

С.Ф. Юхимчук, С.М. Юхимчук, Л.М. Дацюк, Т.Л. Дацюк

Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ПОПЕРЕЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА ДИСКОВО-ПАСОВОГО ЛЬОНОБРАЛЬНОГО АПАРАТА

У статті дано опис нової конструкції дисково-пасового льонобрального апарата, яка дозволить підвищити довговічності бральних пасів та зменшення матеріаломісткості льонозбиральної машини. Пропонується використати стрічковий поперечний транспортер для зниження шуму при роботі і зменшення травмування стебел льону. Проведений силовий розрахунок процесу транспортування стебел льону стрічковим поперечним транспортером дисково-пасового льонобрального апарата та досліджено вплив кінематичного режиму роботи брального апарата і характеристик стеблостою льону на навантаження робочої вітки поперечного транспортера.

Ключові слова: стебла льону, дисково-пасовий бральний апарат, поперечний транспортер, брання, транспортування.

S.F. Yukhymchuk, S.M. Yukhymchuk, L.M. Datsyuk, T.L. Datsyuk

STUDY OF THE OPERATION OF THE TRANSVERSE TRANSPORTER CONVEYOR OF A DISC-BELT FLAX-PULLING APPARATUS

The article describes a new design of a disk-belt flax puller, which will increase the durability of the tack belts and reduce the material consumption of the flax harvester. It is proposed to use a belt transverse conveyor to reduce the noise during operation and reduce the injury of flax stalks. The force calculation of the process of transporting flax stalks by a belt transverse conveyor of a flax-pulling was carried out, and the effect of the kinematic mode of the pulling apparatus and the characteristics of the flax stalk on the load of the working branch of the transverse conveyor was investigated.

Key words: flax stalks, disc-belt flax-pulling apparatus, transverse conveyor, pulling, transportation.

Постановка проблеми. Нами запатентований [1, 2] дисково-пасовий льонобральний апарат, схематично показаний на рис. 1, який містить: збірну раму (на рисунку не показана); подільники 1, бральний вузол, який включає бральні диски 2, бральні паси 3, ролики 4, підпружинені кріплення 5, напрямні прутки 6, поперечний транспортер 7.

Дисково-пасовий льонобральний апарат працює наступним чином.

Привод бральних дисків, які обертаються в однаковому напрямку, здійснюється з картера рами. З одного боку кожен бральний диск 2, охоплюється бральним пасом 3, який надітий на ролики 4. За рахунок підпружиненого кріплення 5 верхнього ролика 4 забезпечується постійний натяг брального паса 3, а значить і тиск в бральному рівчаку.

При русі машини по поверхні поля подільники 1 розділяють стебла льону на окремі смужки і направляють їх в гирла бральних рівчаків. Далше стебла льону затискаються між контактуючими поверхнями бральних дисків 2 і бральних пасів 3, витягуються з ґрунту і переміщуються до виходу з бральних рівчаків, де захоплюються пальцями поперечного транспортера 7 і ковзаючи по поверхні напрямних прутків 6 пререміщуються до виходу з дисково-пасового льонобрального апарата. В подальшому в залежності від типу льонозбиральної машини стеблева стрічка або розстеляється на льонище, або подається на наступні робочі органи льонозбиральної машини для обчисування насінневих коробочок.

Запропонований дисково-пасового бральний апарат має переваги над існуючими пасовими і пасово-дисковими льонобральними апаратами. Так бральний вузол містить менше деталей, тому льонобральний апарат менш матеріаломісткий в порівнянні з аналогами. За рахунок того, що бральні паси не передають тягових зусиль, а виконують тільки затискання і утримування стебел льону, а також підпружинення верхніх роликів 4, забезпечується підвищення довговічності бральних пасів.

Для транспортування стебел льону від бральних секцій використовується поперечний транспортер.

Аналогічні поперечні транспортери використовуються у причіпних льонобралках та льонозбиральних комбайнах [3].

