

УДК 621.86

[https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.12\(43\).2.175-187](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.12(43).2.175-187)**О. Л. Ляшук**, проф., д-р техн. наук, **В. З. Гудь**, доц., д-р техн. наук,**А. Є. Дячун**, доц., канд. техн. наук, **С. М. Паньків***Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль, Україна**e-mail: Oleglashuk@ukr.net*

Обґрунтування технологічних і конструктивно-кінематичних параметрів гнучкого гвинтового конвеєра

У статті наведено обґрунтування технологічних і розрахункових конструктивно-кінематичних параметрів гнучкого гвинтового конвеєра (ГГК) з умови міцності його конструкції. Запропоновано нову конструкцію секції ГГК з розширеними технологічними можливостями, що забезпечують зменшення радіуса кривизни траєкторії транспортування матеріалу, а також підвищення їхньої ефективності порівняно з відомими, зменшення енергоспоживання та збільшення висоти підйому транспортування сипучих матеріалів. Основну увагу приділено вибору варіанту конструкції гвинтового робочого органу (ГРО), яка буде залежати від характеру виконання транспортно-технологічного процесу, що регламентує види навантаження на основний елемент конструкції ГРО – гвинт, або від конструктивних особливостей спіралі та кожуха ГРО. Встановлено, що при виборі діаметра гвинта ГГК за постійного значення кроку витків гвинта з умови міцності конструкції за наявних деформаційних процесів значення максимальних дотичних напружень не повинні перевищувати допустимі дотичні напруження для матеріалу гвинта.

гнучкий гвинтовий конвеєр, процес, амплітуда, продуктивність, потужність, силові параметри, шнек, сипучий матеріал, кожух

Постановка проблеми. Транспортування сипучих вантажів криволінійними та комбінованими траєкторіями за допомогою гнучких гвинтових робочих елементів, закритих у гнучкому кожусі, забезпечує високу мобільність під час виконання технологічних процесів завантаження та розвантаження та розширює їх технологічні можливості порівняно із звичайними гвинтовими конвеєрами.

Однак існуючі гнучкі гвинтові робочі елементи не повністю відповідають експлуатаційним вимогам до таких типів конвеєрів. Секційні робочі елементи характеризуються складністю конструкції та технологією їх виготовлення, високою матеріаломісткістю, що призводить до збільшення енергоспоживання, пошкодження внутрішньої поверхні гнучких кожухів та матеріалів, що піддаються транспортуванню.

Тому розроблення нових конструкцій гнучких шарнірних шнекових робочих елементів з розширеними технологічними можливостями, що забезпечують зменшення радіуса кривизни, а також підвищення їхньої ефективності порівняно з відомими, зменшення енергоспоживання та збільшення висоти підйому транспортування сипучих матеріалів є важливим завданням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вибір варіанту конструкції гвинтового робочого органу (ГРО) буде залежати в основному від характеру виконання транспортно-технологічного процесу, який регламентує види навантаження на основний елемент конструкції ГРО – гвинт, або від конструктивних особливостей спіралі та кожуха ГРО. Принцип вибору конструкції гнучкого гвинтового конвеєра (ГГК) в основному зводиться до пошуку альтернативних конструкцій, які забезпечують необхідну міцність та оптимальну собівартість ГРО [1]. Обґрунтування технологічних і розрахункових конструктивно-кінематичних параметрів ГГК на першому етапі проведемо з умови міцності його конструкції.

Основи проектування та дослідження гвинтових конвеєрів були закладені вченими [1, 2-6]. Поряд зі шнеками, які є частиною складних сільськогосподарських машин [3, 4], для транспортування зерна зараз використовується велика кількість гвинтових транспортерів. Вони мають надзвичайно просту конструкцію та характеризуються малими розмірами і надійністю в експлуатації. Розроблено технологічні схеми можливих способів транспортування сипучого вантажу в передавальній гілці та виготовлено її експериментальний зразок [5, 8, 9].

У роботах [14-15, 16] розглянуто особливості використання гвинтових конвеєрів для транспортування та/або підйому сипучих матеріалів на короткі та середні відстані. Описано вплив таких робочих характеристик, як швидкість обертання шнека, кут нахилу шнекового конвеєра та об'єм заповнення сипучим матеріалом на ефективність роботи шнекового конвеєра. Розглянуто робочі умови, що впливають на ефективність шнекового конвеєра, за допомогою методу дискретних елементів (МДЕ) для моделювання однопотокового шнекового конвеєра з періодичними граничними умовами.

Проведено теоретичні та експериментальні дослідження процесу транспортування сипучого вантажу між робочими пристроями в передавальній гілці [19]. У роботах [13, 17-18] представлено математичні моделі процесу завантаження шнекового конвеєра. Використання запропонованих моделей дозволяє розробляти нові конструкції шнекових конвеєрних пристроїв та обґрунтовувати їх раціональні параметри.

У роботах [9-10, 11-12] розглянуто режим роботи похилого шнекового конвеєра, який має робочий елемент шнека з постійними параметрами. Кінематику завантаження зерна досліджено на основі рівнянь руху в шнековому конвеєрі [20-21]. Проаналізовано рух завантаження в режимі постійної високої швидкості.

Постановка завдання. Для переміщення та транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів по криволінійних трасах та траєкторіях запропоновано конструкцію секції гнучкого гвинтового конвеєра, розрахункову схему якої наведено на рисунку 1.

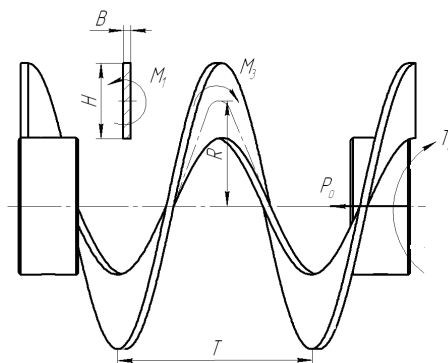


Рисунок 1 – Розрахункова схема секції гнучкого гвинтового конвеєра

Джерело: розроблено авторами

Секції ГГК відносяться до нежорстких деталей, тому для забезпечення їх ефективної роботи є необхідним розрахунок їх на жорсткість під час переміщення різних матеріалів при відповідних зовнішніх навантаженнях: крутному моменті та осьовій силі. Умову міцності конструкції визначимо шляхом розрахунку на жорсткість його конструкції, яку проведемо за рахунок дослідження деформації секції гнучкого гвинтового конвеєра.

