

УДК 621.867

Ів. Гевко, канд. техн. наук; І. Новосад

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ І СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ СЕКЦІЙНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

Наведено обґрунтування конструктивних і силових параметрів секцій гнучких гвинтових конвеєрів. Розроблено методику проектування СГГК з визначенням конструктивних параметрів окремих елементів. Розроблено прикладну програму розрахунку секцій гнучкого гвинтового конвеєра з використанням ПЕОМ.

Іv. Gevco, I. Novosad

GROUND OF STRUCTURAL AND POWER PARAMETERS OF SECTIONAL ELEMENTS OF FLEXIBLE SCREWS CONVEYER

The ground of structural and power parameters of sections of flexible screws conveyer is resulted. Developed method of design SFSC from the detecting structural parameters of separate elements with the use of SFSC. Design computer program for calculate section of flexible screw conveyer.

Умовні позначення

- α – кут підйому гвинтової лінії;
- E, G – пружні сталі матеріалу шнекового полотна;
- J_p, J_r – відповідно, осьовий та полярний моменти інерції січення шнекового полотна;
- $\Delta\Omega_1$ – зміна кручення гвинтової поверхні шнека;
- $\Delta\Omega_2$ – зміна кривини гвинтової поверхні шнека;
- l_c – довжина середньої лінії витка шнека на довжині ланки;
- T – крутний момент;
- P – осьова сила;
- R_0 – радіус серединної поверхні спіралі шнека;
- J_{pc} – полярний момент інерції стержня;
- R – радіус кола, яке проходить через центри січення стержнів, у місці прикріплення їх до ступиць;
- M_1, M_2 – відповідно згинний момент гвинтової поверхні шнека і момент кривини гвинтової поверхні шнека

Основними робочими і завантажувально-розвантажувальними органами більшості дорожніх, сільськогосподарських машин, переробної і харчової промисловості є гвинтові механізми (ГМ).

Завдяки простоті конструкції, зручності в експлуатації і значній надійності і герметичності вони отримали широке використання в народному господарстві.

Питанням технології виготовлення гвинтових робочих органів присвячені роботи багатьох авторів [1, 2, 3], однак цілий ряд питань потребують вирішення. Залишаються актуальними подальші теоретичні та експериментальні дослідження, спрямовані на встановлення оптимальних режимів ГМ та мінімізацію енерговитрат на транспортування вантажів. Розвиток сучасних комп'ютерних технологій дозволяє провести ці дослідження на якісно вищому рівні, порівняно з класичними методами постановки експерименту.

Тому метою даної роботи є розробка методики проектування секцій гнучкого гвинтового конвеєра з використанням ПЕОМ. [4].

Робота виконується в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки "Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі на 2003-2007 роки".

Для транспортування сипких і в'язких матеріалів нами запропонована конструкція секційного гвинтового конвеєра, операційний ескіз секції якого зображено на рис. 1.

Значний інтерес становить вибір оптимальних параметрів секції гнучкого шнекового конвеєра з огляду на зусилля та деформації останніх під дією крутного моменту, який передається ним.

Розглянемо процес деформації однієї ланки шнекового конвеєра.

Секція (рис. 1) складається із двох ступиць 1, з'єднаних витком гвинтової шнекової поверхні 2 та підсилює декількома стержнями 3 для забезпечення жорсткості та міцності ланки. Внаслідок лінійності малих деформацій ланки можна уявно розділити її на 2 частини - ланку лише із наявним витком шнека 2 (рис. 2) і ланку лише із стержнями 3, прикріпленими до ступиць (рис. 3). Дослідимо деформації та зусилля, які виникають у кожній із виділених частин ланки, вважаючи, що кути повороту крайніх січень в обох випадках однакові. Малі деформації витка шнека можна розглядати у межах теорії гнучких стержнів, яка подана в [1].

