

УДК 631.358.42

Я.Мединський, канд.фіз.-мат.наук; Н.Хомик; А.Довбуш

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

ВПЛИВ ПОПЕРЕЧНО-ПОЗДОВЖНЬОЇ НЕРІВНОМІРНОСТІ РОЗПОДІЛЕНОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА ТРИМКУ ЗДАТНІСТЬ ЕЛЕМЕНТІВ ПРУТКОВИХ ТРАНСПОРТЕРІВ БУРЯКОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

У статті обґрунтовано необхідність удосконалення конструкції з'єднання прутка з пасами, запропоновано нове з'єднання, у якому усунуто "зайві" в'язі. Нерівномірно-розподілене навантаження на пруткові транспортери розглянуто як імпульси прямокутної, трикутної і синусоїдальної форм. Напружено-деформівний стан елементів пруткового транспортера описано з використанням розкладу функції розподілу в ряд Фур'є і методу мінімуму потенціальної енергії.

Умовні позначення

E – модуль пружності;

I – осьовий момент інерції площини перерізу балки;

$M(x)$ – згинальний момент від нерівномірно-розподіленого навантаження;

q – інтенсивність розподіленого навантаження;

q_0 – інтенсивність розподіленого навантаження за шириною елементарної ділянки полотна транспортера;

a_0, a_k, b_k – коефіцієнти розкладу в ряд Фур'є;

ω_0 – частота гармонік;

n – кількість півхвиль синусоїди;

β – початкова фаза синусоїдального розподілу навантаження;

l – ширина транспортера (віддаль між закріпленням прутків);

l_0 – віддаль між опорами прутка (заклепками).

У бурякозбиральних комбайнах, картоплезбиральних машинах, навантажувачах коренеплодів з кагатів на транспортні засоби важливим робочим органом є пруткові (скребкові) транспортери з різним кріпленням прутків до тягового елемента.

Розглянемо прутковий транспортер на основі зубчастого паса (рис. 1).

Спроби виконувати кріплення прутка до паса за допомогою заклепок на ударних машинах виявилися неефективними. Стендові випробування показали, що транспортери, виготовлені за такою технологією, не працездатні. З'єднання прутки-пас руйнувалося, оскільки у більшості заклепок відбувалися значні згинальні деформації. Технологія з'єднання паса (гуми) і прутка (металу) заклепками суттєво відрізняється від склепування двох металевих деталей. Так, при з'єднанні двох металевих деталей заклепкою сила дії з боку деталей дорівнює поперечній силі, що виникає в матеріалі заклепки, і стержень заклепки зберігає прямолінійну форму. При з'єднанні металевої і гумової деталей заклепка не обмежується з боку гумової деталі і втрачає стійкість. Сила клепаання перевищує границю поздовжньої стійкості, тому заклепка згинається, а не розклепується.

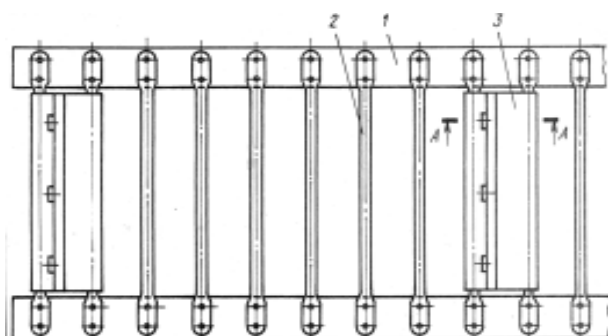


Рис. 1. Прутковий транспортер на основі зубчастого паса:
1- пас, 2 – пруток, 3 – скребки.

Прутки до паса прикріплюють розвальцьовуванням заклепок спеціальним інструментом, що, обертаючись навколо своєї осі, поступово зближується з прутком, утворюючи головку заклепок заданого розміру. У цьому випадку величина зусилля на заклепку з боку інстру-

мента для розвальцьовування значно нижча від зусилля, що виникає при kleпанні заклепок. Працездатність такого з'єднання паса з прутком достатньо висока і відповідає 3-4-річному напрацюванню машини при нормативному 100-125-гектарному річному завантаженні. Проте податливість паса може значно зменшити ресурс його роботи.