Нехай на секцію ГГК діє поздовжня осьова сила P_o (рис. 1). Для лінійної деформації секції ГГК міцність конструкції буде визначатися двома критеріями:

- умовою міцності під час розтягу, яка для поперечного перерізу забезпечується за умови, коли найбільше напруження σ_{max} не перевищує допустимого напруження

$[\sigma_{\text{дон}}]$, або

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{P_o}{S_n} \leq [\sigma_{\text{дон}}], \quad (1)$$

де S_n – площа поперечного перерізу.

При цьому

$$[\sigma_{\text{дон}}] = \frac{\sigma_{\text{гран}}}{[n]} \leq \frac{P_o}{S_n}, \quad (2)$$

де $\sigma_{\text{гран}}$ – граничні напруження, за яких відбувається руйнування секції; $[n]$ – допустимий, або мінімально необхідний коефіцієнт запасу міцності;

- умовою міцності під час кручення секції ГГК, яке виникає за рахунок її обертання з кутовою швидкістю Ω та яка для поперечного перерізу забезпечується за умови, коли найбільше дотичне напруження τ_{max} при крученні не перевищує допустимого напруження $[\tau_{\text{дон}}]$, або

$$\tau_{\text{max}} = \frac{M_k}{W_p} = \sqrt{\frac{M_1^2}{W_{px}^2} + \frac{M_3^2}{W_{pz}^2}} \leq [\tau_{\text{дон}}], \quad (3)$$

де M_k – крутний момент, який прикладений до секції ГГК;

W_p – полярний момент опору перерізу.

При цьому

$$[\tau_{\text{дон}}] = \frac{\tau_m}{[n]}, \quad (4)$$

де τ_m – границя текучості матеріалу при крученні.

На першому етапі визначимо технологічні та конструктивно-кінематичні параметри ГГК з умови міцності під час розтягу згідно із записами (1) і (2).

Відомо, що

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{P_o}{S_n} = E \frac{\Delta l}{l} = Ee \leq [\sigma_{\text{дон}}], \quad (5)$$

де E – модуль Юнга матеріалу ГРО під час розтягу; Δl – модуль зміни довжини зразка під час відносної деформації; l – довжина зразка, що деформується; e – величина відносної деформації, або відносне видовження.

При цьому

$$E = \frac{P_o / S_n}{\Delta l / l} = \frac{P_o l}{S_n \Delta l}; \quad \Delta l = l_1 - l, \quad (6)$$

де l_1 – довжина зразка після деформації.

Тоді для деформації витка секції спіралі ГГК можна записати

$$E = \frac{P_o / S_e}{\Delta l / l} = \frac{P_o R}{S_n \Delta R} = \frac{P_o R}{BH \Delta R}. \quad (7)$$

Враховуючи, що $J_p = HB^3 \xi$ підставимо значення ΔR у формулу (7), при цьому після скорочення та перетворення виразу, отримаємо

$$E = \frac{P_o R \left(-R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} \right) GB^2 \xi}{(T_k \sin \alpha + P_o \cos \alpha) \left[\left(R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} \right)^2 + \Delta TR \frac{T}{2\pi^2} \right]}. \quad (8)$$

Підставивши значення E з (8) у формулу (5), отримаємо залежність для визначення допустимих максимальних напружень σ_{max} , які виникають під час деформації витка спіралі ГГК

$$\sigma_{max} = \frac{P_o}{S_n} = \frac{P_o \Delta R \left(-R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} \right) GB^2 \xi}{(T_k \sin \alpha + P_o R \cos \alpha) \left[\left(R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} \right)^2 + \Delta TR \frac{T}{2\pi^2} \right]} \leq [\sigma_{don}]. \quad (9)$$

При цьому складові залежності (9) ΔR і ΔT згідно з (8) будуть визначатися:

$$\Delta R = \frac{M_1}{GJ_p} \frac{\left[\left(R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} \right)^2 + (T - T_o) R \frac{T}{2\pi^2} \right]}{-R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}} =$$

$$= \frac{(T_k \sin \alpha + P_o R \cos \alpha) \left[\left(R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} \right)^2 + (T - T_o) R \frac{T}{2\pi^2} \right]}{GHB^3 \xi \left(-R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} \right)}; \quad (10)$$

$$\Delta T = \frac{(T_k \sin \alpha + P_o R \cos \alpha) E \left(256\pi^8 R^6 - 64\pi^5 R^4 T^2 (\pi - 1) + 4\pi^2 R^2 T^4 - T^6 \right)}{4GHB^3 \xi E \pi^2 \left(32\pi^5 R^4 + 4\pi^2 R^2 T^2 (\pi - 1) + T^4 \right)} +$$

$$+ \frac{12G\xi (T_k \cos \alpha - P_o R \sin \alpha) \left(-256\pi^7 R^5 T - 16\pi^3 R T^3 (8\pi^2 R^2 + T^2) + T^4 \right)}{4GHB^3 \xi E \pi^2 \left(32\pi^5 R^4 + 4\pi^2 R^2 T^2 (\pi - 1) + T^4 \right)}. \quad (11)$$

Згідно з формулами (11) та (12) побудовано залежності зміни радіуса ΔR та кроку ΔT середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра під час навантаження (рис. 2).

На основі аналізу залежностей (рис. 2) встановлено, що зміна радіуса ΔR середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра під час навантаження осьовою силою P_o змінюється залежно від зміни радіуса R від 50 до 100 мм і зміни кроку від 30 до 50 мм.

За окремого збільшення радіуса R , або кроку T за відповідного постійного значення, відповідно, кроку T або радіуса R , зміна радіуса середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра під час навантаження осьовою силою P_o також збільшується в середньому на 0,005...0,008 мм.

На основі аналізу залежностей (рис. 3) встановлено, що зміна кроку середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра під час навантаження осьовою силою P_o змінюється в межах від 0,1 до 0,5 мм залежно від зміни радіуса R від 50 до 100 мм і зміни кроку від 30 до 50 мм. За окремого збільшення радіуса R , або кроку T за відповідного постійного значення, відповідно, кроку T або радіуса R , зміна кроку

середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра під час навантаження осьовою силою P_o також збільшується в середньому на 0,15...0,25 мм.

