

УДК. 539.374

Н.Хомик

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

## ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПРУТКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА

*У статті розглянуто спосіб визначення продуктивності пруткового транспортера буряко- і гичкозбиральних машин, описана принципова схема стенда для лабораторних випробувань і запропоновано методику розрахунку конструктивних елементів аналогових пруткових транспортерів.*

### Умовні позначення

$T$	крок скребків;
$V$	швидкість полотна;
$B$	ширина транспортера;
$P$	питоме завантаження скребка;
$d_k$	середній діаметр коренеплоду;
$V$	швидкість сходу коренеплоду з очисника;
$f$	коефіцієнт тертя коренеплоду по матеріалу скребка;
$E$	модуль пружності;
$G$	модуль зсуву;
$I$	осьовий момент інерції площини перерізу балки;
$I_{ic}$	полярний момент інерції площини перерізу балки;
$F$	площа поперечного перерізу балки;
$M$	згинальний момент;
$K$	крутний момент;
$N$	розтягуюча (стискуюча) сила;
$k$	коефіцієнт форми поперечного перерізу балки.

Процес збирання цукрових буряків об'єднує комплекс технологічних і виробничих операцій з зрізування, очищення, збирання, вкладання, навантаження і транспортування коренеплодів і гички. Технологічна надійність і ефективність бурякозбиральної техніки впливає на основні агротехнічні характеристики врожаю, тому необхідним є підвищення надійності всього процесу збирання за рахунок зниження питомої метало- та енергомісткості конструкцій, зниження динамічного і вібраційного навантаження вузлів і деталей, забезпечення необхідного ресурсу роботи конструкцій.

Для транспортування буряків і гички всередині корене- і гичкозбиральних машин (КС-6Б, БМ-6 та ін.), для завантаження у бункер, на транспортний засіб кореневантажувачами як робочий орган використовують поздовжні та вивантажувальні пруткові транспортери.

Несуча частина транспортерів - зварна рамна конструкція з елементів закритого профілю прямокутного та круглого поперечних перетинів. Полотно пруткового транспортера складається з набору прутків, з'єднаних у неперервний ланцюг з допомогою гачкоподібних зачепів на кінцях (рис. 1а), прикріплених до прогумованих стрічок (рис. 1б) або втулково-роликів ланцюгів (рис. 1в). На прутках похилих транспортерів для підтримання транспортованої маси встановлені з певним кроком пальчасті скребки, з різьбовим або зварним кріплення, полотно огинають ведучі і ведені зірочки або шківів і підтримуючі ролики.

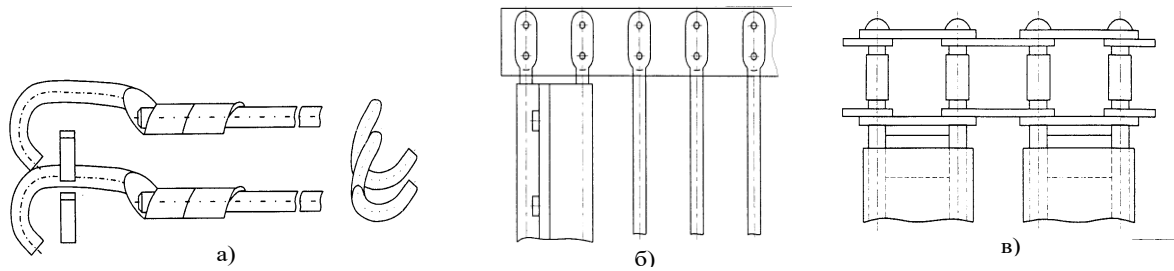


Рис.1. Способи закріплення прутків.

Форму і параметри пруткового транспортера вибирають залежно від компоновної схеми агрегату і необхідної продуктивності [2].

