

УДК 631.358:633.521

І.М. Дударєв, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

## **ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ВАЛЬЦЬОВОГО ЛЬОНОБРАЛЬНОГО АПАРАТА**

*У статті представлені результати теоретичних досліджень роботи вальцьового льонобрального апарата. Отримано залежності для визначення потужності, що необхідна для привода вальців льонобрального апарата та умов витягування стебел льону з ґрунту.*

### **ЛЬОНОБРАЛЬНИЙ АПАРАТ, ВАЛЕЦЬ, ПОТУЖНІСТЬ, ЛЬОН.**

**Постановка проблеми.** У технології збирання льону однією з найбільш важливих операцій є брання льону. Саме від брання льону залежить якість сформованої стрічки льону (розтягнутість, кут перекосу стебел, пошкодження, переплутаність) та ефективність усіх наступних технологічних операцій. Існуючі конструкції бральних апаратів мають низку недоліків. Таким чином, актуальним є розробка та дослідження роботи нової конструкції льонобрального апарата з врахуванням недоліків і переваг існуючих.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Вітчизняними та закордонними науковцями запропоновано різноманітні конструкції льонобральних апаратів [1, 2]. Серед них необхідно відзначити розробки вітчизняних науковців Г.А. Хайліса, О.О. Налобіної та С.Ф.Юхимчука. Разом з тим, у зв'язку з розробкою вальцьового льонобрального апарата необхідне проведення додаткових теоретичних досліджень для обґрунтування його параметрів.

**Мета дослідження** – дослідження роботи вальцьового льонобрального апарата.

**Результати дослідження.** Дослідимо процес брання стебел льону вальцьовим льонобральним апаратом [3]. Розглянемо взаємодію вальця, що має гвинтовий паз, з пучком стебел льону у момент, коли пучок стебел попадає в паз та починається витягування стебел з ґрунту. Для визначення сили нормального тиску  $N_2$  вальця на пучок стебел припустимо, що нормальний тиск розподілений рівномірно для точок контакту вальця з стеблами:

$$dN_2 = p_2 r_{cn} d\alpha dS, \quad (1)$$

де  $p_2$  – нормальний тиск вальця з гвинтовим пазом на пучок стебел льону, Па;  $r_{cn}$  – радіус напівкруглого поперечного січення гвинтового

паза, м;  $d\alpha$  – елементарний кут контакту пучка стебел з поверхнею паза в його напівкруглому поперечному січенні, град.;  $dS$  – елементарна довжина гвинтового паза (гвинтової лінії) вздовж якої відбувається контакт пучка стебел з поверхнею паза, м.

Розташуємо початок системи координат  $xuz$  на осі вальця з гвинтовим пазом так, як показано на рис. 1 а, спрямувавши вісь  $z$  вздовж осі обертання вальця. Система координат  $xuz$  обертається разом з вальцем навколо його осі обертання (осі  $z$ ) з кутовою швидкістю  $\omega$ . Початок гвинтової лінії паза (точка  $A$ ) має координати  $x_A = r_2$ ;  $y_A = 0$ ;  $z_A = 0$  та кут  $\varphi = 0$  (де  $\varphi$  – кут між додатнім напрямком осі  $x$  та проекцією радіус-вектора довільної точки, що розміщена на гвинтовій лінії, на площину  $xOy$ , град.).

Для забезпечення попадання пучка стебел у гвинтовий паз необхідно, щоб валець з пазом був довшим за гладкий валець зі сторони входження стебел у робочу зону вальців на величину  $2r_{cn}$ . Витягування стебел з ґрунту розпочинається з моменту потрапляння пучка в робочу зону вальців. Тобто з моменту попадання пучка в паз до моменту, коли розпочинається витягування стебел, пучок переміститься вздовж вальця з гвинтовим пазом на відстань  $2r_{cn}$ , при цьому валець повернеться на кут, значення якого  $\varphi \rightarrow 0$ . Таким чином, для подальших досліджень можна знехтувати величиною цього кута та прийняти, що витягування стебел розпочинається при куті  $\varphi = 0$ . У цей момент початок гвинтової лінії паза (точка  $A$ ), співпадає з початком робочої зони вальців, а довжина гвинтової лінії паза  $S = 0$ .