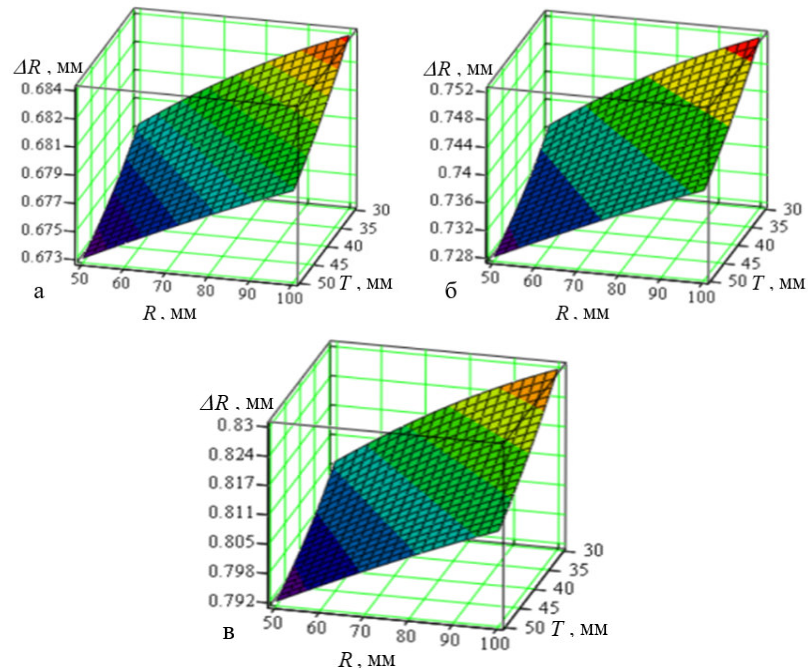


Рисунок 2 – Залежність зміни радіуса середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра як функція

$$\Delta R = f(R; T): \text{ а – за значення } T - T_o = 0,2 \text{ мм; б – за значення } T - T_o = 0,4 \text{ мм;}$$

$$\text{ в – за значення } T - T_o = 0,6 \text{ мм; } P_o = 50 \text{ Н, } T_k = 1000 \text{ Н·мм, } H = 20 \text{ мм, } B = 2,5 \text{ мм}$$

Джерело: розроблено авторами

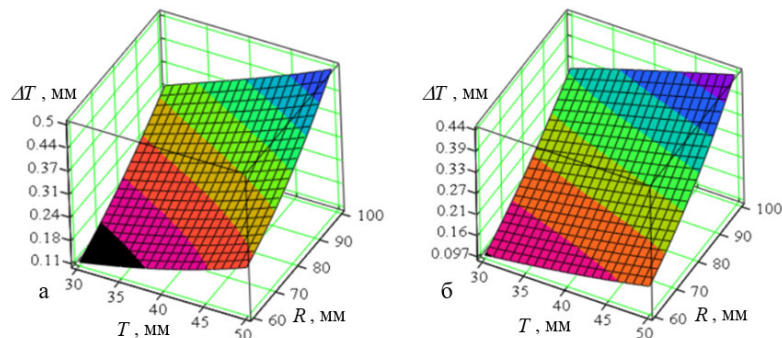


Рисунок 3 – Залежність зміни кроку середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра як функція

$$\Delta T = f(R; T): \text{ а – за значення } \xi = 4; \text{ б – за значення } \xi = 8; T - T_o = 0,6 \text{ мм; } P_o = 50 \text{ Н, } T_k = 1000 \text{ Н·мм, } H = 20 \text{ мм, } B = 2,5 \text{ мм}$$

Джерело: розроблено авторами

Для обґрунтування конструктивних параметрів гвинтового елемента секції конвеєра під час навантаження осьовою силою P_o побудуємо залежність зміни для визначення максимальних напружень σ_{max} , які виникають під час деформації витка спіралі ГГК.

Підставимо значення зміни радіуса ΔR та кроку ΔT із залежностей (10) та (11) в формулу (9). Для цього в залежностях (10) та (11) виразимо радіус R гвинта через його діаметр D та позначимо їх складові таким чином:

$$T_k \sin \alpha + P_o R \cos \alpha = \mu; \left(-R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} \right)^2 = \eta; \left(R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} \right)^2 = \lambda;$$

$$(256\pi^8 R^6 - 64\pi^5 R^4 T^2 (\pi - 1) + 4\pi^2 R^2 T^4 - T^6) = \delta;$$

$$(-256\pi^7 R^5 T - 16\pi^3 R T^3 (8\pi^2 R^2 + T^2) + T^4) = \kappa;$$

$$T_k \cos \alpha + P_o \sin \alpha = \theta;$$

$$(32\pi^5 R^4 + 4\pi^2 R^2 T^2 (\pi - 1) + T^4) = \zeta.$$

При цьому, отримаємо:

$$\sigma_{max} = \frac{P_o \Delta R \eta G B^2 \xi}{\mu \left(\lambda^2 + \Delta T R \frac{T}{2\pi^2} \right)} \leq [\sigma_{don}]; \quad (12)$$

$$\sigma_{max} = \frac{\frac{\mu}{GHB^3 \xi} \left[\lambda^2 + \Delta T (D - d) \frac{T}{4\pi^2} \right] P_o \eta G B^2 \xi}{\mu \left(\lambda^2 + \Delta T (D - d) \frac{T}{4\pi^2} \right)} \leq [\sigma_{don}]; \quad (13)$$

$$\sigma_{max} = \frac{2P_o \left[\lambda^2 + (T - T_0) D \frac{T}{4\pi^2} \right]}{(D - d) B \left(\lambda^2 + \frac{0,5 \mu E \delta D T + 12 G \xi \theta k}{4\pi^4 G (D - d) B^3 \xi^2 E} \right)} \leq [\sigma_{don}]. \quad (14)$$

Згідно з формулою (13) побудовано графічну залежність зміни максимальних напружень як функція $\sigma_{max} = f(P; D)$, яку наведено на рис. 4. При цьому $\Delta R = 0,7$ мм, $\Delta T = 0,3$ мм.

На рис. 5. наведено графічну інтерпретацію двомірного перерізу залежності зміни максимальних напружень як функції $\sigma_{max} = f(P; D)$ згідно з рис. 4.

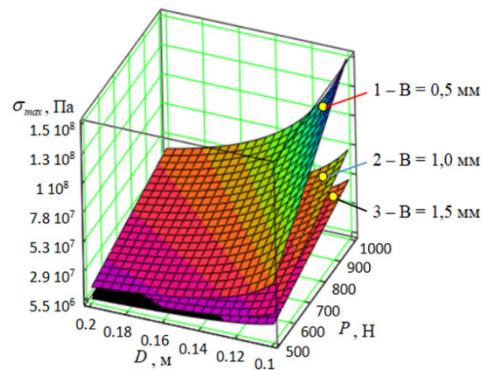


Рисунок 4 – Залежність зміни максимальних напружень як функція $\sigma_{max} = f(P; D)$:

$$T = 50 \text{ мм}; E = 2,05 \cdot 10^5 \text{ МПа}; G = 0,8 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Джерело: розроблено авторами

Наведена графічна залежність (рис. 5) являє собою номограму, за допомогою якої можна вибирати конструктивні параметри секції ГГК з умови забезпечення її міцності конструкції за наявних деформаційних процесів і допустимого значення напруження на розтяг для сталі 3 рівного $[\sigma_{don}] = 60 \dots 80$ МПа, або $6 \cdot 10^7 \dots 8 \cdot 10^7$ Па.

