісткості (вартості) конвеєра визначається за критерієм

$$F_0 = \alpha_1 V_1 + \alpha_2 V_2 + \alpha_3 V_3 \rightarrow \min, \quad (5)$$

де V_1, V_2, V_3 , - відповідно об'єми кожуха змішувача; гвинтової спіралі та центрального вала; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ - густини матеріалів ρ_i (чи їх собівартість), з якого виготовлені кожух, гвинтова, спіраль та центральний вал.

Об'єм кожуха, гвинтової спіралі та центрального вала змішувача одиничної довжини, відповідно визначається аналогічно [4]:

$$V_1 = \pi S_k D (1 + 2k_z + S_k / D); \quad V_2 = HD(1 - k_d) \sqrt{1 + 1/k_r}; \quad V_3 = \pi S_d D (k_d - S_d / D), \quad (6)$$

де S_k - товщина стінки кожуха; S_d - товщина стінки пустотілого вала; H - товщина спіралі; k_z - коефіцієнт зазору між спіраллю та кожухом, приймається згідно характеристик вантажу $k_z = 2z/D = 0,21 - 0,23$; k_r - коефіцієнт кроку T спіралі, $k_r = T/D = \pi \operatorname{tg} \alpha$; k_d - коефіцієнт, що оцінюється відношенням внутрішнього d і зовнішнього D діаметрів гвинтової спіралі, $k_d = d/D$;

На визначення оптимальних параметрів вертикальних швидкохідних гвинтових конвеєрів накладаються такі технологічні, конструктивні та експлуатаційні обмеження у вигляді нерівностей $f_i \leq 0$ та рівнянь $g_j = 0$. Зокрема технологічні обмеження детально описані в [4,7] і тому використовуємо основні з них без змін:

1. Умова забезпечення потрібної продуктивності Q визначається із відомої залежності:

$$f_1 = -D^{2,5}(1 - k_d^2) + \frac{8Q}{k_r \varphi_H \omega} \leq 0, \quad (7)$$

де φ_H - коефіцієнт продуктивності, в першому наближенні наповнення простору конвеєра-змішувача, що враховує також збільшення діаметра кожуха, порівняно із діаметром спіралі; ω

- кутова швидкість шнека.

2. Технологічна умова формоутворення спіралі із полосової заготовки, [4, 7]:

$$f_2 = -k_d + \sqrt{\pi^2 + 1 - \phi_{oon}^2} / \pi \phi_{oon} \leq 0, \quad (8)$$

де $f_2 = -k_d + \sqrt{\pi^2 + 1 - \phi_{oon}^2} / \pi \phi_{oon} \leq 0$, - допустимий коефіцієнт нерівномірності видовження металу, що визначається коефіцієнтом видовження $\phi_{oon} = (1 + 2\delta_s)^2$.

3. Технологічна умова забезпечення стійкості смуги при виготовленні спіралі є відомою [4,7]:

$$f_3 = D(1 - k_d) - \frac{2H}{\delta} \leq 0, \quad (9)$$

де δ - допустима питома товщина заготовки гвинтової спіралі, отриманої прокатуванням $\delta = 0,02 \dots 0,03$, отриманої навиванням $\delta = 0,05 \dots 0,7$.

4. Для довгих конвеєрів вводять умову забезпечення міцності пустотілого вала при крученні крутильним моментом $T_2 = N / \omega$ на валу:

$$f_4 = -S_d (k_d D)^2 (1 + k_d S_d / D) + \frac{T_2}{\pi [\tau_{sp}]} \leq 0, \quad (10)$$

де $[\tau_{sp}]$ - допустиме напруження кручення матеріалу вала.

5. Умова забезпечення стійкості гвинтової спіралі в процесі роботи:

$$f_5 = \frac{K_{CT} D H^3 E (1 - k_d)}{\sqrt{1 + k_T}} - T_2 \leq 0, \quad (11)$$

де K_{CT} - експериментальний коефіцієнт; E - модуль Юнга.