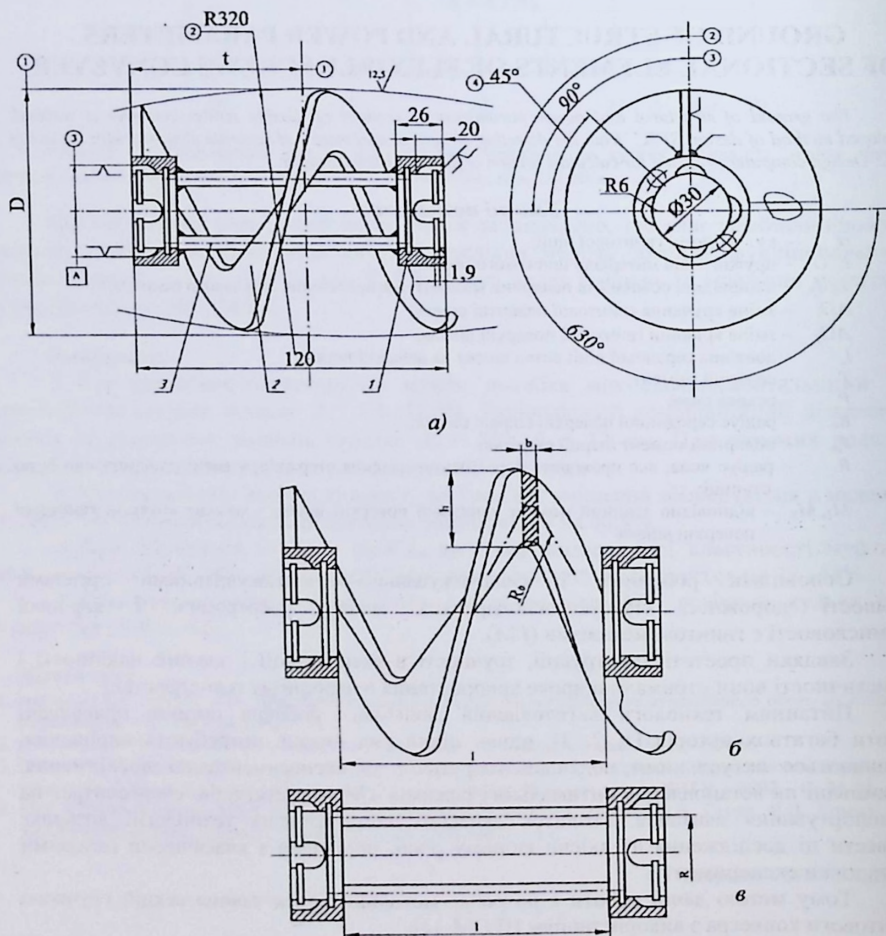


Рисунок 1 – Секції гнучкого гвинтового конвеєра - а); ланка секції з витком шнека - б); ланка секції зі стержнем - в).

Кутова деформація (поворот) протилежних січень визначається за формулою:

$$\Delta\psi = \Delta\Omega_1 \sin \alpha + \frac{\Delta\Omega_3}{2 \cos \alpha}, \quad (1)$$

$$\Delta\Omega_1 = \frac{M_1 l_e}{GJ_p}; \quad \Delta\Omega_3 = \frac{M_3 l_e}{EJ_x}; \quad l_e = \frac{l}{\sin \alpha}.$$

Силкові величини у попередніх залежностях визначаються із системи

$$\begin{aligned} M_1 &= PR_0 \cos \alpha + T \sin \alpha; \\ M_3 &= T \cos \alpha - PR_0 \sin \alpha. \end{aligned} \quad (2)$$

Внаслідок достатньої поздовжньої жорсткості ланки її поздовжньою деформацією ΔH_0 можна знехтувати, а тому, згідно з [1] можна записати

$$\Delta H_0 = R_0 \cos \alpha (\Delta\Omega_1 - \Delta\Omega_3 \tan \alpha) = 0. \quad (3)$$

Із (3) випливає

$$\Delta\Omega_1 = \Delta\Omega_3 \tan \alpha. \quad (4)$$

Підставимо величини із (2) в (1) і (4) та отримаємо після перетворень кут повороту протилежних січень (кутову деформацію шнека)

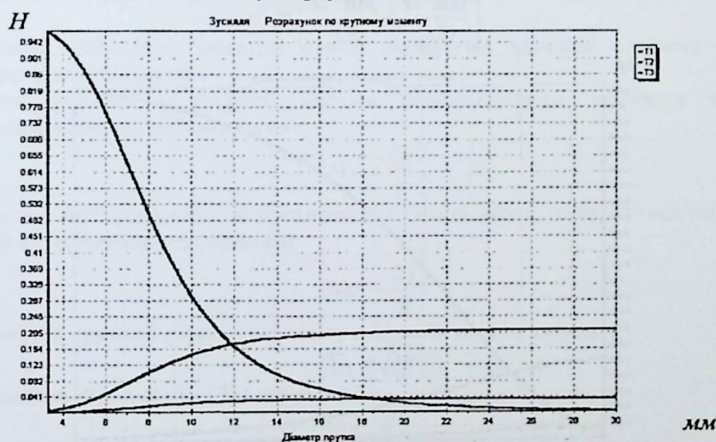


Рисунок 3 – Залежність зусилля від діаметра прутка.