Визначення конструктивного параметра, або діаметра гвинта D ГГК за постійного значення кроку гвинта $T = 50$ мм відбувається наступним чином.

1. Згідно з даними, що з умови міцності конструкції за наявних деформаційних процесів значення максимального напруження σ_{max} на розтяг для сталі 3 не повинні перевищувати допустимі напруження, або $\sigma_{max} < [\sigma_{дон}] < (6 \cdot 10^7 \dots 8 \cdot 10^7)$ Па.

2. Наприклад, за встановленої поздовжньої осьової сили $P_o = 600 \dots 700$ Н (рис. 5) максимальні напруження σ_{max} за зміни діаметра гвинта ГГК в межах $0,1 \leq D \leq 0,2$ м змінюються в діапазоні від $5,5 \cdot 10^6$ до $1,1 \cdot 10^8$ Па, тобто за значення $P_o = 600$ Н, $D \leq 0,1$ та товщини витка $B \leq 0,5$ мм перевищують допустимих напружень $[\sigma_{дон}]$.

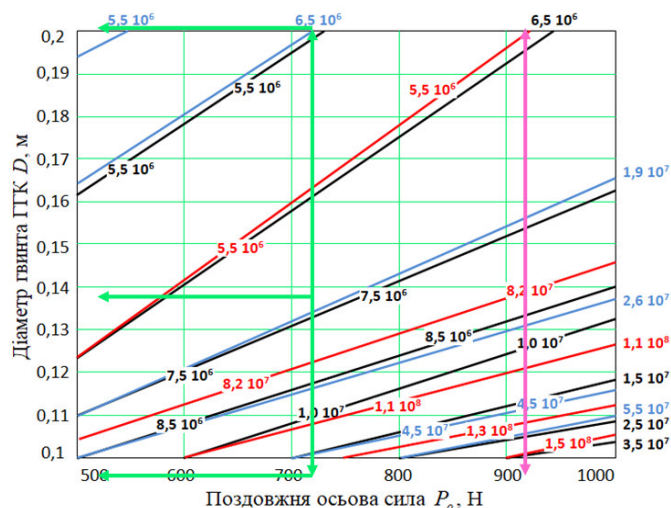


Рисунок 5 – Номограма для визначення діаметра гвинта ГГК залежно від зміни максимальних напружень як функція $\sigma_{max} = f(P; D)$: $T = 50$ мм; $E = 2,05 \cdot 10^5$ МПа; $G = 0,8 \cdot 10^5$ МПа

Джерело: розроблено авторами

Таким чином, при значенні поздовжньої осьової сили $P_o = 700$ Н конструктивний параметр, або діаметр гвинта D ГГК повинен бути не менше за 0,1 м, тобто дорівнювати числовому значенню від 0,1 м до 0,2 м за зміни товщини витка B гвинта більшої за 0,5 мм, рис. 4.

3. Наприклад, за встановленої поздовжньої осьової сили $P_o = 900$ Н (рис. 4, рис. 5) максимальні напруження σ_{max} за зміни діаметра гвинта ГГК в межах $0,1 \leq D \leq 0,2$ м змінюються в діапазоні від $5,5 \cdot 10^6$ до $1,5 \cdot 10^8$ Па.

При цьому за значення діаметра гвинта $D \geq 0,12$ м та товщини витка $B = 0,5$ мм максимальні напруження σ_{max} знаходяться в діапазоні більше за значення $6 \cdot 10^7 \dots 8 \cdot 10^7$ до значення $1,5 \cdot 10^8$ Па, тобто перевищують допустимі $[\sigma_{дон}]$.

Таким чином, при значенні поздовжньої осьової сили $P_o = 900$ Н конструктивний параметр, або діаметр гвинта D ГГК повинен бути не менше за 0,12 м, тобто дорівнювати числовому значенню від 0,12 м до 0,2 м за зміни товщини витка B гвинта більшої за 0,5 мм (рис. 4).

Для визначення кроку гвинта T за постійного значення діаметра гвинта $D = \text{const}$ необхідно виконати аналогічні дослідження: побудувати 3D залежність зміни максимальних напружень як функція $\sigma_{max} = f(P; T)$ за встановленого значення діаметра гвинта D ГГК; побудувати двомірні перерізи функціональної залежності $\sigma_{max} = f(P; T)$, які є номограмою зміни максимальних напружень як функція $\sigma_{max} = f(P; T)$; виконати порядок аналізу згідно пп.1-3, які описано вище.

Для одночасного визначення конструктивних параметрів гвинта ГГК також

можна побудувати 3D залежність зміни максимальних напружень як функція $\sigma_{max} = f(P; D)$ за встановленого значення діаметр поперечної осьової сили P_0 та виконати аналогічний порядок аналізу згідно пп.1-3, які описано вище.

Також конструктивні параметри ГГК (діаметр і крок гвинта) та значення поперечної осьової сили P_0 будуть залежати від встановленої (необхідної) продуктивності Q_k ГГК та, відповідно, необхідних затрат споживчої потужності N_k , які взаємопов'язані між собою.

Продуктивність Q_k ГГК може бути визначена за стандартними відомими формулами:

- з врахуванням поперечного перерізу вантажу об'ємною масою ρ_g , який переміщується витками ГГК та значенням зміни діаметра гвинта ΔD , яку визначають за формулою (10) та рис. 2, при цьому $Q_k = 0,25 \left[(D + \Delta D)^2 - d^2 \right] \vartheta \psi_g \rho_g \kappa_3$ (у цьому випадку можна визначити діаметр гвинта);

- за значенням питомого об'єму матеріалу, який приходить на одиницю довжини гвинта, який визначається з врахуванням питомої об'ємної маси матеріалу ρ_2 (кг/м), при цьому $Q_k^* = W_l \vartheta \psi_g \rho_v \phi_z$, де W_l – питомий об'єм матеріалу, який приходить на одиницю довжини шнека, м³/м (у цьому випадку можна визначити крок гвинта за значенням зміни кроку гвинта ΔT , яку визначають за формулою (11)).