Поперечний транспортер, який встановлений на льонокомбайні ЛК-4А, має три ряди металевих пальців, закріплених на втулково-роликівих ланцюгах. Це доволі металомістка конструкція, яка при роботі видає підвищений шум. Також можливе травмування стебел при дії на них металевих пальців [3].

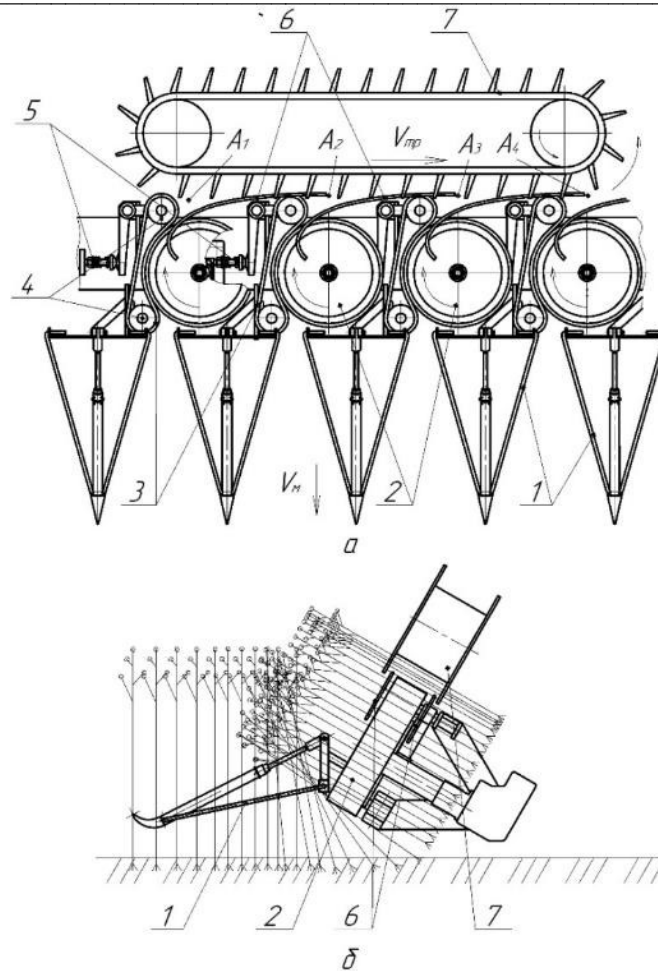


Рис. 1. Дисково-пасовий льнобральний апарат: 1 - подільники, 2 - бральні диски, 3 - бральні паси, 4 - ролики, 5 - підпружинені кріплення, 6 - напрямні прутки, 7 - поперечний транспортер; а – вид зверху, б – вид збоку

Тому в запропонованому бральному апараті встановлюємо стрічковий поперечний транспортер. Стрічка являє собою прогумоване полотно по краях якого закріплені гумові пальці. В результаті чого маємо дві вітки пальців, які захоплюють стебла льону, що виходять з брального рівчаку бральної секції одночасно з двох сторін по відношенню до брального диска і брального паса.

Це знизить металомісткість льнозбиральної машини, зменшить шум при роботі і стебла льону будуть менше травмуватися пальцями транспортера.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Дослідженнями поперечних транспортерів льнозбиральних машин займався проф. Г.А. Хайліс [4] та його учні проф. О.О. Налобіна [5] і доц. І.П. Головачук [6]. Ними обґрунтовані конструктивні, кінематичні та енергетичні параметри поперечних транспортерів. Ґрунтовно досліджені процеси захвату рухомими пальцями стебел льону, які поступають в процесі вільного падіння з секцій брального апарату, транспортування стебел в каналі і в наступні робочі органи та знімання стебел із пальців. Дані цих досліджень були використані при проектуванні стрічкового поперечного транспортера.

Постановка завдань. Провести силовий розрахунок процесу транспортування стебел льону стрічковим поперечним транспортером дисково-пасового льнобрального апарату та дослідити вплив кінематичного режиму роботи брального апарату і характеристик стеблостою льону на навантаження робочої вітки поперечного транспортера.

Викладення основного матеріалу.

