

ХАРАКТЕР НАВАНТАЖЕНОСТІ ПРУТКОВИХ ТРАНСПОРТЕРІВ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

Хомик Н.І. к.т.н., Довбуш А.Д.

(Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя)

У даній статті характер навантаження пруткових транспортерів описано через ряд Фур'є у вигляді імпульсів синусоїдальної форми. Отримано рівняння для визначення коефіцієнтів ряду для такого випадку навантаження, знайдено вирази для визначення невідомих зусиль. Досліджено характер навантаження тягового елемента транспортера удосконаленої конструкції.

Постановка досліджуваної проблеми у загальному вигляді і аналіз досліджень та публікацій у вибраному напрямі. Пруткові (скребкові) транспортери, поєднуючи функції передачі руху і транспортування, складають основні тримкі елементи транспортуючої збірної одиниці при викопуванні і підбиранні коренебульбоплодів, а також при навантаженні цієї сировини на транспортні засоби.

Кінематика транспортування такими конвеєрами носить змінний характер, тобто навантаження за шириною полотна і за його довжиною є нерівномірно розподіленим на всій його площі, що складає особливість навантаження на весь робочий орган, та кінематику приводу транспортера.

Причини формування нерівномірності навантаження пруткових транспортерів безпосередньо пов'язані із зміною як зовнішніх, так і внутрішніх впливів.

Дослідження процесу руху вороху на площині транспортера дає можливість визначення напруженого стану його конструктивних елементів і синтезу конструкції з оптимальними параметрами.

Пруткові транспортери-очисники є незамінними основними транспортуючо-сепаруючими механізмами різного типу збиральних машин. Тому теорії, будові, розрахунку, обґрунтуванню та вибору параметрів цих очисників присвячено значний об'єм теоретичних та експериментальних досліджень вітчизняними та зарубіжними вченими. Зокрема, здійснено детальний аналіз конструкцій та умов роботи; визначені конструктивні параметри як самих транспортерів, складових елементів так і їх приводів; досліджено продуктивність залежно від врожайності транспортованої маси; вивчено взаємодію транспортованих коренів з елементами транспортера та між собою. Слід відзначити, що для отримання залежностей розглядався окремий коренеплід і його взаємодія з робочим органом; взаємодія між собою двох коренеплодів; рух вороху коренеплодів у вигляді багатомасової системи.

Нерівномірність навантаження транспортера викликана, як транспортованою масою, так і особливостями конструкції самого транспортера, зокрема, нерівномірним натягом гілок, відхиленнями при монтажі валів, встановленні зірочок чи шківів, опорних роликів.

Густота посадки рослин змінює коефіцієнт варіації розподілу їх у рядках, а це впливає на подальше рівномірне завантаження транспортера. Із процентного складу вороху зібраних коренеплодів [1] видно, що чим вища вологість ґрунту, тим більше землі залишається на коренях, чим вища твердість ґрунту і вологість, тим більший процент вільної землі знаходиться у зібраному воросі.

Розглянуті фактори мають безпосередній вплив на формування нерівномірності навантаження транспортера. При вищій врожайності і сприятливих ґрунтових умовах його навантаження від зовнішніх факторів буде наближатись до рівномірного, чим більший діапазон перепаду врожайності і вищий коефіцієнт варіації, спостерігається більша нерівномірність навантаження на транспортер, особливо за його шириною, а це спричиняє найбільший вплив на зусилля, що виникають у тягових елементах самого транспортера.

У випадку завантаження середньої частини транспортера масою коренів, за умови дотримання необхідних вимог при встановленні транспортера, його тягові елементи будуть навантажені однаково, тобто зусилля у них будуть рівні половині від зовнішнього зусилля. При зміщенні транспортованої маси від середньої частини транспортера, що трапляється у більшості випадків, зусилля, що виникають у тягових елементах перерозподіляються і, у випадку недотримання точності монтажу, це призводить до значного їх спрацювання, причому лівої і правої гілок по-різному.

Формування цілей статті (постановка завдання). У статті пропонується описати характер впливу нерівномірно розподіленого навантаження на тримку здатність елементів пруткового транспортера у наближенні зміни нерівномірно-розподіленого навантаження у поперечно-поздовжній площині у вигляді імпульсного навантаження синусоїдальної форми [1]

$$q(x, y) = \frac{q_0}{2} \left[\sin\left(\frac{\pi \cdot n \cdot x}{l} + \beta\right) \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot r \cdot y}{L} + \gamma\right) + 1 \right], \quad (1)$$

q_0 – нерівномірно-розподілене навантаження на елементарній площі полотна транспортера;

l – ширина робочої гілки полотна транспортера;

L – довжина робочої гілки полотна транспортера;

n – кількість півхвиль синусоїди за шириною полотна транспортера;

r – кількість півхвиль синусоїди за довжиною полотна транспортера;

β – початкова фаза синусоїдального розподілу навантаження за шириною;

γ – початкова фаза синусоїдального розподілу навантаження за довжиною.

Після інтегрування рівняння $Q = \iint_S q(x, y) dx dy$, отримаємо залежність, що описує зовнішнє навантаження на транспортер [1]

$$Q = \frac{q_0}{2} \cdot l \cdot L \left\{ 1 + \frac{\cos \beta \cdot \cos \gamma}{\pi^2 \cdot n \cdot r} \cdot \left[(-1)^{(n+r)} - 1 \right] \right\}. \quad (2)$$

Характер напружено-деформованого стану елементів конструкції і пошук оптимальних параметрів мають важливе значення і можуть бути визначені різними методами.

Для розрахункових схем тримких елементів пруткового транспортера, побудованих залежно від форми їх кріплення (гачкове, втулково-роликові ланцюги, прогумовані паси), напружено-деформівний стан елементів найдоцільніше визначати з допомогою модифікації методу мінімуму потенціальної енергії деформації [2].

Виклад основного матеріалу дослідження. Рівнодійне зусилля на транспортер від зовнішнього навантаження

$$R = \int_0^l q(x) dx. \quad (3)$$

Для навантаження у вигляді синусоїдального імпульсу рівнодійна, в загальному випадку, залежить від кількості півхвиль синусоїди, початкової фази і відстані між опорними реакціями $R_i = R(n, \beta, l)$; границі зміни рівнодійної $ql(1 + \sin \beta) \leq R_i \leq 2ql(1 + \sin \beta)$, тобто

$$R = \int_0^l \frac{q}{2} \left[1 + \sin \left(\frac{n\pi x}{l} + \beta \right) \right] dx = \frac{ql}{2} \left[1 + \frac{(1 - \cos n\pi) \cos \beta}{n\pi} \right]. \quad (4)$$

При всіх непарних значеннях n – $R = ql \left(\frac{\cos \beta}{\pi} + 0,5 \right)$, при парних – $R = 0,5ql$.

Інтенсивність розподілу навантаження на полотно пруткового транспортера для отримання універсальних залежностей запишемо у вигляді ряду Фур'є [4], задавшись інтервалом розкладу $0 \leq x \leq l$ [3]

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

де a_0 – початковий коефіцієнт розкладу в ряд Фур'є;

a_k – коефіцієнт розкладу в ряд Фур'є, $a_k = \frac{2}{l} \cdot \int_0^l q(x) \cos(kw_0 x) dx$;

w_0 – частота гармонік, $w_0 = 2\pi/l$;

b_k – коефіцієнт розкладу в ряд Фур'є, $b_k = \frac{2}{l} \cdot \int_0^l q(x) \sin(kw_0x) dx$.

Для будь-якого n , що змінюється від 0 до ∞ , вирази для визначення коефіцієнтів ряду наступні [3]:

$$a_{kn} = \frac{2}{l} \int_0^l \frac{q_{X0}}{2} \left[\sin\left(\frac{\pi nx}{l} + \beta\right) + 1 \right] \cos(kw_0x) dx = \frac{q_{X0} n \cos \beta (1 - (-1)^n)}{\pi(n^2 - 4k^2)}; \quad (6)$$

$$b_{kn} = \frac{2}{l} \int_0^l \frac{q_{X0}}{2} \left[\sin\left(\frac{\pi nx}{l} + \beta\right) + 1 \right] \sin(kw_0x) dx = -\frac{2kq_{X0} \sin \beta (1 - (-1)^n)}{\pi(n^2 - 4k^2)}; \quad (7)$$

$$a_{0n} = q_{X0} \cdot \left(1 - \frac{\cos \beta ((-1)^n - 1)}{\pi n} \right). \quad (8)$$

Згинальний момент за шириною транспортера у будь-якому перерізі визначаємо за формулою [1]

$$M_{зг}(x) = X_1 \cdot x - M(x); \quad (9)$$

де $M(x)$ – згинальний момент за шириною транспортера від зовнішнього нерівномірно-розподіленого навантаження, який описується залежністю

$$M(x) = \frac{a_0}{4} x^2 + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{a_k}{k^2 w_0^2} \cdot [1 - \cos(kw_0x)] + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{b_k}{k^2 w_0^2} \cdot [kw_0x + \sin(kw_0x)]; \quad (10)$$

X_1 – реакція в опорі тримкого елемента конструкції транспортера

$$X_1 = \frac{a_0}{4} l + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{3a_k l}{(kw_0 l)^4} \cdot \left[\frac{1}{2} (kw_0 l)^2 - (kw_0 l) \cdot \sin(kw_0 l) + \cos(kw_0 l) - 1 \right] + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{3b_k}{(kw_0 l)^4} \cdot \left[\frac{1}{3} (kw_0 l)^3 - (kw_0 l) \cdot \cos(kw_0 l) + \sin(kw_0 l) \right]. \quad (11)$$

Отримані універсальні залежності (9)-(11) використовуються для аналізу напружено-деформівного стану елементів пруткового транспортера у наближенні до реальних умов навантаженості.

У конструкції пруткових транспортерів з кріпленням кожного прутка 4 заклепками до прогумованих тягових пасів є два найбільш навантажені перетини – середина тримких елементів транспортера і в околі другої заклепки. Чим більша нерівномірність зовнішнього навантаження, яку при розрахунках

моделюємо зміною параметрів $n = 1 \div 10$ і $\beta = 0 \div \pi$, тим більша величина згинальних моментів.

При з'єднанні металевої і гумової деталей заклепка не обмежується з боку гумової деталі і втрачає стійкість. Сила клепання перевищує границю поздовжньої стійкості, тому заклепка згинається, а не розклепується.

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 інструмента для розвальцьовування значно нижча від зусилля, що виникає при клепанні заклепок. Працездатність такого з'єднання паса з прутком достатньо висока і відповідає 3-4-річному напрацюванню машини при нормативному річному завантаженні у 100-125га. 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, випадкове розміщення транспортованої маси коренеплодів. 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 [1].

Складні статично невизначені системи приводять до певних труднощів технології виготовлення, зокрема, дотримання точності розмірів ланок, що

складаються з кількох деталей, кожна з котрих має певний допуск на виготовлення; допусків з'єднання. У статично невизначеному механізмі ланки, призначені для спільної роботи, можуть почати працювати назустріч одна одній і передавати значні зусилля, при цьому зростає сила тертя, знижується коефіцієнт корисної дії, це і є головними причинами відмови від статично невизначених механізмів.

У статично визначеному механізмі розміри ланок не впливають на зусилля, що передаються, тому допуски на розміри можуть бути достатньо великими; у механізмах без «зайвих» в'язей ланки можуть самовстановлюватися.

Геометрія ланок змінюється також під час експлуатації транспортера внаслідок осідання рамної конструкції, зношування і регулювання зазору кінематичних пар, пружних деформацій [1].

При побудові статично визначеної системи, в основному, розподіл сил та зміна розмірів ланок не впливають на роботу механізму в цілому. Крім того, такі механізми знижують трудомісткість виготовлення, підвищують надійність в експлуатації. Застосування у машинобудуванні набувають конструкції, у яких гума піддається одновісному статичному або динамічному стиску.

Для пруткового транспортера на основі гумового паса пропонується удосконалена схема кріплення елементів (рис. 1), у якій усунуто статичну невизначеність.

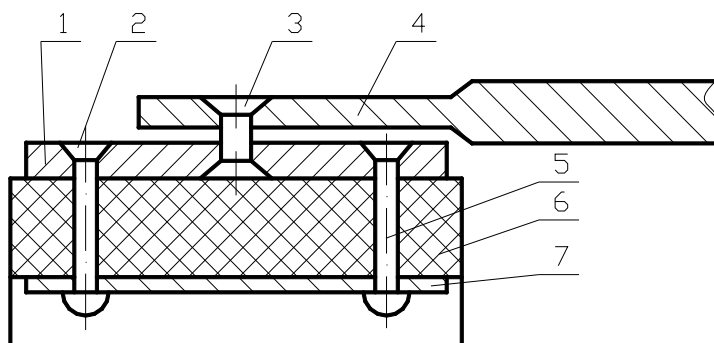


Рис. 1. Удосконалене з'єднання прутка з тяговим елементом для транспортера на основі прогумованого паса: 1, 5 – заклепки; 2 – стальна пластинка; 3 – упор; 4 – пруток; 6 – пас; 7 – стальна пластинка.

Для підтвердження припущення, про зменшення податливості паса у розробленому удосконаленому з'єднанні прутка з пасом, розглянемо деформацію тягового елемента між двома прутками по довжині паса.

Абсолютне видовження тягового елемента між першим і другим прутком можна визначити за формулою

$$\Delta h = \frac{(X_2 - X_1)h}{EA}, \quad (12)$$

де Δh – абсолютне статичне видовження матеріалу тягового паса;

h – відстань між опорними реакціями;

E – модуль пружності тягового елемента конструкції;

A – площа поперечного перетину тягового елемента.

З рівняння (12) можна записати, що

$$X_2 - X_1 \leq EA\Delta h/h = EA\Delta\varepsilon, \quad (13)$$

де $\Delta\varepsilon$ - приріст відносної величини деформації матеріалу тягового паса у розглядуваному перетині, $\Delta\varepsilon = \Delta h/h$.

Так як величину X_1 можна визначити із залежності (11), а механічні характеристики матеріалу тягового елемента відомі, то реакцію у другій опорі визначимо з нерівності

$$X_2 \geq X_1 + EA\Delta\varepsilon. \quad (14)$$

Аналогічно формулі (14) для протилежної гілки тягового елемента запишемо

$$X'_2 \geq X'_1 + EA\Delta\varepsilon. \quad (15)$$

Додамо нерівності (14) і (15)

$$X_2 + X'_2 \geq X_1 + X'_1 + 2EA\Delta\varepsilon. \quad (16)$$

З нерівності (16) випливає, що рівнодійна зусиль від опорних реакцій, які діють на пас для другого прутка визначається за формулою

$$R_2 \geq R_1 + 2EA\Delta\varepsilon. \quad (17)$$

Позначивши у нерівності (17) доданок $2EA\Delta\varepsilon = a_1$, запишемо рівнодійну для наступного прутка

$$R_3 \geq R_2 + 2EA\Delta\varepsilon = R_1 + 2a_1, \quad (18)$$

відповідно (18)

$$R_4 \geq R_3 + 2EA\Delta\varepsilon = R_1 + 3a_1. \quad (19)$$

Згідно (17)–(19) рівнодійна для останнього прутка робочої гілки транспортера

$$R_f \geq R_1 + (z-1) \cdot 2EA\Delta\varepsilon, \quad (20)$$

де $(z-1) \cdot \Delta\varepsilon$ – сумарний приріст відносних деформацій тягового елемента;
 z – кількість прутків робочої гілки транспортера.

Максимальна відносна деформація останнього прольоту робочої гілки транспортера

$$\varepsilon_{MAX} = \Delta h_{MAX} / h \leq \rho / h, \quad (21)$$

де Δh_{MAX} – максимальне відносне статичне видовження матеріалу паса, визначимо його користуючись залежностями (20) і (21)

$$\Delta h_{MAX} = \frac{R_f \cdot h}{2EA} = \frac{R_1 \cdot h}{2EA} + (z-1) \cdot \Delta\varepsilon \cdot h, \quad (22)$$

ρ – визначається конструктивно з умови нормального зачеплення паса з ведучим шківом.

У формулі (22) $\frac{R_1 \cdot h}{2EA} = \Delta\varepsilon \cdot h = \Delta c$, а Δc – абсолютне видовження окремого прольоту тільки від навантаження попереднього прутка. Тоді (21) набуде вигляду

$$\varepsilon_{MAX} = \frac{z \cdot \Delta c}{h} = \frac{z \cdot R_1 \cdot h}{2EAh} = \frac{z \cdot R_1}{2EA} \leq \frac{\rho}{h}. \quad (23)$$

З виразу (23) отримаємо залежності для визначення:

- максимальної кількості прутків робочої гілки транспортера

$$z \leq \frac{\rho \cdot 2EA}{R_1 \cdot h}, \quad (24)$$

- максимального навантаження на один пруток

$$R_1 \leq \frac{\rho \cdot 2EA}{z \cdot h}. \quad (25)$$

Співвідношення (24) – (25) справедливі для вертикально встановленого транспортера. У випадку встановлення під кутом θ до горизонту знайдемо:

$$\varepsilon_{MAX} = \frac{z \cdot R_1 \cdot \cos \theta}{2EA} \leq \frac{\rho}{h}, \quad (26)$$

$$z \leq \frac{\rho \cdot 2EA}{R_1 \cdot h \cdot \cos \theta}, \quad (27)$$

$$R_1 \leq \frac{\rho \cdot 2EA}{z \cdot h \cdot \cos \theta}. \quad (28)$$

У формулах (23) і (26) добуток $R_1 \cdot z$ – вся вага коренеплодів, що знаходиться на транспортері, тобто зовнішнє навантаження на прутки.

В удосконаленій конструкції найбільш навантаженою є середня частина тримких елементів транспортера, внаслідок чого навантаження на тягові елементи з одного і другого боку розподіляється однаково. Це підтверджує, що статично визначені системи, як у випадку удосконаленій конструкції кріплення, мають можливість самовстановлюватися у процесі експлуатації і, як наслідок, у цій конструкції відсутні перекоси через неточності монтажу.

Висновки: Для оцінки характеру напружено-деформівного стану елементів конструкції і визначення оптимальних параметрів важливим є теоретичний підхід до визначення силових факторів у перетині елемента за повним напруженим станом. При розрахунку пружних конструкцій, як у даному випадку, найдоцільнішим є модифікований метод мінімуму потенціальної енергії деформації. Порядок розрахунку наступний: будують основну розрахункову схему кріплення елементів транспортера; складають функцію потенціальної енергії деформації для цієї схеми; виключають з функції потенціальної енергії відповідну кількість невідомих зусиль; диференціюють за невідомими зусиллями підінтегральні вирази функції потенціальної енергії деформації і знаходять означені інтеграли; систему лінійних канонічних рівнянь отримують, прирівнявши до нуля кожен похідну від потенціальної енергії; розв'язують систему рівнянь і отримують значення шуканих невідомих, які використовують для визначення напруженого стану конструкції в цілому.

Список літератури

1. Хомик Н.І. Дослідження пруткових транспортерів бурякозбиральних машин з врахуванням особливостей навантаження: Дис...канд. техн.наук: 05.05.11.- Тернопіль, 2002.- 180с.

2. Рыбак Т.И. Методы оценки несущей способности и долговечности машин для химической защиты в растениеводстве.- Киев: Наук. Думка, 1985.- 232с.

3. Рыбак Т.І., Михайлишин М.С., Хомик Н.І. Методики оцінки напружено-деформівного стану елементів пруткового транспортера //Вісник Терно-пільського державного технічного університету.- 2001.-Т.6, №1.- С.60-67.

4. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике.- М: Наука, 1968.- 720с.

Аннотация

Характер нагрузки прутковых транспортеров корнеуборочных машин

Хомык Н.И., Довбуш А.Д.

В данной статье характер нагрузки прутковых транспортеров описан через ряд Фурье в виде синусоидальных импульсов. Получены зависимости для определения коэффициентов ряда для этого вида нагрузки, найдены выражения для определения неизвестных усилий. Исследован характер нагрузки тягового элемента транспортера усовершенствованной конструкции.

Abstract

Character of loading of the beet-harvesting machines rod transporters

N.Khomyk, A.Dovbush

In this article character of loading rood transporters described with the help of Furie row like impulses of sine curve form. Equation for a definition of row coefficients for such loading, the dependencies for determination unknown efforts. Character of loading of hauling element of the improved construction is explored.