При цьому швидкість переміщення вантажу ГГК можна визначити з залежності [2]:

$$\omega - \frac{d\psi}{dt} - \frac{\bar{k}_1 EI}{(\rho_1 + \rho_2)} a^2 = \left(\frac{\pi}{l} \right)^2 \frac{\rho_2}{8\omega(\rho_1 + \rho_2)} \vartheta^2; \quad (15)$$

$$\vartheta = \sqrt{\frac{\omega \left\{ 1 - \pi^2 \rho_2 \left[\frac{d\psi}{dt} (\rho_1 + \rho_2) - a^2 \bar{k}_1 EI \right] 8l^2 \right\}}{\pi^2 \rho_2}}. \quad (16)$$

Тоді:

$$Q_k = 0,25 \left[(D + \Delta D)^2 - d^2 \right] \sqrt{\frac{\omega \left\{ 1 - \pi^2 \rho_2 \left[\frac{d\psi}{dt} (\rho_1 + \rho_2) - a^2 \bar{k}_1 EI \right] 8l^2 \right\}}{\pi^2 \rho_2}} \psi_g \rho_g \kappa_3; \quad (17)$$

$$Q_k^* = W_l \sqrt{\frac{\omega \left\{ 1 - \pi^2 \rho_2 \left[\frac{d\psi}{dt} (\rho_1 + \rho_2) - a^2 \bar{k}_1 EI \right] 8l^2 \right\}}{\pi^2 \rho_2}} \psi_g \rho_v \phi_z. \quad (18)$$

Приймаючи $W_l = \frac{m_g}{\rho_l l} = \frac{V_g \rho_g}{\rho_l l} = \frac{V_g}{l}$, де V_g – об'єм вантажу транспортування (м³), отримаємо

$$Q_k^* = \frac{V_g}{l} \sqrt{\frac{\omega \left\{ 1 - \pi^2 \rho_2 \left[\frac{d\psi}{dt} (\rho_1 + \rho_2) - a^2 \bar{k}_1 EI \right] 8l^2 \right\}}{\pi^2 \rho_2}} \psi_g \rho_v \phi_z. \quad (19)$$

З рівняння (17) визначаємо $D + \Delta D$, тобто:

$$Q_k = 0,25 \left[(D + \Delta D)^2 - d^2 \right] \sqrt{\frac{\omega \left\{ 1 - \pi^2 \rho_2 \left[\frac{d\psi}{dt} (\rho_1 + \rho_2) - a^2 \bar{k}_1 EI \right] 8l^2 \right\}}{\pi^2 \rho_2}} \psi_9 \rho_6 \kappa_3; \quad (20)$$

$$(D + \Delta D)^2 - d^2 = \frac{Q_k}{\frac{0,25}{\pi \rho_2} \sqrt{\omega \left\{ 1 - \pi^2 \rho_2 \left[\frac{d\psi}{dt} (\rho_1 + \rho_2) - a^2 \bar{k}_1 EI \right] 8l^2 \right\}} \psi_9 \rho_6 \kappa_3}; \quad (21)$$

$$(D + \Delta D) = \sqrt{d^2 + \frac{Q_k}{\frac{0,25}{\pi \rho_2} \sqrt{\omega \left\{ 1 - \pi^2 \rho_2 \left[\frac{d\psi}{dt} (\rho_1 + \rho_2) - a^2 \bar{k}_1 EI \right] 8l^2 \right\}} \psi_9 \rho_6 \kappa_3}}. \quad (22)$$

На основі графічного аналізу побудованої залежності згідно з (18) визначаємо числове значення зміни продуктивності ГГК.

Підставляючи значення необхідної заданої продуктивності Q_k^* визначаємо необхідний діаметр гвинта ГГК, за якого буде забезпечуватися задана продуктивність Q_k^* . Умова забезпечення має вигляд: $Q_k \geq Q_k^*$.

Крок гвинта ГГК можна визначити з (18), замінивши V_e через конструктивні розмірні параметри гвинта та кожуха конвеєра.

Перевірку, або підбір необхідного поперечного перерізу, або допустимої поздовжньої осової сили визначають з умов:

$$HB \leq \frac{F_o}{[\sigma_{don}]}; \quad F_o \leq HB [\sigma_{don}]. \quad (23)$$

На другому етапі визначимо кінематичний параметр ГГК з умови міцності конструкції під час кручення секції ГГК, яке виникає за рахунок її обертання з кутовою швидкістю Ω та яка для поперечного перерізу забезпечується за умови (3) з врахуванням викладеного у формулі (4).

Полярний момент опору перерізу W_{px} і W_{py} визначається за формулою

$$W_{px} = \frac{J_x}{R} = \frac{HB^3}{12R}; \quad W_{py} = \frac{J_y}{R} = \frac{HB^3 \xi}{R}. \quad (24)$$

Підставивши значення крутного моменту, який прикладений до витка у площині перпендикулярній до осової лінії витка M_l та згинального моменту M_z , що згинає виток у площині, де вимірюється кривизна K із [3] маємо

$$\tau_{max} = \frac{M_k}{W_p} = \frac{R}{HB^3} \sqrt{(T_k \sin \alpha + P_0 R \cos \alpha)^2 \xi^2 + 12^2 (T_k \cos \alpha - P_0 R \sin \alpha)^2} \leq [\tau_{don}], \quad (25)$$

або

$$\tau_{max} = \frac{D}{2HB^3} \sqrt{(T_k \sin \alpha + 0,5 P_0 D \cos \alpha)^2 \xi^2 + 12^2 (T_k \cos \alpha - 0,5 P_0 D \sin \alpha)^2} \leq [\tau_{don}]. \quad (26)$$

Згідно з формулою (25) побудовано графічну залежність зміни максимальних дотичних напружень як функція $\tau_{max} = f(D; T_k)$, яку наведено на рис. 6. При цьому $P_0 = 750 \text{ Н}$, $H = 20 \text{ мм}$.

На рис. 7. наведено графічну інтерпретацію двомірного перерізу залежності зміни максимальних дотичних напружень як функції $\tau_{max} = f(D; T_k)$ згідно з рис. 6. Графічна залежність (рис. 7) являє собою номограму, за допомогою якої можна вибирати конструктивні параметри секції ГГК з умови забезпечення її міцності конструкції за наявних деформаційних процесів і допустимого значення дотичних напруження на кручення для сталі 3 рівного $[\tau_{don}] = 35 \dots 50 \text{ МПа}$, або $3,5 \cdot 10^7 \dots 5 \cdot 10^7 \text{ Па}$.