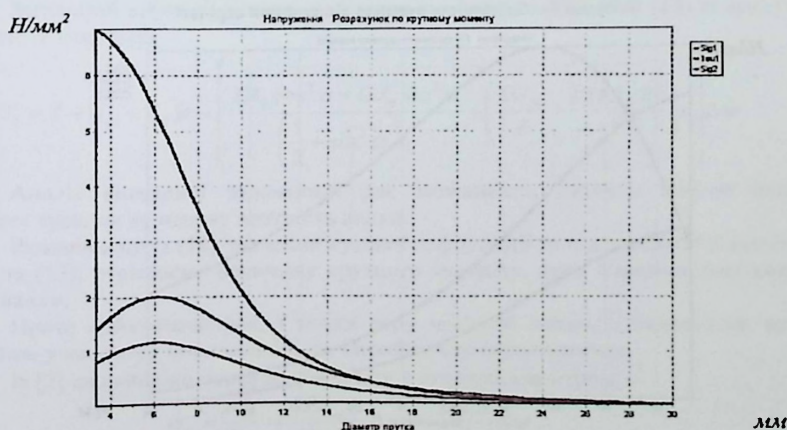


Рисунок 4 – Залежність напруження від діаметра прутка.

$$\Delta\psi = \frac{T \left(\frac{1}{2} + \sin^2 \alpha \right) l_c}{EJ_x \cos^2 \alpha + GJ_p \sin^2 \alpha}, \quad (5)$$

$$J_{pc} = \frac{\pi d^4}{32};$$

крутний момент

$$T = \frac{EJ_x \cos^2 \alpha + GJ_p \sin^2 \alpha}{\left(\frac{1}{2} + \sin^2 \alpha \right) l_c} \Delta\psi \quad (6)$$

та осьове зусилля, яке виникає внаслідок постійної довжини ланки і спричиняє стиск стержнів

$$P = \frac{T \sin \alpha \cos \alpha \left(\frac{1}{EJ_x} - \frac{1}{GJ_p} \right)}{\left(\frac{\cos^2 \alpha}{GJ_p} + \frac{\sin^2 \alpha}{EJ_x} \right) R_0}. \quad (7)$$

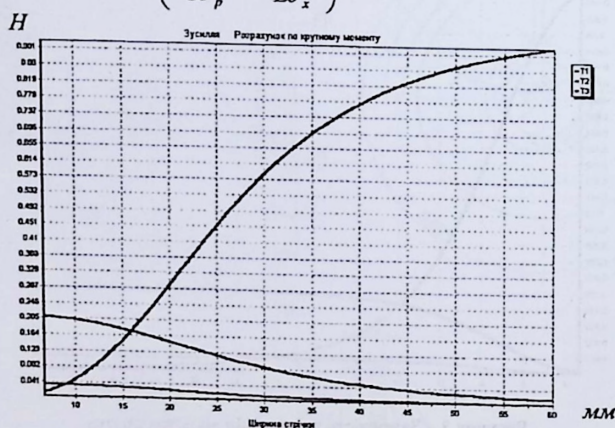


Рисунок 5 – Залежність зусилля від ширини стрічки.

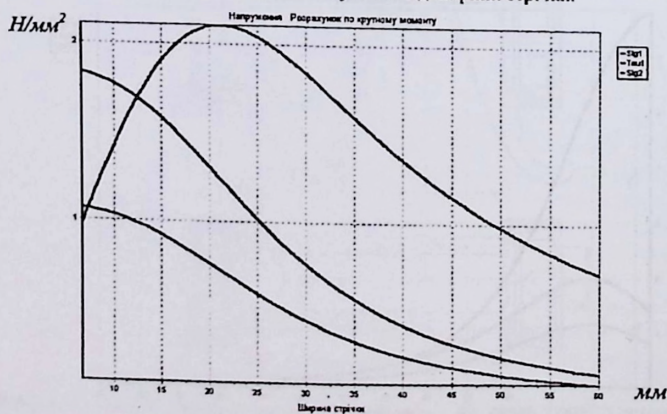


Рисунок 6 – Залежність напруження від ширини стрічки.

Подібним чином проведемо аналіз деформацій та зусиль, які виникають у ланці, що має лише стержні.

Кожен із стержнів зазнає двох видів деформації - згину та кручення. Відповідно необхідно визначити зусилля в обох випадках.

При крученні кожен стержень деформується на певний кут $\Delta\psi$, той самий, на який повертається січення.

Із [2] визначаємо через відомий кут повороту січення $\Delta\psi$ крутний момент, який діє на кожен стержень,

$$T_{c1} = \frac{GJ_{pc}}{l} \Delta\psi. \quad (8)$$

Згин стержня описується дещо складніше. Його можна розглядати як зашпільнену з обох кінців балку, в якій один із кінців зміщений на певну відстань. Із аналізу літературних джерел [2] таку задачу можна звести до задачі деформації консолі половинної довжини за допомогою зосередженої сили Q

$$y = \frac{Q(l/2)^3}{3EJ_{xc}} = \frac{Ql^3}{24EJ_{xc}}. \quad (9)$$

Очевидно, внаслідок симетрії уявно відкинutoї частини стержня повний прогин стержня вдвічі більший.