При рівномірному русі транспортера навантаження від паса до прутка передається практично рівномірно через всі чотири заклепки з боків з'єднання. У реальних умовах роботи паралельні гілки транспортера рухаються неоднаково через відхилення довжин пасів, розмірів барабанів (шківів), різницю натягів пасів, непаралельність ведучого і веденого валів, випадковий розподіл вороху коренеплодів за шириною транспортера. Можливі також випадки заклинювання коренеплодів з одного або іншого боку транспортера, найчастіше корінь буряка короткочасно застрягає між бортом транспортера і пальцем скребка. Все це призводить до перекошування транспортера і суттєвої зміни картини навантаження паса у місці з'єднання прутка з пасом. Навантаження на заклепки перерозподіляється, що суттєво знижує довговічність транспортера.

Причиною є те, що механізм транспортера має "зайві" в'язі, тобто з'єднання прутка з пасами транспортера є статично невизначне. У процесі експлуатації транспортер не самовстановлюється, тому перекошування гілок призводить до збільшення зусилля у перетинах з'єднання прутка і паса.

Для визначення опорних реакцій у розрахунковій схемі (рис. 2) приймемо допущення - один кінець прутка вважаємо жорстко закріпленим, інший - опертим на дві шарнірно-рухомі опори. Така система двічі статично невизначна. Визначення невідомих класичними методами механіки у даному випадку можливе, якщо на балку діє традиційний, прийнятий в опорі матеріалів закон навантажень. У розглядуваній задачі на основі реальних умов експлуатації розглядається особливий (нетрадиційний) випадок навантаження, тобто нерівномірно-розподілене і змінне за часом. Рішення задачі подаємо, застосовуючи при цьому модифікований метод мінімуму потенціальної енергії сумісної деформації системи [1]. Навантаження на полотно транспортера приймаємо як імпульси синусоїдальної форми [2].

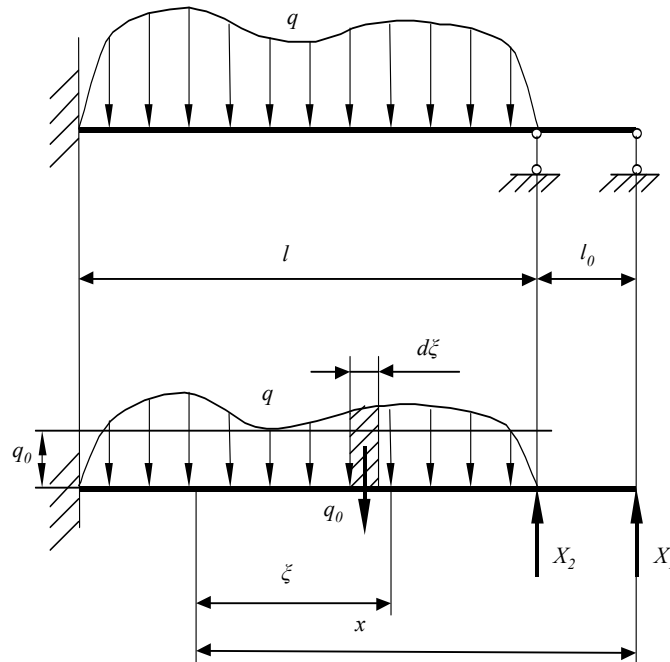


Рис. 2. Розрахункова схема за шириною елементарної ділянки полотна транспортера для випадку кріплення прутка до паса двома заклепками.

Функцію потенціальної енергії в цьому випадку запишемо так:

$$U = \frac{1}{2E \cdot I} \left\{ \int_0^{l_0} [X_1 \cdot x]^2 dx + \int_{l_0}^{(l_0+l)} [X_1 \cdot x + X_2(x-l_0) - M(x)]^2 dx \right\}. \quad (1)$$

Вираз для згинального моменту в перетині x виглядає так:

$$M(x) = \frac{q}{2} \cdot \left(\frac{L}{\pi \cdot n} \right)^2 \cdot \left[\int_{\beta}^{\left[\left(\frac{\pi \cdot n(x-l_0)}{l} \right) + \beta \right]} \sin t \cdot (t - \beta) dt + \int_{\beta}^{\left[\left(\frac{\pi \cdot n(x-l_0)}{l} \right) + \beta \right]} (t - \beta) dt \right], \quad (2)$$

де $t = \left(\frac{\pi \cdot n \cdot (x-l_0)}{l} + \beta \right)$; $t - \beta = \frac{\pi \cdot n \cdot (x-l_0)}{l}$; $\frac{\pi \cdot n}{l} dx = dt$.

Диференціюємо за параметрами X_1 , X_2 підінтегральну функцію (1), задача полягає у розв'язку такої системи диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{\partial U}{\partial X_1} = 0 \\ \frac{\partial U}{\partial X_2} = 0 \end{cases} \quad (3)$$

Після перетворень отримаємо вирази для визначення невідомих X_1 і X_2 :

$$\begin{cases} X_1 = \frac{q \cdot l^3}{8[\pi^4 n^4 l_0 (4l_0 + 3l)]} \left\{ 12[2\pi n \cos \beta (5 \cdot (-1)^n + 4) + \sin \beta [18(1 - (-1)^n) + \pi^2 n^2 (2 \cdot (-1)^n - 1)]] - \pi^4 n^4 \right\}, \\ X_2 = \frac{q \cdot l^3}{8[\pi^4 n^4 l_0 (4l_0 + 3l)]} \left\{ \pi^4 n^4 [l^2 + 6(l_0^2 + l_0 l)] - 24\pi n \cos \beta [6[l_0 l (1 + 2 \cdot (-1)^n) + (-1)^n l_0^2] + l^2 (5 \cdot (-1)^n + 4)] + \sin \beta [72(3l^2 + 6l_0 l + 2l_0^2) \cdot ((-1)^n - 1) + 12\pi^2 n^2 [l^2 (1 - 2 \cdot (-1)^n) - 2l_0^2 (1 + 2 \cdot (-1)^n) - 6 \cdot (-1)^2 l_0 l]] \right\}. \end{cases} \quad (4)$$

Як бачимо, отримані вирази досить громіздкі. Використовувати значення (4) доцільно для оцінювання напружено-деформівного стану усєї конструктивної системи транспортера. Як приклад визначимо характер зміни згинальних моментів за шириною транспортера при навантаженні $q_0 = 30$ Н/м (рис. 3).

Таблиця 1

Величини згинальних моментів у характерних точках

β	l , м при $n=1$					l , м при $n=2$				
	0,03	0,2	0,4	0,6	0,8	0,03	0,2	0,4	0,6	0,8
0	1,415	-0,107	-0,749	-0,161	0,721	0,103	-0,26	0,288	0,188	-0,29
$\pi/6$	1,018	0,18	-0,449	0,064	0,253	0,075	-0,126	0,271	-0,157	0,135
$\pi/3$	0,562	-0,209	-0,142	0,212	-0,128	0,24	0,038	0,069	-0,52	0,678
$\pi/2$	0,17	-0,186	0,091	0,243	0,322	0,555	0,187	-0,264	-0,803	1,193
$2\pi/3$	-0,055	-0,118	0,188	0,15	-0,274	0,935	0,282	-0,638	-0,93	1,543
$5\pi/6$	-0,051	-0,023	0,121	-0,042	0,0003	1,278	0,296	-0,954	-0,868	1,634

МАШИНОБУДУВАННЯ ТА АВТОМАТИЗАЦІЯ ВИРОБНИЦТВА

π	0,18	0,074	-0,09	-0,283	0,429	1,492	0,227	-1,126	-0,632	1,441
β	$l, \text{ м при } n=3$					$l, \text{ м при } n=10$				
	0,03	0,2	0,4	0,6	0,8	0,03	0,2	0,4	0,6	0,8
0	0,82	0,165	-0,353	-0,979	1,377	0,792	-0,082	-0,399	0,003	0,651
$\pi/6$	0,957	0,246	-0,648	-0,833	1,301	0,788	-0,064	-0,326	-0,01	0,514
$\pi/3$	1,051	0,257	-0,882	-0,524	1,032	0,786	-0,033	-0,279	-0,08	0,392
$\pi/2$	1,077	0,194	-0,992	-0,133	0,64	0,788	0,002	-0,269	-0,188	0,32
$2\pi/3$	1,028	0,075	-0,948	0,233	0,23	0,792	0,032	-0,299	-0,305	0,316
$5\pi/6$	0,917	-0,068	-0,763	0,478	-0,087	0,797	0,049	-0,361	-0,4	0,382
π	0,775	-0,198	-0,485	0,535	-0,226	0,803	0,049	-0,44	-0,447	0,499