Кінематичний параметр ГГК, або кутову швидкість гвинта Ω (частоту обертання гвинта n_z) можна визначити з умови, за якої

$$\tau_{max} = \frac{M_k}{W_p} = \frac{P}{W_p \Omega} = \frac{30P}{\pi n_z W_p} \leq [\tau_{don}], \quad (27)$$

де P – затрати споживчої потужності, які необхідні для виконання процесу, Вт; n_z – частота обертання гвинта ГГК, рад/с.

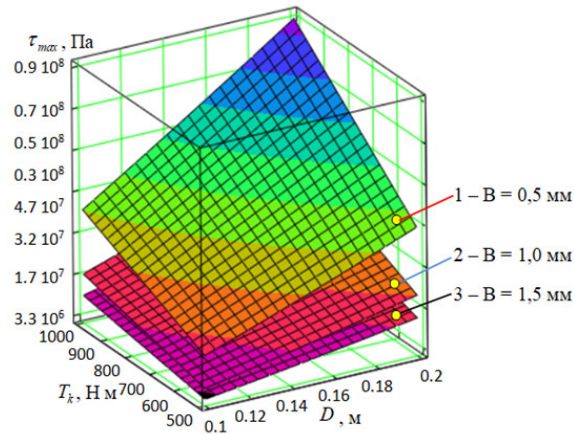


Рисунок 6 – Залежність зміни максимальних дотичних напружень як функція $\tau_{max} = f(D; T_k)$
Джерело: розроблено авторами

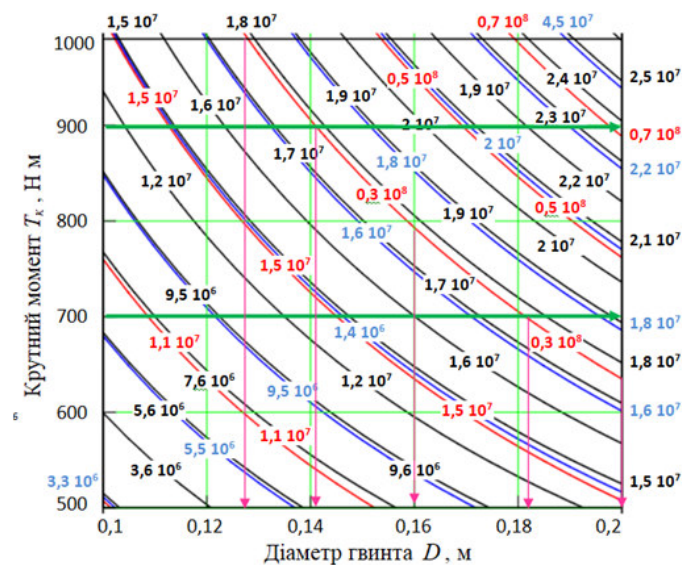


Рисунок 7 – Номограма для визначення діаметра гвинта ГГК залежно від зміни максимальних дотичних напружень як функція $\tau_{max} = f(D; T_k)$: $H = 20$ мм; $P_o = 750$ Н
Джерело: розроблено авторами

При цьому, враховуючи (24) і (27), маємо

$$n_z \geq \frac{30P}{\pi \xi \sqrt{(T_k \sin \alpha + 0.5 P_o D \cos \alpha)^2 \xi^2 + 12^2 (T_k \cos \alpha - 0.5 P_o D \sin \alpha)^2}}. \quad (28)$$

На рис. 8а наведено залежність зміни частоти обертання гвинта ГГК як функція $n_z = f(D; T_k)$, а на рис. 8б – як функція $n_z = f(P)$.

Витрати споживчої потужності P (кВт) розраховують залежно від заданої

продуктивності ГТК за формулою

$$P = Q_k l / 367, \quad (29)$$

де теоретичне значення продуктивності Q_k (т/год) ГТК визначають за формулою (19).

Тоді

$$P = \left(\frac{0,25}{367\pi} [(D + \Delta D)^2 - d^2] \sqrt{\frac{\omega \left\{ 1 - \pi^2 \rho_2 \left[\frac{d\psi}{dt} (\rho_1 + \rho_2) - a^2 \bar{k}_1 EI \right] 8l^2 \right\}}{\rho_2}} \psi_9 \rho_6 \kappa_3 \right) l; \quad (30)$$

$$P^* = \left(\frac{V_6}{367\pi l} \sqrt{\frac{\omega \left\{ 1 - \pi^2 \rho_2 \left[\frac{d\psi}{dt} (\rho_1 + \rho_2) - a^2 \bar{k}_1 EI \right] 8l^2 \right\}}{\rho_2}} \psi_9 \rho_v \phi_z \right) l. \quad (31)$$

Відповідно, теоретичне значення частоти обертання гвинта ГТК, за якої буде забезпечуватися необхідна продуктивність гвинта можна визначати із залежностей

$$n_z \geq \frac{30 \left(\frac{0,25}{367\pi} [(D + \Delta D)^2 - d^2] \sqrt{\frac{\omega \left\{ 1 - \pi^2 \rho_2 \left[\frac{d\psi}{dt} (\rho_1 + \rho_2) - a^2 \bar{k}_1 EI \right] 8l^2 \right\}}{\rho_2}} \psi_9 \rho_6 \kappa_3 \right) l}{\pi \xi \sqrt{(T_k \sin \alpha + 0,5 P_0 D \cos \alpha)^2 \xi^2 + 12^2 (T_k \cos \alpha - 0,5 P_0 D \sin \alpha)^2}}; \quad (32)$$

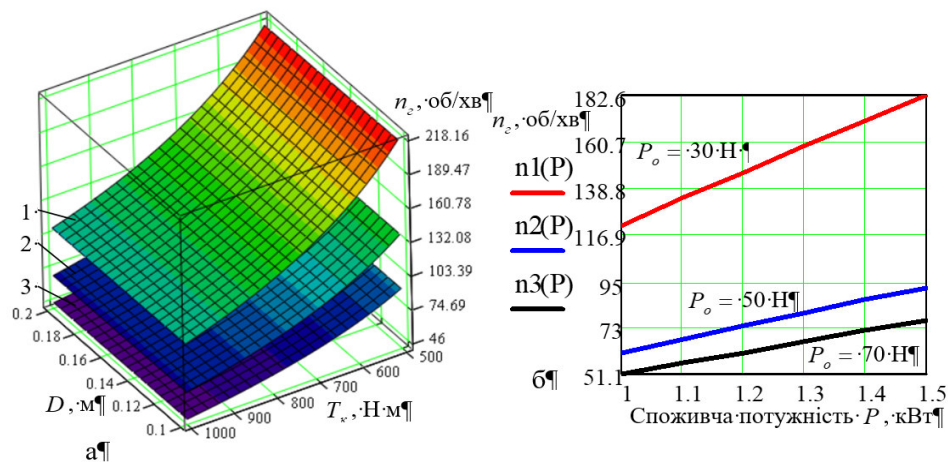


Рисунок 8 - Залежність зміни частоти обертання гвинта ГТК як функція:

а – $n_z = f(D; T_k)$, 1, 2, 3 – відповідно, $P = 1,0; 1,2; 1,5$ кВт; $P_0 = 50$ Н; б – $n_z = f(P)$, $D = 0,15$ м
Джерело: розроблено авторами

$$n_z^* \geq \frac{30 \left(\frac{V_6}{367\pi l} \sqrt{\frac{\omega \left\{ 1 - \pi^2 \rho_2 \left[\frac{d\psi}{dt} (\rho_1 + \rho_2) - a^2 \bar{k}_1 EI \right] 8l^2 \right\}}{\rho_2}} \psi_9 \rho_v \phi_z \right) l}{\pi \xi \sqrt{(T_k \sin \alpha + 0,5 P_0 D \cos \alpha)^2 \xi^2 + 12^2 (T_k \cos \alpha - 0,5 P_0 D \sin \alpha)^2}}. \quad (33)$$

Висновки. Встановлено, що діаметр гвинта D ГГК за постійного значення кроку гвинта $T = 50$ мм з умови міцності конструкції за наявних деформаційних процесів значення максимального дотичного напруження $\tau_{\max}$ на розтяг для сталі 3 не повинні перевищувати допустимі дотичні напруження, або $\tau_{\max} < [\tau_{\text{дон}}] < (3,5 \cdot 10^7 \dots 5 \cdot 10^7)$ Па.

Для крутного моменту $T_k = 700$ Н м (рис. 6, рис. 7) максимальні дотичні напруження $\tau_{\max}$ за зміни діаметра гвинта ГГК в межах $0,1 \leq D \leq 0,2$ м змінюються в діапазоні від $3,3 \cdot 10^6$ до $1,8 \cdot 10^7$ Па, що не перевищує допустимих дотичних напружень $[\tau_{\text{дон}}]$ за зміни товщини витка в межах $B = 1,0 \dots 1,5$ мм. Тобто за значення $T_k = 700$ Н м, $D \leq 0,1$ та товщини витка $B \leq 1,0$ мм діаметр гвинта має бути $D \geq 0,1$ м. За товщини витка $B = 0,5$ мм та крутного моменту $T_k = 700$ Н м максимальні дотичні напруження $\tau_{\max}$ за зміни діаметра гвинта ГГК $D \geq 0,18$ м перевищують допустимі дотичні напруження $[\tau_{\text{дон}}]$, тобто в цьому випадку діаметр гвинта повинен бути менше за $0,18$ м, або $D < 0,18$ м.

Проаналізувавши умови міцності конструкції секції ГГК, раціональні конструктивно-кінематичні параметри гвинта, за яких дотримується умова забезпечення допустимих напружень та заданої продуктивності ГГК будуть такими: діаметр гвинта в межах $0,15 \dots 0,2$ м; крок гвинта в межах $0,5 \dots 0,6$ м; частота обертання гвинта в межах $100 \dots 200$ об/хв.

Список літератури

1. Гевко І. Б., Лещук Р. Я., Гудь В. З. та ін. *Гнучкі гвинтові конвеєри: проєктування, технологія виготовлення, експериментальні дослідження*. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. 207 с.
2. Гудь В. З. *Механіко-технологічні основи розробки багатofункціональних секційних шнеків для зернового матеріалу*: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.11. Тернопіль, 2021. 410 с.
3. Lyashuk O. L. et al. *Mathematical model of bending vibrations of a horizontal feeder-mixer along the flow of grain mixture*. INMATEH: Agricultural Engineering. 2018. 55(2). P. 35–45.
4. Hevko R. B. et al. *Investigation of a transfer branch of a flexible screw conveyor*. INMATEH: Agricultural Engineering. 2016. 48(1). P. 29–34.
5. Lyashuk O. et al. *The study on nonlinear model of dynamics of a system "extruder elastic auger working body"*. Acta Technologica Agriculturae. 2016. 4. P. 102–107.
6. Рогатинський Р. М. *Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів з сировиною сільськогосподарського виробництва*: дис. ... докт. техн. наук: 05.20.01, 05.05.05. Київ, 1997. 502 с.
7. Hevko R. B. et al. *Investigation of the radius of bending for flexible screw sectional conveyers*. INMATEH: Agricultural Engineering. 2016. 48(1). P. 35–43.
8. Hevko R. B. et al. *Determination of the parameters of transporting and mixing feed mixtures along the curvilinear paths of tubular conveyers*. INMATEH: Agricultural Engineering. 2018. 55(2). P. 97–104.
9. Лещук Р. Я. *Обґрунтування конструктивно-силових параметрів секційних робочих органів гвинтових перевантажувальних механізмів*: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02. Львів, 2004. 166 с.
10. Roberts A. W. *The influence of granular vortex motion on the volumetric performance of enclosed screw conveyors*. Powder Technology. 1999. 104(1). P. 56–67.
11. Roberts A. W. *Bulk solids: Optimizing screw conveyors*. Chemical Engineering. 2015. 122(2). P. 62–67.
12. Lutsiv I. V. et al. *Investigation of dynamical impact loads in screw conveyor drives with safety clutches*. INMATEH: Agricultural Engineering. 2017. 51(1). P. 69–77.
13. Lyashuk O. et al. *Analysis of resonance oscillations of extruder elastic screw conveyor*. International Journal of Engineering Research in Africa. 2019. 43. P. 49–58.
14. Rohatynskyi R. M. et al. *The research of the torsional vibrations of the screw in terms of impulsive force impacts*. Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. 2015. 149(5). P. 64–68.
15. Hevko B. M. et al. *Improvement of machine safety devices*. Acta Polytechnica. Journal of Advanced Engineering. 2018. 58(1). P. 17–25.
16. Hevko R. B. et al. *Development of a pneumatic screw conveyor design and substantiation of its parameters*. INMATEH: Agricultural Engineering. 2018. 54(1). P. 153–160.
17. Rachok V. *Influence of working elements of various configurations on the process of yeast dough kneading*. Ukrainian Food Journal. 2018. 7(1). P. 119–134.
18. Li H., Liu W. F. *The experimental research of screw conveyor feeding system*. New Trends in Mechanical Engineering and Materials. Applied Mechanics and Materials. 2013. 251. P. 101–103.
19. Roberts W. *Bulk solids: Optimizing screw conveyors*. Chemical Engineering. 2015. 122(2). P. 62–67.
20. Sun X. X., Meng W. J., Yuan Y. *Design method of a vertical screw conveyor based on Taylor–Couette–Poiseuille stable helical vortex*. Advances in Mechanical Engineering. 2017. 9(7). DOI: 10.1177/1687814017714984.