Продуктивність горизонтального пруткового транспортера визначається залежністю [2]:

$$Q = (P \cdot B \cdot V) / T.$$

Крок скребків приймають приблизно рівним 1,5 довжини коренеплоду (0,35м), швидкість полотна обмежується вимогами міцності і довговічності самого полотна, а також зростаючою імовірністю пошкоджень, тому приймають для транспортерів коренів  $V=1-1,5$  м/с, для транспортерів гички  $V=1,5-2$  м/с [2]. Питоме завантаження скребка залежить від швидкості полотна, висоти скребка  $h$  і кута нахилу транспортера  $\alpha$ , тому визначають його експериментально.

Для розрахунку продуктивності нахилених і вивантажувальних транспортерів можна користуватися такими емпіричними залежностями [2]:

- для великих коренеплодів

$$Q_B = \frac{B \cdot V}{T} (45,3 - 6,9V - 115h - 35\alpha + 192,7h \cdot \alpha);$$

- для середніх коренеплодів

$$Q_B = \frac{B \cdot V}{T} (45,3 - 6,9V - 115h - 35\alpha + 192,7h \cdot \alpha).$$

Збільшення пропускної здатності транспортера можна досягнути збільшенням висоти скребка і зменшенням кроку, але не меншим від максимальної довжини коренеплоду, оскільки при ущільненні кроку скребків продуктивність знижується і зростають пошкодження транспортованої маси. Максимальна пропускна здатність транспортера досягається при рівності пропускних здатностей на вході і виході транспортера [2].

Враховуючи, що коренеплоди на транспортер подаються з очисника певним встановленим потоком, пропускна здатність транспортера [2]:

$$Q = 3600 \cdot B \cdot V \cdot d_k \cdot \gamma \cdot \left( 1 - \frac{f \cdot d_k}{T \cdot \sin \alpha \sqrt{1 + f^2}} \right).$$

Реальна продуктивність на підставі експериментальних даних становить 0,6-0,8 від номінальної залежно від умов роботи [2].

Крім мобільних бурякозбиральних комплексів, широко застосовуються гичкозбиральні машини, які можна агрегувати з тракторами різної потужності. Однією з основних частин гичкозбиральної машини є похилий прутковий транспортер, конструктивно подібний до поздовжніх і вивантажувальних транспортерів бурякозбиральних комбайнів.

Для випробування транспортера гичкозбиральної машини БМ-6 виготовлено стенд (рис.2). Схема стенда подана на рис. 3. Транспортер випробовувався в умовах наближених до реальних умов експлуатації машин БМ-6. Привід полотна здійснювався від електродвигуна потужністю 4 кВт з частотою обертання 4000 об/хв, навантаження на полотно створювалося через важільну систему. Для прискорення випробувань у часі

лінійну швидкість полотна прийняли більшою у два рази від експлуатаційної. Величина навантаження на полотно в умовах польової експлуатації обумовлена вагою наявної на ньому одночасної середньостатистичної кількості гички, приблизно 100-150 Н, для стендових випробувань прийняті жорсткіші умови: випробовувалося полотно під навантаженням 300 і 500 Н. У результаті випробування визначено найслабші місця у конструкції транспортера гичкозбиральної машини – це різьбові з'єднання скребків і зварні з'єднання елементів рами транспортера, зокрема, відлетіла з'єднувальна труба транспортера, обірвалися підтримуючі ролики полотна.