6. Умова вибору розрахункового значення коефіцієнта тертя μ_1 , виходячи із найбільш несприятливих умов:

$$f_7 = \mu_1 - \mu_{max} \leq 0. \quad (12)$$

Обмеження $g_j = 0$, що накладаються конструктивні та технологічні параметри гвинтового конвеєра мають такий вигляд

1. Відповідність кута підйому гвинтової поверхні умові мінімальної енергоємності згідно (4)

$$g_1 = \operatorname{tg} \alpha + 0,1 \mu_{max} - 0,25 = 0. \quad (13)$$

2. Відповідність критерію динамічної подібності умові мінімальної енергоємності

$$g_2 = S_{c_{II}} - 0,1 \mu - 0,3 = 0. \quad (14)$$

3. Відповідність критерію динамічної подібності умові мінімальної енергоємності

$$g_3 = \mu_2 P_k S_{c_{II}}^2 - k_p \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) = 0. \quad (15)$$

Після перетворень дана умова набуває вигляду

$$g_3 = \mu_2 D \omega^2 (0,3 + 0,1 \mu)^2 (1 - 0,25 \mu_1 + 0,1 \mu_1^2) - 2 g k_p (0,25 + 0,9 \mu) = 0 \quad (15a)$$

За основні конструктивні і технологічні параметри гвинтових конвеєрів, тобто за незалежні змінні при оптимізації гвинтових конвеєрів приймемо такі, як і у відомих оптимізаційних моделях: $x_1 = D$ - зовнішній діаметр кожуха; $x_2 = \omega$ - кутова швидкість обертання гвинтової спіралі $x_3 = \operatorname{tg} \alpha = T / (\pi D)$ - тангенс кута підйому витка, що визначається кроком гвинтової спіралі T ; $x_4 = k_d = d / D$ - коефіцієнт, що оцінюється відношенням внутрішнього d і зовнішнього D діаметрів гвинтової спіралі; $x_5 = H$ - товщина гвинтової спіралі. Крім цього, введемо параметр, що визначає характеристики режиму гвинтового транспортування $x_6 = \mu_1 = \operatorname{tg} \varphi$ - розрахункове значення коефіцієнта тертя вантажу до поверхні спіралі.

Пошук параметрів x_k , що оптимізують цільову функцію F_0 при заданих обмеженнях $f_i \leq 0$, $g_j = 0$ шукаємо, аналогічно [4,7], з використанням умов Куна-Такера, за якими для задачі нелінійного програмування в даній постановці існують такі множники $u_i \geq 0$, $i = 1, 2, \dots, n$, що

$u_i f_i = 0$ і $\partial \varphi(x_j, u_i) / \partial x_j = 0$, де $\varphi(x_j, u_i) = F_0 + \sum_{i=1}^n u_i f_i$. Обмеження $g_j = 0$ використовуємо для зменшення розмірності задачі, тобто для зменшення кількості незалежних параметрів.

Функція мети (критерій якості) в даній задачі нелінійного програмування, з врахуванням (5) та (6), запишемо в такому вигляді:

$$F_0 = \pi x_1 [\alpha_1 S_k (1 + k_z + S_k / x_1) + \alpha_2 x_5 (1 - x_4) \sqrt{1 + 1/x_3} + \pi \alpha_3 S_d x_1 (x_4 - S_d / x_1)] \quad (16)$$

Відповідно, параметри, що задовольняють умови оптимуму та невідомі коефіцієнти, шукаємо із системи рівнянь

$$\partial \varphi(x_j, u_i) / \partial x_j = \frac{\partial F_0}{\partial x_j} + \sum_{i=1}^n (u_i + \frac{\partial f_i}{\partial x_j}) = 0; \quad u_i f_i = 0.$$