Визначимо проекції елементарної сили нормального тиску на осі  $x$ ,  $y$  та  $z$ :

$$\begin{aligned} dN_{2x} &= dN_2 \cos \alpha \cos j = p_2 r_{cn} \cos \alpha da \cos j dS; \\ dN_{2y} &= dN_2 \cos \alpha \sin j = p_2 r_{cn} \cos \alpha da \sin j dS; \\ dN_{2z} &= dN_2 \sin \alpha \cos y = p_2 r_{cn} \sin \alpha da \cos y dS, \end{aligned} \quad (2)$$

де  $\psi$  – кут підйому гвинтової лінії паза, град.

Диференціал довжини дуги гвинтової лінії (паза), вздовж якої відбувається контакт пучка стебел з поверхнею паза:

$$dS = \sqrt{dx^2 + dy^2 + dz^2}. \quad (3)$$

Диференціали  $dx$ ,  $dy$  та  $dz$  визначимо з системи рівнянь, яка описує гвинтову лінію паза:

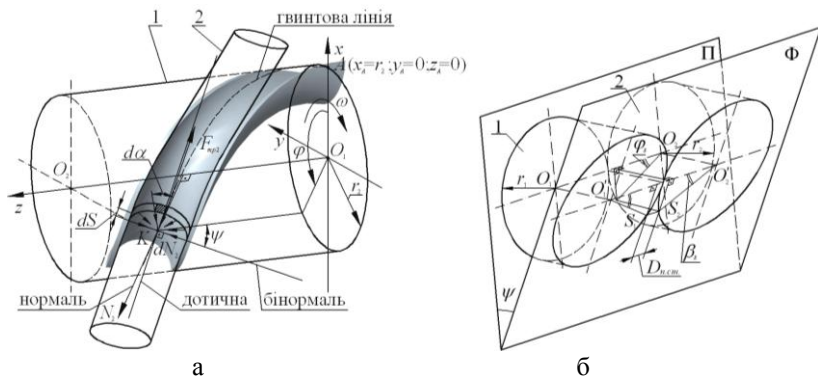


Рис. 1 – Розрахункові схеми: а – схема до визначення сили нормального тиску  $N_2$  вальця з гвинтовим пазом на пучок стебел льону (1 – валець з гвинтовим пазом; 2 – пучок стебел); б – схема до визначення кута  $\varphi_s$  (1 – гладкий валець; 2 – валець з гвинтовим пазом)

$$\left. \begin{aligned} dx &= -r_2 \omega \sin(\omega t) dt; \\ dy &= r_2 \omega \cos(\omega t) dt; \\ dz &= \left[ V_0 + \frac{V_0(k_{p.cm.} - 1)\omega t}{\varphi_k} \right] dt. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Після підстановки рівнянь (4) у рівняння (3), отримаємо:

$$dS = \sqrt{\frac{V_0^2(k_{p.cm.} - 1)^2 \omega^2}{\varphi_k^2} t^2 + \frac{2V_0^2(k_{p.cm.} - 1)\omega}{\varphi_k} t + r_2^2 \omega^2 + V_0^2} dt. \quad (5)$$

Позначимо  $A = (V_0^2(k_{p.cm.} - 1)^2 \omega^2) / \varphi_k^2$ ,  $C = r_2^2 \omega^2 + V_0^2$  та

$B = (2V_0^2(k_{p.cm.} - 1)\omega) / \varphi_k$ , тоді матимемо  $dS = \sqrt{At^2 + Bt + C} dt$ .

Враховуючи, що  $\varphi = \omega t$ , система (2) матиме вигляд:

$$\left. \begin{aligned} dN_{2x} &= p_2 r_{cn} \cos \alpha d\alpha \cos(\omega t) \sqrt{At^2 + Bt + C} dt; \\ dN_{2y} &= p_2 r_{cn} \cos \alpha d\alpha \sin(\omega t) \sqrt{At^2 + Bt + C} dt; \\ dN_{2z} &= p_2 r_{cn} \sin \alpha d\alpha \cos \psi \sqrt{At^2 + Bt + C} dt. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Нехай кут контакту пучка стебел з поверхнею паза в його напівкруглому поперечному січенні змінюється симетрично відносно осі симетрії січення в межах  $\alpha \in [-\alpha_k; \alpha_k]$ , проінтегруємо рівняння системи (6) по  $\alpha$  в межах від  $-\alpha_k$  до  $\alpha_k$ :

$$\begin{aligned} N_{2x} &= 2p_2 r_{cn} \sin \alpha_k \int_0^{t_k} \cos(\omega t) \sqrt{At^2 + Bt + C} dt; \\ N_{2y} &= 2p_2 r_{cn} \sin \alpha_k \int_0^{t_k} \sin(\omega t) \sqrt{At^2 + Bt + C} dt; \\ N_{2z} &= 0, \end{aligned} \quad (7)$$