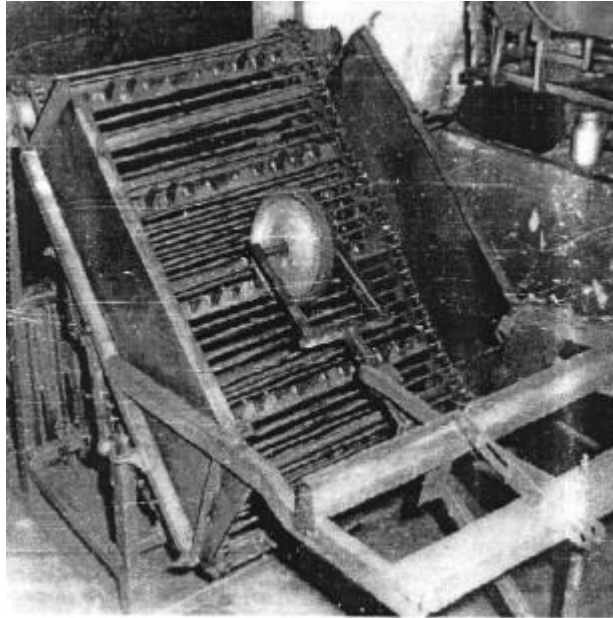


Рис.2. Стенд для випробувань.

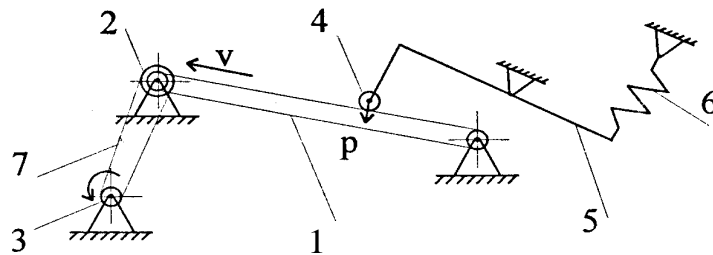


Рис.3. Схема стенду для випробувань:

- 1 – полотно транспортера,
- 2 – ведена зірочка ланцюгової передачі,
- 3 – ведуча зірочка ланцюгової передачі,
- 4 – колесо,
- 5 – важіль,
- 6 – пружина,
- 7 – ланцюгова передача приводу.

Враховуючи високу вартість випробувань, необхідним при конструюванні сільськогосподарських машин є пошук досконалих і ефективних інженерних методів розрахунку на міцність основних несучих складових частин машини чи окремих елементів конструкцій.

Застосуємо для розрахунку елементів пруткових транспортерів методику, розроблену на основі методу мінімуму потенціальної енергії з урахуванням особливостей конструкції, тобто впливу на напружено-деформований стан елементу

конструкції різного виду деформацій, а саме згину, стиску, кручення.

Основний вираз потенціальної енергії деформації при розкритті статичної невизначеності будь-яких стержневих систем [1]:

$$U = U_M + U_K + U_Q + U_N.$$

де  $U_M = \Sigma \int \frac{1}{2EI} M^2 ds$  - потенціальна енергія деформації згину елементів ;

$$U_K = \Sigma \int \frac{1}{2GI_{ic}} K^2 ds - \text{потенціальна енергія кручення елементів};$$

$$U_Q = \Sigma \int \frac{1}{2kIF} Q^2 ds - \text{потенціальна енергія деформації зсуву елементів};$$

$$U_N = \Sigma \int \frac{1}{2EF} N^2 ds - \text{потенціальна енергія деформації розтягу (стиску)};$$

За допомогою рівнянь статики з виразу потенціальної енергії виключимо можливу кількість невідомих, і потенціальну енергію деформації запишемо як функцію статично невизначених силових факторів  $M_i, K_i, Q_i, N_i$  [1]:

$$U = U(M_i, K_i, Q_i, N_i).$$

У даному випадку задача зводиться до дослідження функції на звичайний екстремум [1]. Якщо з виразу потенціальної енергії не виключати окремих невідомих, то у такому випадку функція потенціальної енергії досліджується на умовний екстремум.

Систему лінійних алгебраїчних рівнянь одержуємо з умов мінімуму потенціальної енергії:

$$\frac{\partial U}{\partial M_i} = 0, \quad \frac{\partial U}{\partial K_i} = 0, \quad \frac{\partial U}{\partial Q_i} = 0, \quad \frac{\partial U}{\partial N_i} = 0.$$

Кількість рівнянь відповідає кількості статично невизначених зусиль.

На підставі розробленої методики розраховуємо окремий конструктивний елемент пруткового транспортера, а саме пруток.