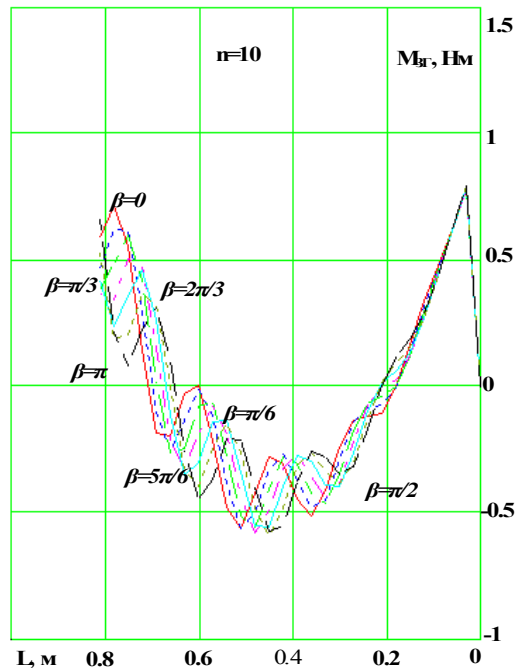
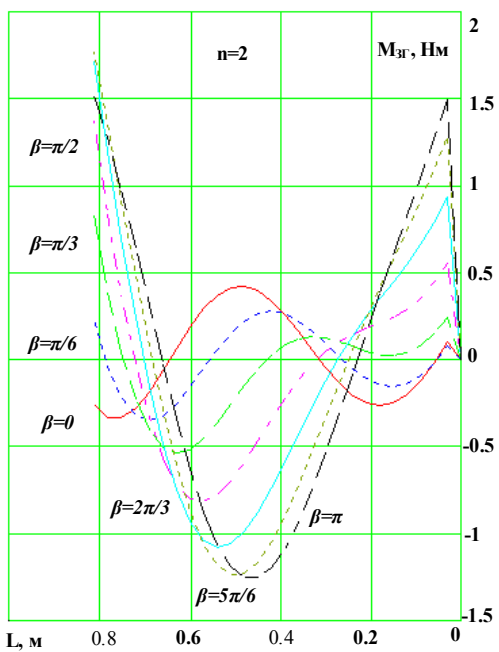
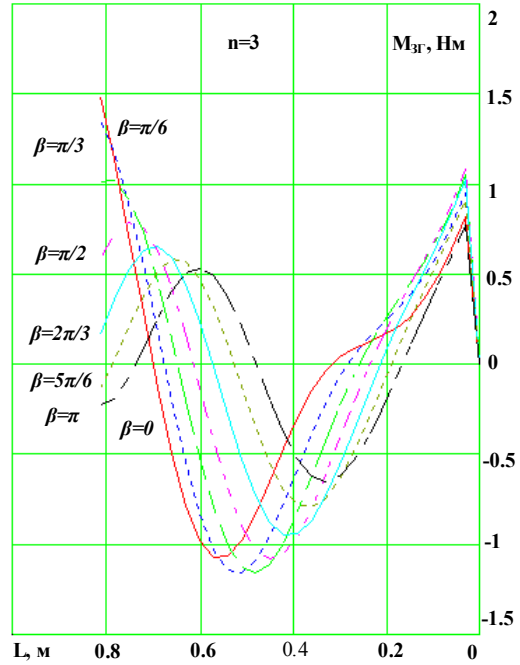
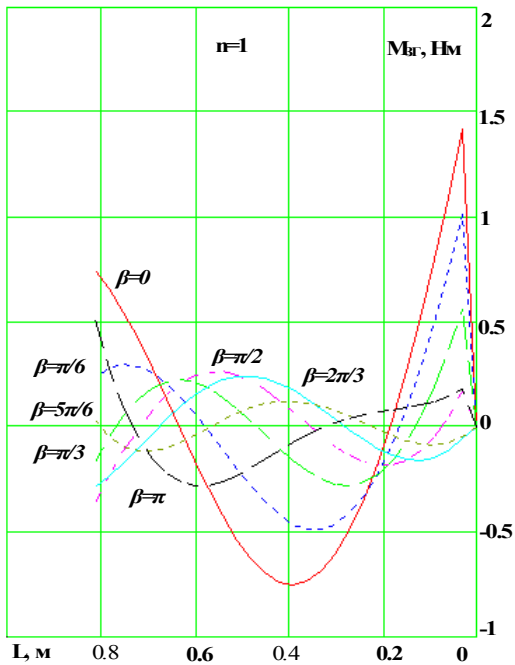


Рис. 3. Характеристики розподілу згинальних моментів за шириною елементарної ділянки транспортера.

Складні, статично невизначні системи приводять до певних труднощів технології виготовлення: дотримання точності розмірів ланок, що складаються з кількох деталей, кожна з яких має певний допуск на виготовлення; допусків з'єднання та інше. Поряд з цим усунення “зайвих” в'язей не приводить до збільшення поперечних переміщень механізму. Для статично визначних систем, як відомо, допуски на технологічні параметри - іншого порядку.