де  $t_k$  – час ( $t_k = \varphi_s / \omega$ ), с;  $\varphi_s$  – кут між додатнім напрямком осі  $x$  та проєкцією радіус-вектора точки гвинтової лінії на площині  $xOy$ , що визначає кінець дуги гвинтової лінії (паза), вздовж якої відбувається контакт пучка стебел з поверхнею паза, град.

Визначимо кут  $\varphi_s$ , що визначає зону контакту вальця з гвинтовим пазом та пучка стебел. Перетнемо вальці брального апарата в зоні контакту з пучком стебел січною площиною  $\Phi$ , кут між якою та площиною  $\Pi$ , яка перпендикулярна осям вальців, складає  $\psi$  (рис.1б). Площина  $\Phi$  паралельна стеблам льону в момент їх надходження в бральну секцію. Таким чином, у січенні гладкого вальця матимемо еліпс, мала піввісь якого рівна радіусу гладкого вальця  $b_{ne1} = r_1$ , а велика піввісь –  $a_{ne1} = r_1 / \cos \psi$ . У січенні вальця з гвинтовим пазом площиною  $\Phi$  матимемо теж еліпс, мала піввісь якого рівна  $b_{ne2} = r_2$ , а велика піввісь –  $a_{ne2} = r_2 / \cos \psi$ . Прийmemo, що радіуси вальців рівні  $r_1 = r_2 = b_{ne1}$ , кути контакту гладкого вальця та вальця, що має гвинтовий паз, з пучком стебел у площині  $\Phi$  рівні між собою та рівні куту  $\beta_s$ . Також прийmemo, що відстань між центрами еліпсів рівна величині  $2b_{ne1}$ , тоді справедлива рівність:

$$r_s \cos \beta_s + r_s \cos \beta_s + D_{n.cm.} = 2b_{ne1}, \quad (8)$$

де  $r_s$  – радіус еліпса у точці еліпса  $S$ , м;  $D_{n.cm.}$  – діаметр пучка стебел до його ущільнення в гвинтовому пази, м.

Точки  $S_1$  та  $S_2$  у площині  $\Phi$  визначають початок зони контакту вальців з пучком стебел, коли він не ущільнений.

Припустимо, що площа поперечного січення стебел на початку зони контакту за умови, що усі стебла мають однаковий діаметр  $d_c$ , складає

$F_{n.cm.} = \pi D_{n.cm.}^2 / 4$ . З іншої сторони, приймаючи, що площа пучка стебел рівна сумі площ поперечних січень стебел у пучку, отримаємо  $F_{n.cm.} = \pi^2 d_c^2 V_a n_{cm} b_c / (2\omega z_n)$  (де  $V_a$  – швидкість руху агрегата полем, м/с;  $n_{cm}$  – кількість стебел льону, що припадає на 1 м<sup>2</sup> поля, шт./м<sup>2</sup>;  $b_c$  – ширина захвату бральної секції, м;  $z_n$  – кількість заходів гвинтового паза вальця, шт.). Прирівнюючи вирази для  $F_{n.cm.}$ ,

отримаємо  $D_{n.cm.} = \sqrt{\frac{2\pi d_c^2 V_a n_{cm} b_c}{\omega z_n}}$ . Якщо прийняти, що площина  $\Phi$

січе пучок стебел вздовж нього навпіл, тоді  $S_1 S_2 = D_{n.cm.}$ .

Радіуси еліпсів у точках еліпсів  $S_1$  та  $S_2$  за прийнятих припущень однакові  $O_1' S_1 = O_2' S_2 = r_s$  та визначаються за залежністю:

$$r_s = \frac{b_{nel}}{\sqrt{1 - e^2 \cos^2 \left( \frac{\pi}{2} - \beta_s \right)}} = \frac{b_{nel}}{\sqrt{1 - e^2 \sin^2 \beta_s}}, \quad (9)$$

де  $e$  – ексцентриситет еліпса  $e^2 = 1 - \frac{b_{nel}^2}{a_{nel}^2} = 1 - \cos^2 y = \sin^2 y$ .