Введення нових умов $g_j = 0$, що забезпечують малоенергоємні режими роботи конвеєра, дозволяє вивести новий параметр $x_2 = \omega$ за межі розв'язку задачі лінійного програмування а тому не змінює структуру розв'язку самої оптимізаційної моделі та розрахункові схеми визначення оптимальних параметрів, наведеної в [4, 7], а тільки конкретизує їх. Відповідно, розв'язок оптимізаційної задачі проводимо аналогічно [4], за двома розрахунковими схемами з основним обмеженням за продуктивністю конвеєрами і додатковим обмеженням за технологією виготовлення спіралі и за міцністю вала (для довгих конвеєрів). Відповідно, визначаємо такий порядок пошуку оптимальних конструктивно-технологічних параметрів швидкохідного гвинтового конвеєра:

1. За технічними умовами транспортування для забезпечення переробки всієї номенклатури вантажів приймають $f_7 = 0$, звідки

$$\mu_1 = \mu_{1\max}. \quad (17)$$

Визначають із умови $g_1 = 0$ кут підйому гвинта $\alpha = 0,25$ по зовнішньому діаметру, що мінімізує енергосилові параметри транспортування та коефіцієнт кроку

$$\operatorname{tg} \alpha = 0,25 - 0,1 \mu_{1\max}; \quad (18)$$

$$k_T = T / D = \pi \operatorname{tg} \alpha. \quad (19)$$

У випадку, коли $k_T \leq k_{T\min}$, приймаємо $\operatorname{tg} \alpha = k_T / \pi$.

Якщо проектується спеціалізований конвеєр для транспортування тільки одного виду вантажу з коефіцієнтом тертя μ_1 , то приймають $\operatorname{tg} \alpha = 0,25 - 0,1 \mu_1$.

2. Із умови $g_2 = g_3 = 0$ визначають коефіцієнт швидкохідності конвеєра:

$$P_k = \frac{k_p \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)}{\mu_2 S_{c_{II}}^2} = \frac{k_p (0,25 + 0,9 \mu_1)}{\mu_2 (0,3 + 0,1 \mu_1)^2 (1 - 0,25 \mu_1 + 0,1 \mu_1^2)}, \quad (20)$$

де k_p - коефіцієнт приведення до потоку, визначається експериментально і в першому наближенні приймається $k_p = 1$.

3. Із технологічної умови $f_1 = 0$ визначають співвідношення k_d між внутрішнім і зовнішнім діаметрами спіралі

$$k_d = \sqrt{\pi^2 + 1 - \varphi_{\text{дон}}^2} / \pi \varphi_{\text{дон}} \leq 0. \quad (21)$$

4. Із розв'язку системи рівнянь $f_1 = 0$ та $g_3 = 0$ за заданою продуктивністю визначають кутову швидкість:

$$\omega = \left[\frac{\pi \varphi_n g^3 \operatorname{tg} \alpha \cdot P_k^3 (1 - k_d^2) (1 - S_{c_{II}})}{Q (1 + C_p)} \right]^{1/5} = \sqrt[5]{\frac{\varphi_n g^3 (1 - k_d^2)}{\mu_2^3 Q}} K_\omega(\mu_1), \quad (22)$$

де $K_\omega(\mu_1)$ - вираз, що залежить тільки від μ_1 і отримується спрощенням попереднього із врахуванням значень P_k , $S_{c_{II}}$, та C_p . Попередньо

5. Визначають зовнішній і внутрішній діаметр спіралі

$$D = \sqrt{2P_k g / \omega^2} = \frac{g^{1/5} Q^{1/10} K_D(\mu_1)}{\mu_2^{1/5} \phi_n^{1/10} (1 - k_d^2)^{1/10}}. \tag{23}$$

6. Крок спіралі визначається за залежністю $T = k_T D$.

7. Внутрішній діаметр спіралі (діаметр вала), відповідно

$$d = k_d D = D \sqrt{\pi^2 + 1 - \phi_{дон}^2} / \pi \phi_{дон}. \tag{24}$$

8. Товщина спіралі із умови $f_3 = 0$

$$H = \delta(D - d) / 2. \tag{25}$$

Для спеціальних спіралей, зокрема для спіралей з еластичних матеріалів, значення $H = \delta(D - d) / 2$ перевіряють на відповідність умові $f_3 \leq 0$.

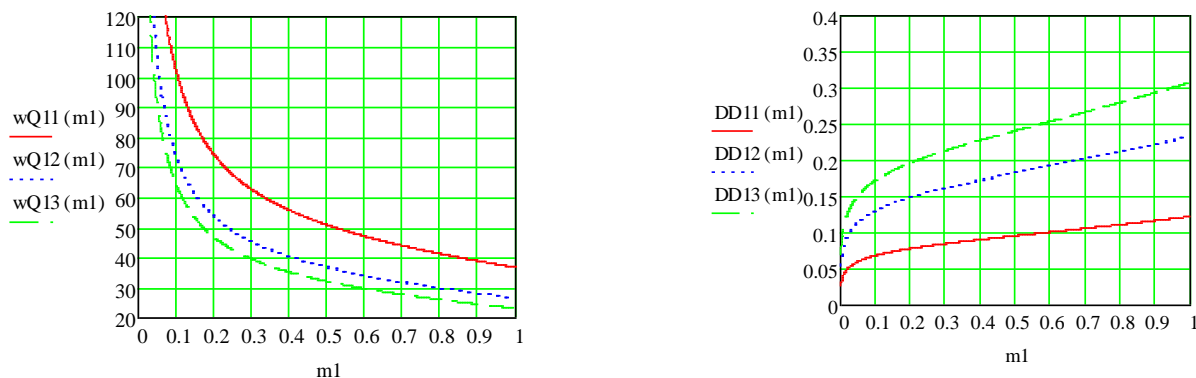
9. Осьова швидкість транспортування вантажу згідно[8, 9] визначається за залежністю

$$v_n = \frac{T\omega}{2\pi} \cdot \frac{1 - S_{c_{II}}}{1 + C_\beta}. \tag{26}$$

10. Потужність транспортування вертикального конвеєра, що забезпечує продуктивність Q довжиною L при транспортуванні вантажу, насипною густиною ρ_n

$$N = \rho_n g Q L W = \frac{\rho_n g Q L C_\beta (S_{c_{II}} + C_\beta)^3}{S_{c_{II}} (1 + C_\beta) (1 - S_{c_{II}}) \operatorname{tg}^2 \alpha \sqrt{(S_{c_{II}} + C_\beta)^2 + (1 - S_{c_{II}})^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}}. \tag{27}$$

Характер зміни кутової швидкості вертикального гвинтового конвеєра та діаметру його спіралі, що мінімізують енергоємність конвеєра при різних реологічних властивостях вантажу, наведений на рис. 2.



а).

б).

Рис. 1. Зміна раціонального значення кутової швидкості $\omega(\mu_1) = wQ(ml)$, c^{-1} (а) та діаметра зовнішнього гвинта спіралі $D(\mu_1) = DD(ml)$, m (б) від коефіцієнту тертя вантажу до поверхні спіралі (кожуха), $\mu_1 = \mu_2$, для заданих продуктивностей конвеєра: 1 - $Q = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ($wQ1(ml)$, $DD1(ml)$); 2 - $Q = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ($wQ2(ml)$, $DD2(ml)$); 3 - $Q = 1 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3$ ($wQ3(ml)$, $DD3(ml)$).

Для довгих гвинтових конвеєрів їх вали несуть значні крутні навантаження, а тому отримані значення d перевіряють на відповідність обмеженню.

При його порушенні внутрішній діаметр визначають по наближеній залежності

$$d = \sqrt{\frac{2k_M M_{кр}}{\pi S_d [\tau_{кр}]}}. \tag{28}$$

В подальшому уточнюють зовнішній діаметр спіралі

$$D_i = \sqrt[3]{d^2 D_{i-1} + \frac{8Q}{k_T \phi_n \omega_{i-1}}}, \tag{29}$$

де значення D_{i-1} та ω_{i-1} беруть із попередніх розрахунків.

При значному розходженні значень D_{i-1} та D_i уточнюють коефіцієнт $k_d = d/D$ та уточнюють розрахункове значення кутової швидкості ω згідно залежності (22).

Для горизонтальних та низько нахилених швидкохідних гвинтових конвеєрів не існує критичної кутової швидкості, а тому параметр $Sc=0$, а раціональний кут підйому гвинтової спіралі в залежності від коефіцієнту тертя визначається графічно, наприклад згідно [10].

У випадку завантажувально-розвантажувальної транспортної гвинтової системи, яка має два гвинтових конвеєри – забірний і вивантажувальний, умова її нормальної роботи полягає в забезпеченні продуктивності вивантажувального конвеєра Q_2 більшої ніж забірною Q_1 за всяких умов, тобто

$$Q_{2\min} \geq \lambda Q_{1\max}, \quad (30)$$

де λ - коефіцієнт запасу $\lambda = 1,2-1,3$ залежно від умов роботи.

$Q_{1\max}$ - досягається при горизонтальному розміщенні забірною конвеєра, а $Q_{2\min}$ - при вертикальному вивантажувального.

Умова (29) в першому наближенні буде

$$\frac{\varphi_{n2} D_2^2 \omega_2 \operatorname{tg} \alpha_2 (1 - Sc_{n2})}{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi_2)} \geq \frac{\lambda \varphi_{n1} D_1^2 \omega_1 \operatorname{tg} \alpha_1}{1 + \operatorname{tg} \alpha_1 \operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi_1)}. \quad (31)$$

Отримані співвідношення дозволяють з високою точністю обчислити оптимальні конструктивні й технологічні параметри гвинтових конвеєрів (ГК), при яких забезпечується потрібна якість суміші при високій ефективності процесу транспортування.

Висновок:

Розроблено теоретичні основи оптимізації швидкохідних транспортерів для транспортування сипких матеріалів. Розв'язано задачу нелінійного програмування з використанням умов Куна-Таккера.

Розроблено методику розрахунку раціональних конструктивних параметрів і режимів роботи гвинтових конвеєрів у вигляді десяти основних етапів з виведеними аналітичними залежностями.

Література

1. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины / Александров М. П. – М. : Машиностроение, 1974. – 503 с.
2. Григорьев А. М. Винтовые конвейеры / Григорьев А.М. – М. : Машиностроение, 1972. – 184 с.
3. Конвейеры: Справочник / [Волков Р.А., Гнутов А. Н., Дьячков В.К. и др.] ; под общ. ред. Ю.А. Пертена. – Л. : Машиностроение, 1984. – 367 с.
4. Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б. М. Гевко, Р.М. Рогатынский. – Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. - 176с.
5. ГОСТ Конвейеры винтовые для кормов. Основные параметры : ГОСТ 23976 - 80. – М. : Изд-во стандартов 1980, 19 с. - (Національні стандарти України).
6. ГОСТ Шнеки для сельскохозяйственных машин : ГОСТ 2705 - 73. – М. : Изд-во стандартов 1973, 16с. - (Національні стандарти України).
7. Гевко Б.М. Оптимизация конструктивных параметров шнековых конвейеров / Богдан Гевко, Роман Рогатынский // Изв. Вузов, Машиностроение – 1987. – №5. – С. 109 – 114.
8. Ловейкін В.С., Рогатинська О.Р. Оптимізація режимів роботи гвинтових конвеєрів / Підйомно-транспортна техніка. № 2, 2004.- С. 8-15.
9. Рогатинська Л. Р. Оптимізація режимів роботи та конструктивних параметрів вертикальних гвинтових конвеєрів / О. Р. Рогатинська, Ю. В. Дудун, Л. Р. Рогатинська, М. Б. Клендій // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2006. – Т. 2, № 44 „Механізація сільськогосподарського виробництва”. – С. 258-264.
10. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів / Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Дячун А.Є. – Тернопіль: ТНТУ імені Івана Пулюя, 2014. – 278 с.