Геометрія ланок змінюється також під час експлуатації транспортера внаслідок осідання рамної конструкції, зношування і регулювання зазору кінематичних пар, пружних деформацій і т.п.

При побудові статично визначної системи в даному випадку, розподіл сил та зміна розмірів ланок не впливають на роботу механізму загалом. Крім того, такі механізми знижують трудомісткість виготовлення, підвищують надійність в експлуатації.

Усунути “зайві” в'язі пруткового транспортера бурякозбиральної машин КС-6Б пропонується шляхом **напівшарнірного** з'єднання прутка з пасом (рис.4). Для цього пас 6 охоплюють двома металевими пластинами 2,7, що скріплюються двома заклепками 1,5, таких же розмірів, як і у серійної конструкції. На верхню пластинку жорстко кріпиться упор 3, на який одягається пруток 4 з дальшим розвальцьовуванням. Таке з'єднання, на думку авторів, дозволить компенсувати короточасні перекошування, що виникають у конструкції, і, як наслідок, підвищити довговічність з'єднання пас-пруток.

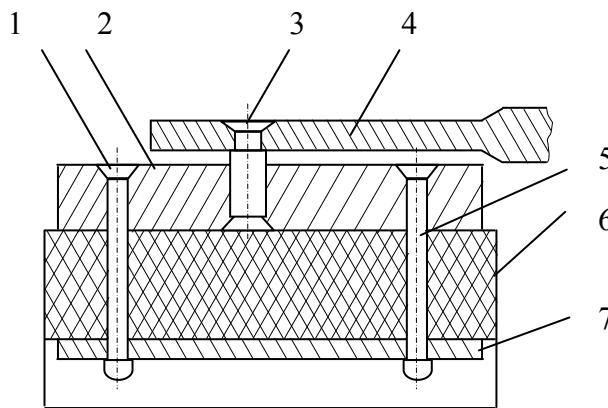


Рис. 4. Нове з'єднання прутка з пасом для транспортера:
1, 5 – заклепки, 2, 7 – металеві пластини, 3- упор, 4 – пруток, 6 – пас.

Описати інтенсивність розподілу навантаження за шириною елементарної ділянки полотна такого транспортера (вздовж осі прутка) пропонуємо у вигляді ряду Фур'є [3]. Задавши інтервал розкладу $0 \leq x \leq l$, отримаємо:

$$q(x) = \frac{1}{2} a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} [a_k \cos(kw_0 x) + b_k \sin(kw_0 x)], \quad (5)$$

$$\text{де } w_0 = \frac{2\pi}{l}, \quad a_k = \frac{2}{l} \cdot \int_0^l q(\xi) \cos(kw_0 \xi) d\xi, \quad b_k = \frac{2}{l} \cdot \int_0^l q(\xi) \sin(kw_0 \xi) d\xi. \quad (6)$$

Правильність вибору доведемо в припущенні, що навантаження $q(\xi) = const = q_0$, тоді коефіцієнти ряду матимуть значення:

$$a_k = \frac{2}{l} \cdot \int_0^l q_0 \cos(kw_0 x) dx = \frac{q_0}{\pi k} \left(\sin \left(k \frac{2\pi}{l} x \right) \right) \Big|_0^l = \frac{q_0}{\pi k} \sin 2k\pi, \quad (7)$$

при будь-якому k , що змінюється у межах від 0 до ∞ $a_k = 0$;

$$b_k = \frac{2}{l} \cdot \int_0^l q_0 \sin(kw_0 x) dx = \frac{q_0}{k\pi} \left(-\cos \left(k \frac{2\pi}{l} x \right) \right) \Big|_0^l = \frac{q_0}{k\pi} (-\cos 2k\pi + 1), \quad (8)$$

при будь-якому k , що змінюється в межах від 0 до ∞ $b_k = 0$;

$$a_0 = \frac{q_0}{\pi k} \sin 2k\pi \Big|_{k=0} = \lim_{k \rightarrow 0} \frac{q_0}{\pi k} \sin 2k\pi = q_0 \lim_{k \rightarrow 0} \frac{\sin 2k\pi}{2k\pi} = 2q_0. \quad (9)$$

Розглянемо нерівномірно-розподілене навантаження як імпульс прямокутної форми (рис. 5а):

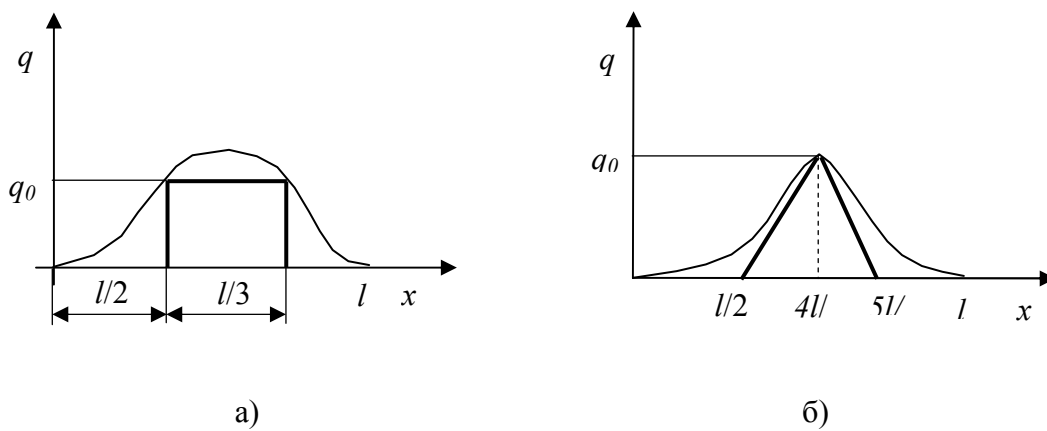


Рис. 5. Навантаження на полотно транспортера як імпульс:
а) прямокутної форми; б) трикутної форми.

Знайдемо

$$q_1(x) = \begin{cases} 0, & \text{якщо } 0 \leq x \leq \frac{l}{2} \\ q_0, & \text{якщо } \frac{l}{2} \leq x \leq \frac{5}{6}l \\ 0, & \text{якщо } x > \frac{5}{6}l \end{cases} \quad (10)$$

Коефіцієнти розкладу в ряд Фур'є для цього випадку:

- при $q_1(x) = 0$ $a_k = 0$, $b_k = 0$, $a_0 = 0$;

- при $q_1(x) = q_0$

$$a_k = \frac{2}{l} \int_{l/2}^{5l/6} q_0 \cos(kw_0 x) dx = \frac{q_0}{\pi k} \left(\sin \left(k \frac{2\pi}{l} x \right) \right) \Big|_{l/2}^{5l/6} = \frac{q_0}{\pi k} \left[\sin \left(\frac{5}{3} \pi k \right) - \sin(\pi k) \right],$$

$$b_k = \frac{2}{l} \int_{l/2}^{5l/6} q_0 \sin(kw_0 x) dx = \frac{q_0}{\pi k} \left(-\cos \left(k \frac{2\pi}{l} x \right) \right) \Big|_{l/2}^{5l/6} = \frac{q_0}{\pi k} \left[\cos(\pi k) - \cos \left(\frac{5}{3} \pi k \right) \right], \quad (11)$$

$$a_0 = \frac{q_0}{\pi k} \left[\sin \left(\frac{5}{3} \pi k \right) - \sin(\pi k) \right] \Big|_{k=0} = \lim_{k \rightarrow 0} \left\{ \frac{q_0}{\pi k} \left[\sin \left(\frac{5}{3} \pi k \right) - \sin(\pi k) \right] \right\} = \frac{2}{3} q_0.$$

Розглядаючи нерівномірно-розподілене навантаження як імпульс трикутної форми (рис. 5б), знайдемо

$$q_2(x) = \begin{cases} 0, & \text{якщо } 0 \leq x \leq \frac{l}{2} \\ \left(\frac{6}{l}x - 4\right)q_0 + q_0, & \text{якщо } \frac{l}{2} \leq x \leq \frac{4}{6}l \\ \left(-\frac{6}{l}x + 5\right)q_0 + q_0, & \text{якщо } \frac{4}{6}l \leq x \leq \frac{5}{6}l \\ 0, & \text{якщо } \frac{5}{6}l \leq x \leq l \end{cases} \quad (12)$$

Коефіцієнти розкладу в ряд Фур'є:

- при $q_2(x) = 0$ $a_k = 0$, $b_k = 0$, $a_0 = 0$;

- при $q_2(x) = \left(\frac{6}{l}x - 4\right)q_0 + q_0$

$$a_k = \frac{2}{l} \int_{l/2}^{4l/6} \left[\left(\frac{6}{l}x - 4\right)q_0 + q_0 \right] \cos(kw_0x) dx = \frac{3q_0}{\pi k} \left\{ \frac{1}{3} \sin\left(\frac{4}{3}\pi k\right) + \frac{1}{\pi k} \left[\cos\left(\frac{4}{3}\pi k\right) - \cos(\pi k) \right] \right\},$$

$$b_k = \frac{2}{l} \int_{l/2}^{4l/6} \left[\left(\frac{6}{l}x - 4\right)q_0 + q_0 \right] \sin(kw_0x) dx = \frac{3q_0}{\pi k} \left\{ -\frac{1}{3} \cos\left(\frac{4}{3}\pi k\right) + \frac{1}{\pi k} \left[\sin\left(\frac{4}{3}\pi k\right) - \sin(\pi k) \right] \right\},$$

$$a_0 = \frac{3q_0}{\pi k} \left\{ \frac{1}{3} \sin\left(\frac{4}{3}\pi k\right) + \frac{1}{\pi k} \left[\cos\left(\frac{4}{3}\pi k\right) - \cos(\pi k) \right] \right\} \Big|_{k=0} =$$

$$= \lim_{k \rightarrow 0} \frac{3q_0}{\pi k} \left\{ \frac{1}{3} \sin\left(\frac{4}{3}\pi k\right) + \frac{1}{\pi k} \left[\cos\left(\frac{4}{3}\pi k\right) - \cos(\pi k) \right] \right\} = \frac{4}{3}q_0; \quad (13)$$

- при $q_2(x) = \left(-\frac{6}{l}x + 5\right)q_0 + q_0$

$$a_k = \frac{2}{l} \int_{4l/6}^{5l/6} \left[\left(-\frac{6}{l}x + 5\right)q_0 + q_0 \right] \cos(kw_0x) dx =$$

$$= \frac{6q_0}{\pi k} \left\{ \frac{1}{6} \sin\left(\frac{5}{3}\pi k\right) - \frac{1}{3} \sin\left(\frac{4}{3}\pi k\right) - \frac{1}{2\pi k} \left[\cos\left(\frac{5}{3}\pi k\right) - \cos\left(\frac{4}{3}\pi k\right) \right] \right\},$$

$$b_k = \frac{2}{l} \int_{4l/6}^{5l/6} \left[\left(-\frac{6}{l}x + 5\right)q_0 + q_0 \right] \sin(kw_0x) dx =$$

$$= \frac{6q_0}{\pi k} \left\{ \frac{1}{3} \cos\left(\frac{4}{3}\pi k\right) - \frac{1}{6} \cos\left(\frac{5}{3}\pi k\right) - \frac{1}{2\pi k} \left[\sin\left(\frac{5}{3}\pi k\right) - \sin\left(\frac{4}{3}\pi k\right) \right] \right\}, \quad (14)$$

$$a_0 = \frac{6q_0}{\pi k} \left\{ \frac{1}{6} \sin\left(\frac{5}{3}\pi k\right) - \frac{1}{3} \sin\left(\frac{4}{3}\pi k\right) - \frac{1}{2\pi k} \left[\cos\left(\frac{5}{3}\pi k\right) - \cos\left(\frac{4}{3}\pi k\right) \right] \right\} \Big|_{k \rightarrow 0} =$$

$$= \lim_{k \rightarrow 0} \frac{6q_0}{\pi k} \left\{ \frac{1}{6} \sin\left(\frac{5}{3}\pi k\right) - \frac{1}{3} \sin\left(\frac{4}{3}\pi k\right) - \frac{1}{2\pi k} \left[\cos\left(\frac{5}{3}\pi k\right) - \cos\left(\frac{4}{3}\pi k\right) \right] \right\} = -18q_0.$$

Якщо подамо зміну нерівномірно-розподіленого навантаження як імпульсне навантаження синусоїдальної форми [3], (рис.2), тобто

$$q_n(x) = \frac{q_0}{2} \left[\sin\left(\frac{\pi n x}{l} + \beta\right) + 1 \right], \quad (15)$$

отримаємо у загальному випадку для будь-якого n , що змінюється від 0 до ∞

$$a_{kn} = \frac{2}{l} \cdot \int_0^l \frac{q_0}{2} \left[\sin\left(\frac{\pi n x}{l} + \beta\right) + 1 \right] \cos(kw_0 x) dx = \frac{q_0 n \cos \beta (1 - (-1)^n)}{\pi(n^2 - 4k^2)},$$

$$b_{kn} = \frac{2}{l} \cdot \int_0^l \frac{q_0}{2} \left[\sin\left(\frac{\pi n x}{l} + \beta\right) + 1 \right] \sin(kw_0 x) dx = -\frac{2kq_0 \sin \beta (1 - (-1)^n)}{\pi(n^2 - 4k^2)}, \quad (16)$$

$$a_{0n} = q_0 \cdot \left(1 - \frac{\cos \beta ((-1)^n - 1)}{\pi n} \right).$$

При $n = 1$ (одна синусоїда) $a_k = \frac{2q_0 \cos \beta}{\pi(1 - 4k^2)}$, $b_k = -\frac{4kq_0 \sin \beta}{\pi(1 - 4k^2)}$, $a_0 = q_0 \cdot \left(1 + \frac{2 \cos \beta}{\pi} \right)$;

при $n = 3$ $a_k = \frac{6q_0 \cos \beta}{\pi(9 - 4k^2)}$, $b_k = -\frac{4kq_0 \sin \beta}{\pi(9 - 4k^2)}$, $a_0 = q_0 \cdot \left(1 + \frac{2 \cos \beta}{3\pi} \right)$ і т.д.;

при всіх парних значеннях n коефіцієнти ряду a_k і b_k дорівнюють нулеві, $a_0 = q_0$.

Згинальний момент за шириною транспортера від зовнішнього нерівномірно розподіленого навантаження опишемо залежністю:

$$M(x) = \int_0^x q(\xi)(x - \xi) d\xi = \frac{1}{2} a_0 \int_0^x (x - \xi) d\xi + \sum_{k=1}^{\infty} a_k \cdot \int_0^x \cos(kw_0 \xi) \cdot (x - \xi) d\xi +$$

$$+ \sum_{k=1}^{\infty} b_k \cdot \int_0^x \sin(kw_0 \xi) \cdot (x - \xi) d\xi, \quad (17)$$

враховуючи, що

$$\int_0^x \cos(kw_0 \xi) \cdot (x - \xi) d\xi = \frac{1 - \cos(kw_0 x)}{k^2 w_0^2},$$

$$\int_0^x \sin(kw_0 \xi) \cdot (x - \xi) d\xi = \frac{k w_0 x + \sin(kw_0 x)}{k^2 w_0^2},$$

отримаємо

$$M(x) = \frac{a_0}{4} x^2 + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{a_k}{k^2 w_0^2} \cdot [1 - \cos(kw_0 x)] + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{b_k}{k^2 w_0^2} \cdot [k w_0 x + \sin(kw_0 x)]. \quad (18)$$

Для визначення реакції X_1' в упорі 3 (рис.4) вираз функції потенціальної енергії [2,4]:

$$U = \frac{1}{2E \cdot I} \int_0^l [X_1' \cdot x - M(x)]^2 dx, \quad (19)$$

візьмемо частинну похідну

$$\frac{\partial U}{\partial X_1'} = X_1' \int_0^l x^2 dx - \int_0^l M(x) \cdot x dx = 0,$$

звідки

$$X_1' = \frac{a_0}{4} l + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{3a_k l}{(k w_0 l)^4} \cdot \left[\frac{1}{2} (k w_0 l)^2 - (k w_0 l) \cdot \sin(k w_0 l) + \cos(k w_0 l) - 1 \right] +$$

$$+ \sum_{k=1}^{\infty} \frac{3b_k}{(k w_0 l)^4} \cdot \left[\frac{1}{3} (k w_0 l)^3 - (k w_0 l) \cdot \cos(k w_0 l) + \sin(k w_0 l) \right]. \quad (20)$$

Отримані залежності можна використовувати для опису напружено-деформівного стану елементів пруткових транспортерів в наближенні до реальних умов навантаженості.

The present paper substantiates the need of improvement of the connecting of a rod with belts. New joining is proposed without "unnecessary" connections. Non-uniformity distributed loading is spread on rod transporters like impulses of rectangular, triangular and sine curve form. Intense deformed state of the elements of rod transporter is described with the help of distribution of the function of division in Furie row and method of minimum of potential energy.

Література

1. Рыбак Т.И. Методы оценки несущей способности и долговечности машин для химической защиты в растениеводстве.- Киев: Наук. думка, 1985.- 232с.
2. Рыбак Т.І., Хомик Н.І., Михайлишин М.С. Методика оцінки напружено-деформівного стану елементів пруткового транспортера //Вісник ТДТУ.-2001.-Т.6.-№1.-С.60-67.
3. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике.- М: Наука, 1968.- 720с.
4. Хомик Н.І. Дослідження конструктивних елементів пруткового транспортера //Вісник ТДТУ.- 2000.-Т.5.-№4.-С.89-94.

Одержано 13.09.2001 р.