Схема поперечного транспортера показана на рис. 1. Транспортер наближено до бральних дисків 1 і бральних пасів 2. Містить транспортер нескінченну стрічку, яка охоплює ведучий і ведений шків. Стрічка являє собою прогумоване полотно по краях якого закріплені гумові пальці, нахилені

під певним кутом. В результаті чого маємо дві вітки пальців, які захоплюють стебла льону, що виходять з брального рівчаку бральної секції одночасно з двох сторін по відношенню до брального диска і брального паса. Також з двох сторін бральних дисків і бральних пасів встановлені нерухомі напрямні прутки. Між нижньою віткою стрічкового поперечного транспортера і напрямними прутками бральних секцій утворюється канал транспортера. На схемі показані також напрямки руху ведучого шківа і стрічки з пальцями.

При роботі машини стебла, що поступають з бральних рівчаків у канал транспортера, підхоплюються пальцями транспортера та переміщуються вздовж каналу; при цьому формується стеблова стрічка, яка далі виводиться із каналу на наступний робочий орган. Найбільше навантаження діє на пальці в зоні останньої (внутрішньої) бральної секції, а найменше – в зоні першої (польової) секції. На схемі (рис. 1) перша (польова) секція знаходиться в зоні біля точки A_1 , наступна секція (друга) знаходиться правіше точки A_2 , в зоні біля точки A_3 знаходиться третя секція, в зоні біля точки A_4 знаходиться остання четверта секція. На схемі від точки A_1 до наступного рівчака ланцюг транспортує стебла вибрані першою секцією (польовою). На виході із другого рівчака до цих стебел під'єднуються стебла з другої секції, при цьому утворюється двохсекційна стрічка; при наближенні пальців до третього рівчака додаються ще стебла й утворюється трьохсекційна стрічка; при наближенні пальців до останнього четвертого рівчака (зона біля точки A_4) утворюється чотирьохсекційна стрічка, яка виводиться із каналу та передається на наступний робочий орган. Починаючи з точки A_4 стеблова стрічка рухається до виходу із транспортера.

Кожну секунду кожний бральний рівчак виводить у канал транспортера число i_p стебел:

$$i_p = Bi_c v_m, \quad (1)$$

де B – ширина захвату бральної секції;

i_c – густина стеблостою (число стебел на 1 м^2 поля);

v_m – швидкість руху машини.

Найменша кількість стебел попадає в канал транспортера в зоні першого брального рівчака. На 1 м довжини каналу транспортера в зоні першого рівчака укладається число i_{k1} стебел, що дорівнює:

$$i_{k1} = \frac{i_p}{v_{mp}} = Bi_c \frac{v_m}{v_{mp}}, \quad (2)$$

де v_{mp} – швидкість стрічки поперечного транспортера.

Така кількість стебел буде на ділянці каналу від першого (польового) до другого рівчака. На ділянці від другого до третього рівчака число стебел на 1 м довжини буде у 2 рази більше.

На ділянці від i -того рівчака до $i+1$ рівчака число стебел на 1 м довжини каналу буде :

$$i_{ki} = i Bi_c \frac{v_m}{v_{mp}}. \quad (3)$$

У запропонованому апараті число бральних рівчаків рівне чотирьом, тому на ділянці каналу від останнього внутрішнього рівчака до виходу стебел із каналу на наступний робочий орган число стебел на 1 м довжини каналу i_{k4} дорівнює :

$$i_{k4} = 4 Bi_c \frac{v_m}{v_{mp}}. \quad (4)$$

На напрямну каналу транспортера передається не вся сила ваги G стебла, а лише її складова G_1 , яка дорівнює $G \sin \alpha_\delta$, де α_δ – кут нахилу брального апарата до горизонту. Тоді сила, яка передається з боку стеблової стрічки на 1 м довжини напрямних транспортера, дорівнює $G i_{ki} \sin \alpha_\delta$. Наведений вираз являє собою інтенсивність розподілу тиску стебел на напрямні по їхній довжині (погонний тиск) вздовж каналу. Якщо його позначити q_{ni} , де i – номер брального рівчака, та врахувавши, що $G = mg$, де m – маса стебла, а g – прискорення вільного падіння, знаходимо:

$$q_{ni} = i Bi_c mg \frac{v_m}{v_{mp}} \sin \alpha_\delta. \quad (5)$$

Значення i у рівності (5) дорівнює 1 на ділянці каналу між першим і другим рівчакими; i дорівнює 2 на ділянці між другим і третім рівчакими, 3 на ділянці між третім і четвертим.

Якщо q_{ni} помножити на коефіцієнт тертя f стебел по напрямним, то отримаємо інтенсивність q_{mi} розподілу сил тертя стебел по напрямним:

$$q_{mi} = fq_{ni} = ifB_i c mg \frac{v_m}{v_{mp}} \sin \alpha_\sigma. \quad (6)$$

Розрахунок навантаження на пальці, які просувають стеблини вздовж каналу, проводиться по схемі на рис. 2, на якій зображений вплив пальців на стебла. Стрічка 1 з пальцями 2 переміщає стебла 3, що розташовуються в просторі між двома рядами пальців, вправо. Стебла 3, які приймаються за систему матеріальних точок, яка деформується, тиснуть на напрямні 4 каналу з силою $\sum G_i$, що дорівнює сумі складових G_i сил ваги стебла: $\sum G_i = q_{mi} b_n$, тут b_n – відстань між пальцями на стрічці. Напрямна відповідає силою реакції N_k , яка дорівнює $\sum G_i$. Пальці рухають стебло вправо, при цьому з боку напрямних на стебло діють сили тертя, сума яких позначена $\sum F$ ($\sum F = q_{mi} b_n = fq_{ni} b_n$). Пальці долають ці сили тертя, рухаючись разом із стеблами. Так як сили $\sum F$ діють вздовж напрямних каналу, то пальці при рівномірному русі повинні діяти на стебло із силою, яка дорівнює $\sum F$ і протилежно їй направлена. Цією силою P , яка може бути розкладена на дві складові N та T . Сила N діє перпендикулярно лінії пальця, а T діє вздовж лінії пальця, - це сила тертя, яка в залежності від кута відхилення пальця може досягнути максимуму або ні.

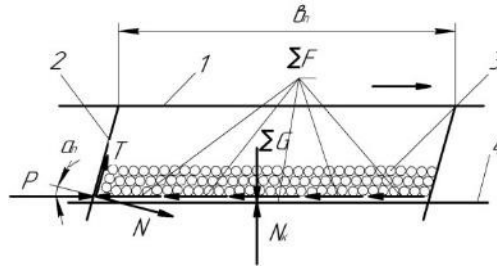


Рис. 2. Сили, що діють при транспортуванні стебел в каналі транспортера:
1 – стрічка; 2 – палець; 3 – стебла; 4 - напрямна

З викладеного вище випливає, що $\sum G_i = iBb_n i_c mg \frac{v_m}{v_{mp}} \sin \alpha_\sigma = N_k$, а сила P , яка дорівнює

$\sum F = fN_k$, буде:

$$P = ifBb_n i_c mg \frac{v_m}{v_{mp}} \sin \alpha_\sigma. \quad (7)$$

Так як кут між силами P і N рівний куту α_n відхилення пальця від перпендикуляра до лінії каналу, то $N = P \cos \alpha_n$ а $T = P \sin \alpha_n$. Остаточнo отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} N &= ifBb_n i_c mg \frac{v_m}{v_{mp}} \sin \alpha_\sigma \cos \alpha_n; \\ T &= ifBb_n i_c mg \frac{v_m}{v_{mp}} \sin \alpha_\sigma \sin \alpha_n. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Сили P , N і T по формулам (7) і (8) характеризують навантаження на один ряд пальців стрічки транспортера при відстані між пальцями b_n (рис. 2) для випадку, коли стрічка складається з незчеплених стебел, що є частковим випадком. У більшості випадків стебла зчеплені, внаслідок чого ряд пальців 2 (рис. 2) буде переміщувати не лише стебла, що знаходяться на відстані b_n , але й стебла які розташовані лівіше (позаду) пальців 2 (на схемі вони не показані). Таким чином, пальці транспортера на зчеплених стеблах працюють одночасно, допомагаючи один одному.

Зміна сил тертя при переході стебел із зони одного брального рівчака у зону наступного брального рівчака визначається введенням поняття суми сил тертя, що припадають на відстань між рівчачками. Цю силу позначають P_{mi} , де i вказує номер рівчака з якого стебла виходять на транспортер і рухаються до наступного рівчака. При $i=1$ сила P_{m1} являє собою суму сил тертя, які діють на ділянці від першого (польового) рівчака до другого; при $i=2$ сила P_{12} являє собою суму сил

тертя від другого рівчака до третього; при $i=3$ сила P_{T3} являє собою суму сил тертя від третього рівчака до четвертого. Таким чином, P_{mi} являє собою суму сил тертя, яка припадає на i -у міжрівчакову відстань. P_{mi} дорівнює:

$$P_{mi} = q_{mi} B = i f B^2 i_c m g \frac{v_m}{v_{mp}} \sin \alpha_\delta. \quad (9)$$

Формулу (9) можна використати для визначення закономірності зміни сумарного зусилля $P_{сумі}$, необхідного для переміщення стебел по каналу транспортера в різних зонах, починаючи із зони від першого рівчака до другого, потім від другого до третього, далі від третього до четвертого. У зоні від першого рівчака до другого $P_{сум1}$ дорівнює P_{mi} згідно (9) при $i=1$. У зоні від другого рівчака до третього $P_{сум2}$ дорівнює:

$$P_{сум2} = \sum_{i=1}^2 P_{mi} = f B i_c m g \frac{v_m}{v_{mp}} (B + 2B) \sin \alpha_\delta = 3 f B^2 i_c m g \frac{v_m}{v_{mp}} \sin \alpha_\delta. \quad (10)$$

У зоні від третього рівчака до четвертого $P_{сум3}$ дорівнює:

$$P_{сум3} = \sum_{i=1}^3 P_{mi} = f B i_c m g \frac{v_m}{v_{mp}} (B + 2B + 3B) \sin \alpha_\delta = 6 f B^2 i_c m g \frac{v_m}{v_{mp}} \sin \alpha_\delta. \quad (11)$$

Знаючи $P_{сум3}$ і швидкість транспортування стебел v_{mp} , знаходимо потужність N_{mp} , яка необхідна для транспортування стебел:

$$N_{mp} = P_{сум3} v_{mp} = 6 f B^2 i_c m g v_m \sin \alpha_\delta. \quad (12)$$

За сумарним зусиллям $P_{сумі}$ для переміщення стебел в різних зонах і шляхах руху пальців визнається роботу, яка витрачається на подолання сил тертя при переміщенні стебел по каналу транспортера. Ця робота A_{mi} дорівнює $P_{сумі} s$, де s – шлях переміщення. Якщо шлях s рахувати від першого брального рівчака, то для чотирьохсекційного брального апарату робота на подолання сил тертя в зоні від першого рівчака до другого буде:

$$A_{m1} = P_{сум1} s. \quad (13)$$

У зоні від другого до третього рівчака:

$$A_{m2} = P_{сум2} (s - B). \quad (14)$$

У зоні від третього рівчака до четвертого рівчака тобто до місця виходу стеблової стрічки з транспортера:

$$A_{m3} = P_{сум3} (s - 2B). \quad (15)$$

В якості пояснення до формул (13) – (15) необхідно вказати, що в залежності (13) s змінюється від 0 до B , у виразі (14) s змінюється від B до $2B$, у залежності (15) s змінюється від $2B$ до $3B$.

З врахуванням приведених даних можна скласти рівності для визначення загальної роботи, що затрачається $A_{заг}$ на різних ділянках транспортування стебел і $A_{заг}$ на весь шлях їх транспортування. Загальна робота, що затрачається на транспортування стебел $A_{заг}$ знаходиться як сума робіт A_{m1} , A_{m2} , A_{m3} , що визначаються за формулами типу (13), (14) і (15):

$$A_{заг} = A_{m1} + A_{m2} + A_{m3}. \quad (16)$$

З викладеного випливає, що формули (13) – (16) дозволяють визначити роботу, що затрачається на транспортування стебел на початковому етапі роботи машини, коли відбувається заповнення транспортера стеблами. В момент, коли стебла почали виходити із транспортера загальна робота $A_{заг}$ досягає найбільшої величини, після чого вона вже не міняється, якщо параметри стеблової стрічки не міняються. В даному випадку для визначення цієї найбільшої роботи по приведеним формулам в останніх секціях шлях s приймає значення $3B$.

Слід відмітити, що наведені вище залежності (13) – (16) вірні при умові, що рухомі стеблини спираються лише на нижні напрямні каналу. Це можливо, якщо стеблова стрічка в каналі не ущільнена (пухка). Якщо ж у канал кожену секунду поступає багато стеблин, то через наявність ущільнення (стиск) стебел і під дією сил пружності стеблова стрічка буде розпирати канал, у зв'язку з чим під час руху стеблин тертя буде мати місце не лише по нижнім напрямним каналу, а й по полотні стрічкового транспортера, яке є верхньою напрямною для стебел. У цьому випадку через високу щільність стеблової маси сила P (рис. 2) різко зростає і можливе забивання транспортера.

За наведеними формулами проведені розрахунки для конкретних випадків з метою визначення величин q_{ni} , q_{mi} , P_{mi} , $P_{сумі}$, A_{mi} на різних ділянках каналу транспортера при наступних вихідних даних: $B=0,38$ м; $f=0,5$; $g=9,81$ м/с²; $i_c=1000$ і 2000 шт./м²; $v_M=1$ і 2 м/с; $v_{mp}=1,8$ м/с; $\alpha_0=60^\circ$; $m=0,001$ кг. Розрахунки проведені за комп'ютерною програмою Maple.

За результатами розрахунків побудовані графічні залежності: $q_{ni}=f(S)$; $q_{mi}=f(s)$; $P_{mi}=f(s)$; $P_{сумі}=f(s)$; $A_{mi}=f(s)$, які представлені на рисунках 3, 4, 5, 6 і 7.

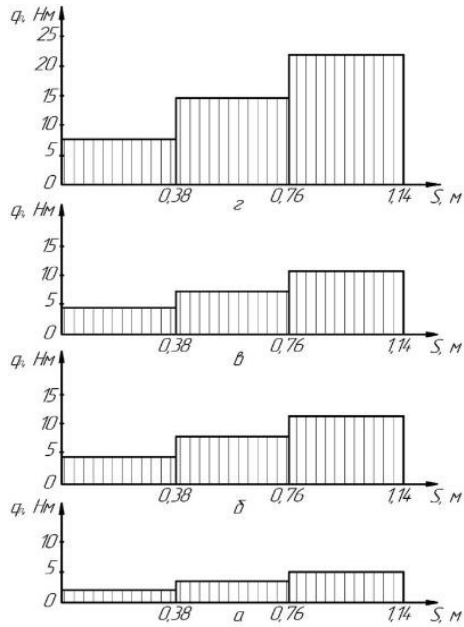


Рис. 3. Діаграма інтенсивності розподілу тиску стебел на напрямні:
а – $i_c=1000$ шт./м²; $v_M=1$ м/с;
б – $i_c=1000$ шт./м²; $v_M=2$ м/с;
в – $i_c=2000$ шт./м²; $v_M=1$ м/с;
г – $i_c=2000$ шт./м²; $v_M=2$ м/с

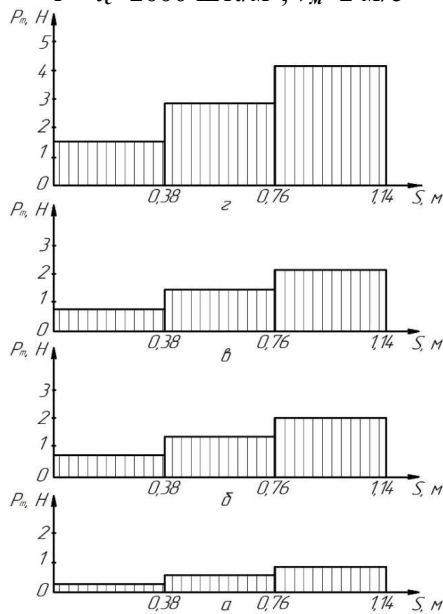


Рис. 5 Діаграма сил тертя: **а** – $i_c=1000$ шт./м²; $v_M=1$ м/с; **б** – $i_c=1000$ шт./м²; $v_M=2$ м/с; **в** – $i_c=2000$ шт./м²; $v_M=1$ м/с; **г** – $i_c=2000$ шт./м²; $v_M=2$ м/с

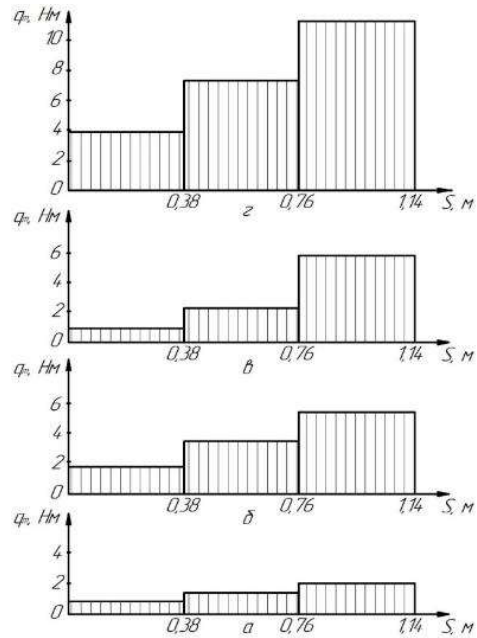


Рис. 4. Діаграма інтенсивності розподілу сил тертя стебел по напрямним:
а – $i_c=1000$ шт./м²; $v_M=1$ м/с;
б – $i_c=1000$ шт./м²; $v_M=2$ м/с;
в – $i_c=2000$ шт./м²; $v_M=1$ м/с;
г – $i_c=2000$ шт./м²; $v_M=2$ м/с

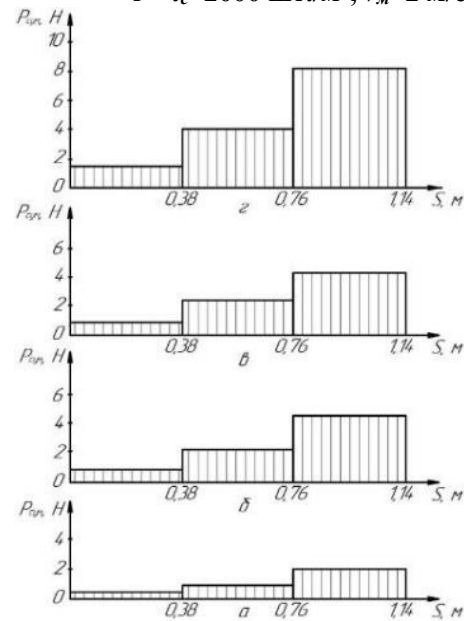


Рис. 6. Діаграма сумарних сил тертя: **а** – $i_c=1000$ шт./м²; $v_M=1$ м/с; **б** – $i_c=1000$ шт./м²; $v_M=2$ м/с; **в** – $i_c=2000$ шт./м²; $v_M=1$ м/с; **г** – $i_c=2000$ шт./м²; $v_M=2$ м/с

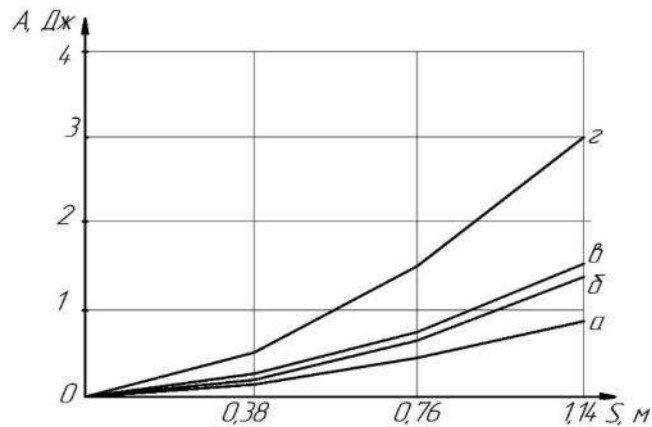


Рис. 7. Діаграми робіт, які витрачаються на переміщення стебел: а – $i_c=1000$ шт./м²; $v_m=1$ м/с; б – $i_c=1000$ шт./м²; $v_m=2$ м/с; в – $i_c=2000$ шт./м²; $v_m=1$ м/с; г – $i_c=2000$ шт./м²; $v_m=2$ м/с

Аналіз графіків показує, що інтенсивність розподілу тиску стебел на напрямні, інтенсивність розподілу сил тертя стебел по напрямним, сили тертя і робота зростають зі збільшенням швидкості машини і густоти стеблостою, тобто з ростом числа стебел, які поступають у транспортер. Із графіків слідє також, що тиск стебел на напрямні, сили тертя та робота, що витрачається на переміщення стебел в поперечному транспортері, мають найменші значення у зоні польової бральної секції і зростають у напрямку виходу із транспортера.

Висновки. Під час надходження та руху в каналі транспортера стебла взаємодіють з його пальцями й напрямними. Проведеними розрахунками встановлено, що тиск стебел на напрямні, сила тертя та робота, що витрачається на їх переміщення, мають найменші значення в зоні польової бральної секції та зростають у напрямі їх виходу з транспортера. Інтенсивність розподілу тиску стебел на напрямні, інтенсивність розподілу сил тертя стеблин по напрямних, сили тертя й робота зростають із збільшенням швидкості машини та зі збільшенням густоти стеблостою, тобто з ростом числа стебел, які надходять у транспортер. За умови збільшення швидкості машини та густоти стеблостою робота, що витрачається на переміщення стебел по всьому каналу поперечного транспортера, зростає та становить 0,85 Дж при $v_m=1,0$ м/с, $i_c=1000$ шт./м² і 3,04 Дж при $v_m=2,0$ м/с, $i_c=2000$ шт./м².

Список використаних джерел

1. Патент на корисну модель № 153632 А01D 45/06 (2006.01) Дисково-пасовий льнобральний апарат. Юхимчук С.М., Толстушко М.М., Юхимчук С.Ф. Опубл. 02.08.2023 р. Бюл. № 31.
2. Юхимчук С.М. Розрахунок бральної секції дисково-пасового льнобрального апарата / С.М. Юхимчук, С.Ф. Юхимчук, М.М. Толстушко, Л.М. Дацюк // Ж-л: Сільськогосподарські машини. – Вип. 49. – Луцьк – 2023. С. 81-89 <https://doi.org/10.36910/acm.vi49.1023>
3. Дударев І.М. Теоретичні основи модернізації машин для виробництва льону: монографія / І.М. Дударев. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького НТУ, 2015. – 268 с.
4. Хайлис Г.А. Льноуборочные машины / [Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухарин и др.] – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
5. Налобіна О.О. Механіко-технологічні основи процесів взаємодії робочих органів льнозбирального комбайна з рослинним матеріалом: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.11 / Налобіна Олена Олександрівна; Національний аграрний ун-т. – Київ, 2008. – 476 с.
6. Головачук І.П. Робочий процес та параметри поперечних транспортерів льнокомбайнів: дис... канд. техн. наук: 05.05.11 / Головачук Ігор Павлович; Львів. держ. аграр. ун-т. — Львів, 2003.

Рецензент: Ягелюк Світлана Володимирівна, професор кафедри товарознавства та експертизи в митній справі Луцького національного технічного університету, доктор технічних наук, доцент.