Після підстановки формули (9) у вираз (8) та врахування, що  $D_{n.cm.} = 2r_{n.cm.}$ , після перетворень матимемо:

$$b_s = \arcsin \sqrt{\frac{1}{\frac{b_{nel}^2 (\sin^2 y - 1)}{r_{n.cm.} (r_{n.cm.} - 2b_{nel})} + \sin^2 y}} \quad (10)$$

Кут  $\varphi_s$  визначається за залежністю (рис. 1 б):

$$\cos \varphi_s = \frac{r_s \cos \beta_s}{b_{nel}} \quad \text{або} \quad \varphi_s = \arccos \left[ \frac{r_s \cos \beta_s}{b_{nel}} \right]. \quad (11)$$

Оскільки у зоні контакту пучка стебел з вальцями кут  $\varphi_s < 18^\circ$ , тоді з достатньою для практичних цілей точністю можна записати, що  $\sin \varphi \approx \varphi = \omega t$  та  $\cos \varphi \approx 1$ . Тоді з системи (7) матимемо:

$$\left. \begin{aligned} N_{2x} &= 2p_2 r_{cn} \sin \alpha_k \int_0^{t_k} \sqrt{At^2 + Bt + C} dt; \\ N_{2y} &= 2p_2 r_{cn} \omega \sin \alpha_k \int_0^{t_k} t \sqrt{At^2 + Bt + C} dt; \\ N_{2z} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Інтегруємо рівняння системи (12) по  $t$  в межах від 0 до  $t_k$  :

$$N_{2x} = \frac{p_2 r_{cn} \sin \alpha_k}{2A} \left( 2At_k + B \right) \sqrt{At_k^2 + Bt_k + C} + \frac{4AC - B^2}{2\sqrt{A}} \ln \left| \frac{2At_k + B + \sqrt{t_k^2 + \frac{Bt_k + C}{A}}}{B + 2\sqrt{AC}} \right| - B\sqrt{C} \quad (13)$$

$$N_{2y} = \frac{p_2 r_{cn} \omega \sin \alpha_k}{4A^2} \left( \frac{2}{3} At(4At + B) + 8AC - 3B^2 \right) \sqrt{At^2 + Bt + C} + \frac{B(B^2 - 4AC)}{2\sqrt{A}} \ln \left| \frac{B + 2A\sqrt{t^2 + \frac{Bt + C}{A}}}{B + 2\sqrt{AC}} \right| - \frac{8AC - 3B^2}{3} \sqrt{C} \quad (14)$$

Таким чином, сила нормального тиску вальця з гвинтовим пазом на пучок стебел  $N_2 = \sqrt{N_{2x}^2 + N_{2y}^2 + N_{2z}^2}$ , а сила тертя між вальцем з гвинтовим пазом та пучком стебел  $F_{mp2} = f_2 N_2$  (де  $f_2$  – коефіцієнт тертя між поверхнею вальця та пучком стебел).

Точки прикладання сил  $N_2$  та  $F_{mp2}$  лежать у поперечному січенні гвинтового паза, що на половині довжини гвинтової лінії вздовж якої пучок стебел контактує з пазом вальця. Пряма, вздовж якої діє сила тертя  $F_{mp2}$  (приймаючи, що кручення пучка стебел у пазу відносно своєї осі не відбувається), паралельна дотичній до гвинтової лінії в точці, яка визначає половину довжини гвинтової лінії  $S(\varphi_s/2)$  паза, вздовж якої пучок стебел контактує з поверхнею паза, а сила  $N_2$  діє вздовж нормалі до гвинтової лінії в цій точці.

Момент проекції сили  $F_{mp2}$  на площину, що перпендикулярна осі вальця, відносно осі обертання вальця з пазом:

$$M_{f2} = F_{mp2} h_{mp2} \cos \psi_{mp2} = f_2 N_2 h_{mp2} \cos \psi_{mp2}, \quad (15)$$

де  $h_{mp2}$  – плече сили тертя ( $h_{mp2} = r_2 - r_{cn}$ ), м;  $\psi_{mp2}$  – кут підйому гвинтової лінії паза в точці, яка визначає половину довжини гвинтової лінії  $S(\varphi_s/2)$ , вздовж якої пучок контактує з поверхнею паза, град.