21. Tian Y. et al. *Research on the principle of a new flexible screw conveyor and its power consumption*. Applied Sciences. 2018. 8(7). DOI: <https://doi.org/10.3390/app8071038>.
22. Lyashuk O., Sokil M., Vovk Y., Tson A., Gupka A., Marunych O. *Torsional oscillations of an auger multifunctional conveyor's screw working body with consideration of the dynamics of a processed medium continuous flow*. Ukrainian Food Journal. 2018. 7(3). P. 499–510.

References

1. Hevko, I. B., Leshchuk, R. Ya., Hud, V. Z., et al. (2019). Flexible screw conveyors: Design, manufacturing technology, experimental research (207 p.). Ternopil: FOP Palanytsia V. A. [in Ukrainian].
2. Hud, V. Z. (2021). Mechanical-technological principles of developing multifunctional sectional screws for grain material (Doctoral dissertation, 410 p.). Ternopil. [in Ukrainian].
3. Lyashuk, O. L., et al. (2018). Mathematical model of bending vibrations of a horizontal feeder-mixer along the grain mixture flow. *INMATEH: Agricultural Engineering*, 55(2), 35–45.
4. Hevko, R. B., et al. (2016). Investigation of a transfer branch of a flexible screw conveyor. *INMATEH: Agricultural Engineering*, 48(1), 29–34.
5. Lyashuk, O., et al. (2016). Study of a nonlinear model of dynamics of the “extruder–elastic auger working body” system. *Acta Technologica Agriculturae*, 4, 102–107.
6. Rohatynskiy, R. M. (1997). *Mechanical-technological foundations of interaction between screw working bodies and agricultural raw material* (Doctoral dissertation, 502 p.). Kyiv. [in Ukrainian].
7. Hevko, Iv. B., et al. (2016). Investigation of bending radius for flexible screw sectional conveyors. *INMATEH: Agricultural Engineering*, 48(1), 35–43.
8. Hevko, R. B., et al. (2018). Determination of transporting and mixing parameters of feed mixtures along curvilinear tubular conveyor paths. *INMATEH: Agricultural Engineering*, 55(2), 97–104.
9. Leshchuk, R. Ya. (2004). *Substantiation of structural-force parameters of sectional screw working organs of overload mechanisms* (PhD dissertation, 166 p.). Lviv. [in Ukrainian].
10. Roberts, A. W. (1999). Influence of granular vortex motion on volumetric performance of enclosed screw conveyors. *Powder Technology*, 104(1), 56–67.
11. Roberts, A. W. (2015). Bulk solids: Optimizing screw conveyors. *Chemical Engineering*, 122(2), 62–67.
12. Lutsiv, I. V., et al. (2017). Investigation of dynamic impact loads in screw conveyor drives with safety clutches. *INMATEH: Agricultural Engineering*, 51(1), 69–77.
13. Lyashuk, O., et al. (2019). Analysis of resonance oscillations of extruder elastic screw conveyors. *International Journal of Engineering Research in Africa*, 43, 49–58.
14. Rohatynskiy, R. M., et al. (2015). Research of torsional screw vibrations under impulsive force load. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 149(5), 64–68.
15. Hevko, B. M., et al. (2018). Improvement of machine safety devices. *Acta Polytechnica. Journal of Advanced Engineering*, 58(1), 17–25.
16. Hevko, R. B., et al. (2018). Development and substantiation of a pneumatic screw conveyor design. *INMATEH: Agricultural Engineering*, 54(1), 153–160.
17. Rachok, V. (2018). Influence of working bodies of different configurations on yeast dough kneading. *Ukrainian Food Journal*, 7(1), 119–134.
18. Li, H., & Liu, W. F. (2013). Experimental research of screw conveyor feeding system. *New Trends in Mechanical Engineering and Materials. Applied Mechanics and Materials*, 251, 101–103.
19. Roberts, W. (2015). Bulk solids: Optimizing screw conveyors. *Chemical Engineering*, 122(2), 62–67.
20. Sun, X. X., Meng, W. J., & Yuan, Y. (2017). Design method of a vertical screw conveyor based on Taylor–Couette–Poiseuille helical vortex stability. *Advances in Mechanical Engineering*, 9(7). doi.org/10.1177/1687814017714984.
21. Tian, Y., et al. (2018). Research on operating principles and energy consumption of a new flexible screw conveyor. *Applied Sciences*, 8(7). <https://doi.org/10.3390/app8071038>.
22. Lyashuk, O., Sokil, M., Vovk, Y., Tson, A., Gupka, A., Marunych, O. (2018). Torsional oscillations of a multifunctional auger conveyor screw considering continuous granular medium flow. *Ukrainian Food Journal*, 7(3), 499–510.

Oleg Lyashuk, Prof., DSc., **Viktor Gud**, Assoc. Prof., DSc., **Andrii Dyachun**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Sergii Pankiv**
 Ternopil Ivan Pulu National Technical University, Ternopil, Ukraine

Substitution of Technological and Constructive-Kinematic Parameters of a Flexible Screw Conveyor

The article justifies the technological and calculated structural and kinematic parameters of a flexible screw conveyor (FSC) based on the condition of its structural strength. A new design of the FSC section with expanded technological capabilities is proposed, which ensures a reduction in the radius of curvature of the material transportation trajectory, as well as an increase in their efficiency compared to the known ones, a reduction in energy consumption and an increase in the lifting height of bulk materials transportation.

The main attention is paid to the choice of the design option of the screw working body (SW), which will depend on the nature of the transport and technological process, which regulates the types of loads on the main structural element of the SWC - the screw, or on the design features of the spiral and the SWC casing.

flexible screw conveyor, process, amplitude, productivity, power, power parameters, screw, bulk material, casing

Одержано (Received) 21.11.2025

Прорецензовано (Reviewed) 25.11.2025

Прийнято до друку (Approved) 12.12.2025