Згинний момент у стержні набуває максимального значення у місці зашпільнення і визначається за формулою

$$M_c = \frac{Ql}{2}. \quad (10)$$

Внаслідок прогину стержня протилежні ступиці ланки повернуться на той же кут $\Delta\psi$, який визначиться із залежності

$$\Delta\psi = \frac{2y}{R}. \quad (11)$$

Відповідно крутний момент від згину стержнів можна записати

$$T_{c2} = QR. \quad (12)$$

Підставимо (9) .. (11) у (12) і отримаємо

$$T_{c2} = \frac{12EJ_{xc}R^2}{l^3} \Delta\psi. \quad (13)$$

Загальний крутний момент дорівнює сумі виразів (6), (8) і (13) із врахуванням наявності n стержнів

$$T_{\Sigma} = T + (T_{c1} + T_{c2})n = \left[\frac{EJ_x \cos^2 \alpha + GJ_p \sin^2 \alpha}{\left(\frac{1}{2} + \sin^2 \alpha \right) l_c} + \left(\frac{GJ_{pc}}{l} + \frac{12EJ_{xc}R^2}{l^3} \right) n \right] \Delta\psi \quad (14)$$

Аналіз виведеної залежності дає можливість оцінити внесок кожної із складових зусилля на несучу здатність ланки.

Визначивши із (14) значення кутової деформації та підставивши її відповідно у (6), (8) та (13), отримаємо величину крутного моменту, який сприймається кожною із частин ланки.

Проте найважливішим, з точки зору міцності ланки, є визначення величини напружень у кожному із елементів, що сприймають навантаження.

Із [2] визначимо напруження згину у стержні діаметром d

$$\sigma_c = \frac{M_c}{W_{xc}} = \frac{6EJ_{xc}R}{W_{xc}l^2} \Delta\psi = \frac{3EdR}{l^2} \Delta\psi. \quad (15)$$

Напруження кручення у стержні

$$\tau_c = \frac{T_{c1}}{W_{pc}} = \frac{GJ_{pc}}{W_{pc} l} \Delta\psi = \frac{Gd}{2l} \Delta\psi. \quad (16)$$

Із [1] визначаємо напруження згину полотна шнека

$$\sigma_3 = \frac{M_3}{W_3} = \frac{Eh^2 \cos^2 \alpha + G(b^2 + h^2) \sin^2 \alpha}{(2 \sin^2 \alpha + 1) h} \sin \alpha \cos \alpha \Delta\psi \leq [\sigma]. \quad (17)$$

Оцінку міцності стержня можна здійснити за третьою теорією міцності [2]

$$\sigma = \sqrt{\sigma_c^2 + 4\tau_c^2} \leq [\sigma_c].$$

На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Наведено методику силового і конструктивного обґрунтування секцій гнучкого гвинтового конвеєра з виведенням аналітичних залежностей із використанням ПЕОМ. Розроблено прикладну програму розрахунку секцій гнучкого гвинтового механізму різного конструктивного виконання.
2. Виведено аналітичні залежності для визначення конструктивних параметрів складових елементів секцій. Дано практичні рекомендації виробництву щодо їх проєктування і обґрунтування конструктивних і силових параметрів, а сама конструкція захищена деклараційним патентом України на винахід.

Література

1. Светлицкий В.А. Механика стержней: Учеб. для вузов. В 2-х ч. Ч.1. Статика. – М.: Высшая школа, 1987. – 320 с.
2. Посацкий С.Л. Опір матеріалів. – Львів: Вид. Льв. ун-ту, 1973.
3. Лещук Р.Я. Обґрунтування силових і конструктивних параметрів секцій робочих органів гвинтових механізмів. – Львів, 2003. – 19 с.
4. Деклараційний патент №7812 Україна. Гнучкий гвинтовий робочий орган соковитискача. Гевко І.Б., Новосад І.Я. та інші. Бюл. №7, 2004.

Одержано 18.02.2007 р.

УДК 621.86

І.Брошчак, канд.техн.наук; Іг.Гевко, канд.техн.наук

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

ТИПІЗАЦІЯ СПЕЦІАЛЬНИХ ОТВОРІВ У ДЕТАЛЯХ МАШИН І ОСОБЛИВОСТІ ЇХ ОБРОБЛЕННЯ

Наведено характеристику і способи оброблення типових отворів, які широко використовуються в машинобудуванні і на їх основі складено класифікацію. Наведено аналітичні залежності для визначення режимів їх обробки, норм часу і потужностей різними ріжучими інструментами.

I.Brashchak, Ig.Gevko

TYPIFICATION OF SPECIAL APERTURES IN MACHINES DETAILS AND FEATURES OF PROCESSING

The characteristic and ways of typical apertures processing which are widely used in mechanical engineering and classification are brought. Also there are analytical dependences for definition of processing modes, times and powers norms for different cutting tools.