Потужність, необхідна для привода вальця з гвинтовим пазом:

$$W_2 = f_2 N_2 \omega (r_2 - r_{cn}) \cos \psi_{mp2}. \quad (16)$$

Якщо валець має  $z_n$  заходів гвинтового паза та враховуючи, що кут  $\varphi_k < 2\pi$ , тоді одночасно в робочій зоні браального апарата перебуватиме  $z_{n.cm} = \varphi_k / \varphi_n$  пучків стебел (де  $\varphi_n = 2\pi / z_n$  – кутовий крок між заходами гвинтового паза, рад.). Приймаючи, що усі пучки містять однакову кількість стебел з однаковими параметрами, а також що незалежно від положення пучка вздовж робочої зони вальців необхідно прикладати однакове зусилля для їх витягування, тоді потужність для привода вальця з гвинтовим багатозахідним пазом:

$$W_{2z} = f_2 N_2 \omega z_{n.cm} (r_2 - r_{cn}) \cos \psi_{mp2}. \quad (17)$$

Приємо, що довжина зони контакту пучка стебел з гладким вальцем рівна довжині гвинтового паза (гвинтової лінії), вздовж якої пучок стебел контактує з вальцем. Нехай зона контакту пучка стебел з гладким вальцем симетрична до такої ж зони вальця з пазом відносно вертикальної площини в якій лежить лінія контакту вальців, а ширину зони контакту приймаємо  $2r_{cn} \cos \psi_{mp2}$ . Згідно з припущеннями, кручення пучка стебел у пазу не відбувається, тоді сила тертя  $F_{mp1}$  між пучком і гладким вальцем спрямована симетрично до  $F_{mp2}$  відносно вертикальної площини. Для визначення сили нормального тиску  $N_1$

гладкого вальця на пучок припустимо, що нормальний тиск розподілений рівномірно для точок контакту вальця з стеблами:

$$dN_1 = 2p_1 r_{cn} \cos \psi_{mp2} dS, \quad (18)$$

де  $p_1$  – нормальний тиск гладкого вальця на пучок стебел льону, Па.

Розташуємо початок системи координат  $xuz$  на осі гладкого вальця так як на рис. 2 а. Система координат  $xuz$  обертається разом з гладким вальцем навколо його осі  $z$  з кутовою швидкістю  $\omega$ . Витягування стебел з ґрунту починається у момент, коли кут  $\varphi = 0$ , а вісь  $x$  проходить через початок робочої зони вальців. Визначимо проекції елементарної сили нормального тиску на осі  $x$ ,  $y$  та  $z$ :

$$\left. \begin{aligned} dN_{1x} &= dN_1 \cos \varphi = 2p_1 r_{cn} \cos \psi_{mp2} \cos \varphi dS; \\ dN_{1y} &= dN_1 \sin \varphi = 2p_1 r_{cn} \cos \psi_{mp2} \sin \varphi dS; \\ dN_{1z} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

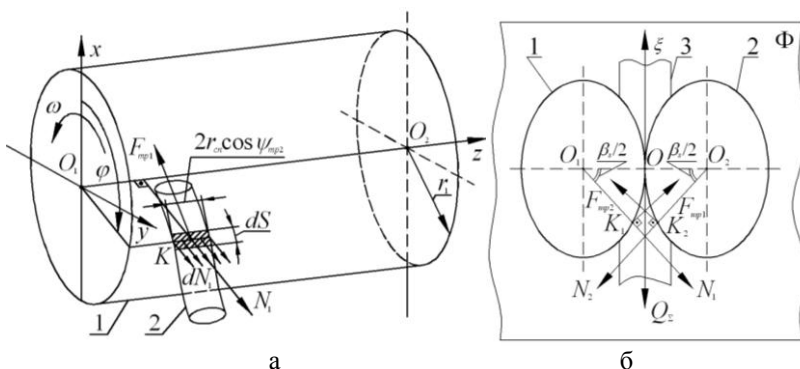


Рис. 2 – Розрахункові схеми: а – схема до визначення сили нормально-го тиску  $N_1$  (1 – гладкий валець; 2 – пучок стебел); б – схема до визначення умови витягування стебел льону з ґрунту (1 – гладкий валець; 2 – валець з гвинтовим пазом; 3 – пучок стебел)