Будуємо основні розрахункові схеми (рис. 4б, г).

Складаємо функцію потенціальної енергії деформації прутка. Для цього інтегруємо по ділянках прутка, межами ділянок служать краї закріплення прутків. У під інтегральні вирази входять всі внутрішні і зовнішні силові фактори, що діють на пруток. При інтегруванні на ділянках немає значення, з якої починати і на якій закінчувати інтегрування.

У розрахункових схемах (рис. 4б, г) розглядаємо два типи закріплень: жорстке защемлення і шарнірне з'єднання на торцях прутка.

Для випадку зацімлення прутка (рис. 4а, б) вираз функції потенціальної енергії деформації запишеться:

$$U = \frac{1}{2EI} \left\{ \int_0^a \left[ M_1 + X_1 \cdot x - q \left( \frac{x^2}{2} \right) \right]^2 dx + \int_0^b \left[ M_1 + X_1 \cdot (a+x) + X_2 \cdot x - q \cdot a \left( \frac{a}{2} + x \right) - q \left( \frac{x^2}{2} \right) \right]^2 dx + \right. \\ \left. + \int_0^c \left[ M_1 + X_1 \cdot (a+b+x) + X_2 \cdot (b+x) + X_3 \cdot x - q \cdot (a+b) \cdot \left( \frac{a+b}{2} + x \right) - q \cdot \left( \frac{x^2}{2} \right) \right]^2 dx \right\}$$

Для випадку шарнірно нерухомих опор (рис. 4в, г) вираз функції потенціальної енергії деформації прутка виглядатиме так:

$$U = \frac{1}{2EI} \cdot \left\{ \int_0^a \left[ X_1 \cdot x - q \cdot \left( \frac{x^2}{2} \right) \right]^2 dx + \int_0^b \left[ X_1 \cdot (a+x) + X_2 \cdot x - q \cdot a \cdot \left( \frac{a}{2} + x \right) - q \cdot \left( \frac{x^2}{2} \right) \right]^2 dx + \right. \\ \left. + \int_0^c \left[ X_1 \cdot (a+b+x) + X_2 \cdot (b+x) + X_3 \cdot x - q \cdot (a+b) \cdot \left( \frac{(a+b)}{2} + x \right) - q \cdot \left( \frac{x^2}{2} \right) \right]^2 dx \right\}$$

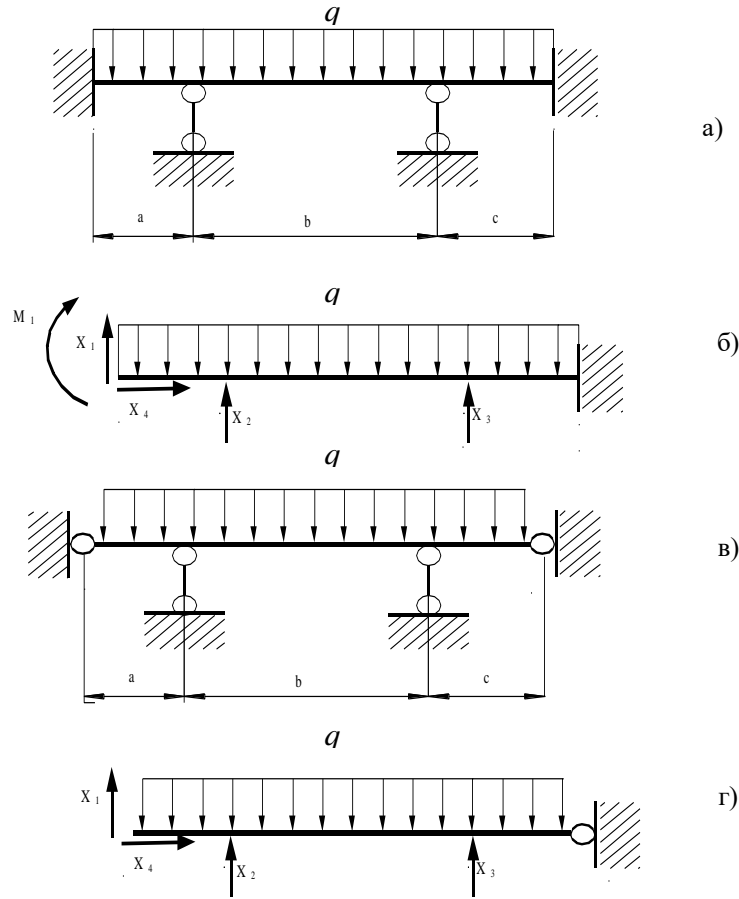


Рис. 4. Розрахункові схеми.

Скориставшись правилом Лейбніца, диференціюємо по невідомим зусиллях підінтегральні вирази функції потенціальної енергії і складаємо систему лінійних канонічних рівнянь:

-для випадку защемлення

$$2M_1(a+b+c) + X_1[a^2 + b^2 + c^2 + 2(a \cdot (b+c) + b \cdot c)] + X_2(b+c)^2 + X_3 \cdot c^2 = \\ = q \left[ \frac{1}{3}(a^3 + b^3 + c^3) + a^2(b+c) + b^2(a+c) + c^2(a+b) + 2a \cdot b \cdot c \right] \\ M_1 \cdot [a^2 + b^2 + c^2 + 2(a \cdot b + b \cdot c + a \cdot c)] + \\ + X_1 \cdot \left[ \frac{2}{3}(a^3 + b^3 + c^3) + 2[a^2(b+c) + b^2(a+c) + c^2(b+a) + 2 \cdot a \cdot b \cdot c] \right] + \\ + X_2 \cdot \left[ \frac{2}{3}(b^3 + c^3) + b^2(a+2 \cdot c) + a \cdot c(c+2 \cdot b) \right] + X_3 \cdot c \left( a+b+\frac{2}{3} \right) = \\ = q \cdot \left[ \frac{1}{4}(a^4 + b^4 + c^4) + b^3(a+c) + a^3(b+c) + c^3(a+b) + a \cdot c^2 \left( \frac{3}{2}a + 3 \cdot b \right) + \right. \\ \left. + a^2 \cdot b \left( \frac{3}{2}b + 3 \cdot c \right) + b^2 \cdot c \left( \frac{3}{2}c + 3 \cdot a \right) \right]$$

$$\begin{aligned}
& M_1 \cdot c^2 + X_1 \left[ c^2 \left( a + b + \frac{2}{3}c \right) \right] + X_2 \left[ c^2 \left( b + \frac{2}{3}c \right) \right] + \frac{2}{3} X_3 \cdot c^3 = \\
& = q \left[ \frac{2}{3} c^3 (a + b) + \frac{1}{2} c^2 \left( a^2 + b^2 + a \cdot b + \frac{1}{2} c^2 \right) \right] \\
& M_1 (b + c)^2 + X_1 \left[ \frac{2}{3} (b^3 + c^3) + b^2 (a + 2 \cdot c) + c^2 (a + 2 \cdot b) + 2 \cdot a \cdot b \cdot c \right] + \\
& + X_2 \left[ \frac{2}{3} (b^3 + c^3) + 2 \cdot b \cdot c (c + b) \right] + X_3 \left[ b^2 \cdot c \left( 1 + \frac{2}{3}c \right) \right] = \\
& = q \left[ \frac{1}{4} (b^4 + c^4) + b^3 \left( \frac{2}{3}a + c \right) + c^3 \left( \frac{2}{3}a + b \right) + a^2 \left[ \frac{1}{2} (b^2 + c^2) + b \cdot c \right] + b^2 \left( \frac{3}{2}c^2 + 2 \cdot a \cdot c \right) + 2 \cdot a \cdot b \cdot c^2 \right] \\
& \quad - \text{ для випадку шарнірно нерухомих опор} \\
& X_1 \left[ \frac{2}{3} (a^3 + b^3 + c^3) + 2(a^2(b + c) + b^2(a + c) + c^2(b + a) + 4 \cdot a \cdot b \cdot c) \right] + \\
& + X_2 \cdot \left[ \frac{2}{3} (b^3 + c^3) + b^2(a + 2 \cdot c) + c^2(a + 2 \cdot b) + 2 \cdot a \cdot b \cdot c \right] + X_3 \cdot \left[ c^2 \left( \frac{2}{3}c + a + b \right) \right] = \\
& = q \cdot \left[ \frac{1}{4} (a^4 + b^4 + c^4) + b^3(a + c) + a^3(b + c) + c^3(a + b) + a \cdot c^2 \left( \frac{3}{2}a + 3 \cdot b \right) + \right. \\
& \left. + a^2 \cdot b \left( \frac{3}{2}b + 3 \cdot c \right) + b^2 \cdot c \left( \frac{3}{2}c + 3 \cdot a \right) \right] \\
& X_1 \left[ \frac{2}{3} (b^3 + c^3) + b^2(a + 2 \cdot c) + c^2(a + 2 \cdot b) + 2 \cdot a \cdot b \cdot c \right] + \\
& + X_2 \left[ b^2 \left( \frac{2}{3}b + 2 \cdot c \right) + c^2 \left( \frac{2}{3}c + 2 \cdot b \right) \right] + X_3 \left[ c^2 \left( b + \frac{2}{3}c \right) \right] = \\
& = q \left[ \frac{1}{4} (b^4 + c^4) + b^3 \left( \frac{2}{3}a + c \right) + c^3 \left( \frac{2}{3}a + b \right) + a^2 \left[ \frac{1}{2} (b^2 + c^2) + b \cdot c \right] + b \cdot c \left( \frac{3}{2}b \cdot c + 2 \cdot a(c + b) \right) \right] \\
& X_1 \left[ c^2 \left( a + b + \frac{2}{3}c \right) \right] + X_2 \left[ c^2 \left( b + \frac{2}{3}c \right) \right] + \frac{2}{3} X_3 \cdot c^3 = \\
& = q \left[ c^3 \left( \frac{1}{4}c + \frac{2}{3}(a + b) \right) + c^2 \left( \frac{1}{2}(a^2 + b^2) + a \cdot b \right) \right]
\end{aligned}$$

За відомими параметрами конструктивних елементів пруткових транспортерів і зовнішніми навантаженнями, визначаємо зусилля в опорах. Отримані результати забезпечують визначення напружено-деформівного стану пруткових елементів і конструкції транспортера в цілому.

У процесі розрахунку елементів конструкції прийняті допущення:

- вузлові з'єднання елементів до і після деформації залишаються незмінними;
- деформаціями зсуву і розтягу (стиску) нехтуємо як величинами, малими у порівнянні зі згинальною енергією деформації.

Такий підхід дає можливість проектувати конструкцію в два етапи:

- попередній розрахунок на стадії розробки дослідного зразка, виготовлення цього зразка, уточнення вихідних даних в умовах експлуатації;
- уточнений розрахунок з коректуванням, доопрацюванням і видачею кінцевого варіанту конструкції з оптимізованими параметрами.

*The method of determining the efficiency of rod transporters of beet-harvesters is concerned. The poster made for the laboratory tests is described and the technique of calculating the structural elements of rod transporters is proposed.*

## Література

## **МАШИНОБУДУВАННЯ ТА АВТОМАТИЗАЦІЯ ВИРОБНИЦТВА**

1. Рыбак Т.И. Методы оценки несущей способности и долговечности машин для химической защиты в растениеводстве.- Киев: Наук. думка, 1985.- 232 с.
2. Свеклоуборочные машины: (Конструирование и расчет)/Л.В. Погорелый, Н.В. Татьянко, В.В. Брей и др.; Под.общ.ред Л.В. Погорелого.- К.: Техніка, 1983.-168 с.

*Одержано*