Приймаючи, що  $\sin \varphi \approx \varphi = \omega t$  та  $\cos \varphi \approx 1$ , матимемо:

$$\left. \begin{aligned} N_{1x} &= 2p_1 r_{cn} \cos \psi_{mp2} \int_0^{t_k} \sqrt{At^2 + Bt + C} dt; \\ N_{1y} &= 2p_1 r_{cn} \omega \cos \psi_{mp2} \int_0^{t_k} t \sqrt{At^2 + Bt + C} dt; \\ N_{1z} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Інтегруємо рівняння системи (20) по  $t$  в межах від 0 до  $t_k$ :

$$N_{1x} = \frac{p_1 r_{cn} \cos \psi_{mp2}}{2A} \left( 2 \sqrt{At_k + B} \sqrt{At_k^2 + Bt_k + C} + \right. \\ \left. + \frac{4AC - B^2}{2\sqrt{A}} \ln \left| \frac{2A\sqrt{At_k + B} + \sqrt{t_k^2 + \frac{Bt_k + C}{A}}}{B + 2\sqrt{AC}} \right| - B\sqrt{C} \right) \quad (21)$$

$$N_{1y} = \frac{p_1 r_{cn} \omega \cos \psi_{mp2}}{4A^2} \left( \frac{At(4At + B) + 8AC - 3B^2}{3} \sqrt{At^2 + Bt + C} + \right. \\ \left. + \frac{B(B^2 - 4AC)}{2\sqrt{A}} \ln \left| \frac{B + 2A\sqrt{At + \frac{Bt + C}{A}}}{B + 2\sqrt{AC}} \right| - \frac{8AC - 3B^2}{3} \sqrt{C} \right) \quad (22)$$

Таким чином, сила нормального тиску гладкого вальця на пучок стебел  $N_1 = \sqrt{N_{1x}^2 + N_{1y}^2 + N_{1z}^2}$ , а сила тертя між гладким вальцем та пучком стебел  $F_{mp1} = f_1 N_1$  (де  $f_1$  – коефіцієнт тертя між поверхнею

вальця та пучком стебел). Момент проекції сили  $F_{mp1}$  на площину, що перпендикулярна осі вальця, відносно осі обертання гладкого вальця:

$$M_{f1} = f_1 N_1 r_1 \cos \psi_{mp2}. \quad (23)$$

Потужність, що необхідна для привода гладкого вальця:

$$W_1 = f_1 N_1 \omega r_1 \cos \psi_{mp2}. \quad (24)$$

Якщо у бра́льній секції поряд з гладким вальцем встановлено валець, що має  $z_n$  заходів гвинтового пазу, тоді матимемо:

$$W_{1z} = f_1 N_1 \omega z_{n.cm} r_1 \cos \psi_{mp2}. \quad (25)$$

На рис. 3 а представлені графічні залежності потужностей, що необхідні для привода вальців, від кутової швидкості  $\omega$ .

Прийmemo, що нормальний тиск гладкого вальця та вальця з гвинтовим пазом на пучок стебел льону рівні  $p_1 = p_2 = p$ :

$$p = E\varepsilon = E(1 - F_{cn}/F_{n.cm}) = E(1 - 1/l_c), \quad (26)$$

де  $E$  – модуль пружності, Па;  $\varepsilon$  – відносна деформація пучка стебел ( $\varepsilon = (F_{n.cm} - F_{cn})/F_{n.cm}$ );  $F_{cn}$  – площа січення гвинтового пазу, м<sup>2</sup>;  $\lambda_c$  – коефіцієнтом заповнення перерізу групою стебел.

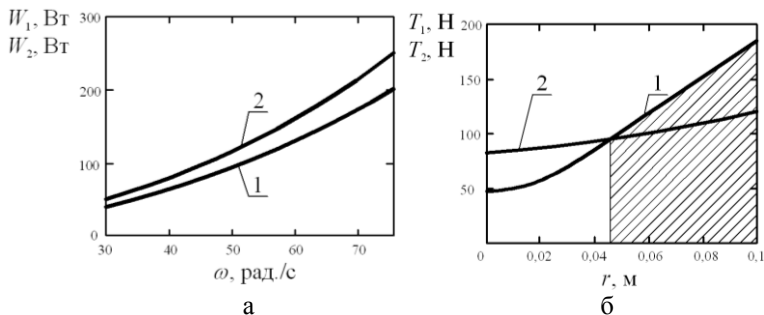


Рис. 3 – Графічні залежності (при  $d_c=0,0015$  м;  $V_a=1,39$  м/с;  $b_c=0,25$  м;  $\omega=54,5$  рад./с;  $r=0,05$  м;  $z_n=8$  шт.,  $\lambda_c=2$ ;  $f_1=0,6$ ;  $f_2=0,7$ ;  $n_{cm}=2000$  шт./м<sup>2</sup>;  $k_{p.cm}=1,8$ ;  $\varphi_k=\pi$  рад.;  $E=2 \cdot 10^6$  Па;  $\psi_{mp2}=0,47$  рад.;  $Q=7$  Н;  $z_{n.cm}=1$  шт.): а) 1 – потужності необхідної для привода гладкого вальця від кутової швидкості  $W_1(\omega)$ ; 2 – потужності необхідної для привода вальця з гвинтовим пазом від кутової швидкості  $W_2(\omega)$ ; б) 1 –  $T_1(r)$ ; 2 –  $T_2(r)$  (заштрихована область – область допустимих значень радіуса вальця)

Визначимо умову за якої буде забезпечено рух пучка стебел вверх вздовж гвинтового паза вальця (витягування стебел з ґрунту) у початковий момент брання. Для цього спроекуємо усі сили на вісь  $\xi$  (рис. 2 б), що спрямована вверх у площині  $\Phi$ , кут між якою та площиною, яка перпендикулярна осям вальців, складає  $\psi_{mp2}$ :

$$(F_{mp1} + F_{mp2}) \cos(\beta_s/2) > (N_1 + N_2) \sin(\beta_s/2) + Q_\Sigma, \quad (27)$$

де  $Q_\Sigma$  – сумарне зусилля з яким стебла у пучку, що знаходиться в гвинтовому пазу, чинять опір витягування, Н.

Сумарне зусилля  $Q_\Sigma$  спрямоване вздовж осі пучка стебел у площині  $\Phi$ . З допустимою точністю для конструктивних розрахунків сумарне зусилля можна визначити наступним чином:

$$Q_\Sigma = i_c Q, \quad (28)$$

де  $i_c$  – кількість стебел у пучку, шт.;  $Q$  – середнє значення зусилля, необхідне для витягування одного стебла льону, Н.

Оскільки радіуси вальців рівні  $r_1 = r_2 = r$ , тоді позначивши  $T_1(r) = (F_{mp1} + F_{mp2}) \cos(\beta_s/2)$  та  $T_2(r) = (N_1 + N_2) \sin(\beta_s/2) + Q_\Sigma$ , умова (27) матиме вигляд  $T_1(r) > T_2(r)$ . Аналізуючи графічні залежності на рис. 3 б, приходимо до висновку, що для витягування стебел льону з ґрунту радіус вальців браального апарата має бути  $r > 0,05$  м.

**Висновок.** Отримані теоретичним шляхом залежності дозволяють визначити потужність, що затрачається на привод вальців льонобрального апарата. Також встановлена умова витягування стебел льону з ґрунту вальцьовим браальним апаратом.

#### Література

1. Дударев І.М. Теоретичні основи розрахунку машин для універсальної технології збирання та післязбиральної обробки льону: Монографія / І.М. Дударев. – Луцьк: Ред.-вид. від. ЛНТУ, 2013. – 164 с.
2. Юхимчук С.Ф. Безпасові льонобральні апарати // С.Ф.Юхимчук, С.В. Синій // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 4. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1998. – С. 197–200.
3. Пат. №102634 Україна, МПК А01 D45/06, А01 F11/00. Вальцьовий льонобральний апарат / Дударев І.М. Заяв. 25.04.2012; опубл. 25.07.2013; Бюл. № 14.
4. Пат. №103445 Україна, МПК А01 D45/00, А01 D45/06, А01 F11/00. Вальцьовий льонобральний апарат / Дударев І.М.; Заяв. 03.12.2012; опубл. 10.10.2013; Бюл. № 19.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух*