

Дацюк Л.М., Юхимчук С.Ф., Дацюк Т.Л.
Луцький національний технічний університет

ПАРАМЕТРИ БРАННЯ СТЕБЕЛ ЛЬОНУ БРАЛЬНИМ АПАРАТОМ З ДОВГИМ ТА КОРОТКИМ ПАСОМ

У статті наведено методику визначення сил опору брання стебел льону бральним апаратом з довгим та коротким пасом. Розраховано натяг і колову силу для довгого та короткого пасу в бральному апараті з поперечними криволінійними рівчачками та їх відповідний вплив на інші характеристики апарата. Визначено як впливає опір брання стебел льону на вживану бральним апаратом потужність. Також проаналізовано можливість використання розробленого розрахунку конструкції брального апарата для інших механізмів.

Ключові слова: бральний апарат, натяг пасу, колова сила, поперечний криволінійний рівчак.

Постановка проблеми. Опір брання стебел льону залежить від конструкції брального апарата. Результати аналізу конструкцій бральних апаратів показують, що опір в бральних рівчачках можна визначити розглянувши рахунок натягу довгого та короткого пасу. Опір в рівчачках залежить, насамперед, від сили натягу та колової сили пасу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З літературного огляду встановлено, що є варіанти визначення натягу пасу і колової сили для довгого та короткого пасу в бральному апараті з поперечними криволінійними рівчачками. Беручи до уваги цей аналіз, вибираємо варіант визначення основних параметрів використовуючи конструкцію криволінійного рівчачка брального апарата. В універсальному льонокомбайні привод брального апарату здійснюється за допомогою чотирьох ведучих шківів (рис. 1), з них один приводить в рух внутрішню напівсекцію брального апарата, а три ведучих шківів, працюють послідовно і приводять в рух основний бральний пас. Особливості завантаження таких ведучих шківів раніше досліджені [1], але опори, які долають паси, досліджені недостатньо. Нижче приводиться розрахунок сил опорів в рівчачках брального апарата комбайна і навантаження на шківів.

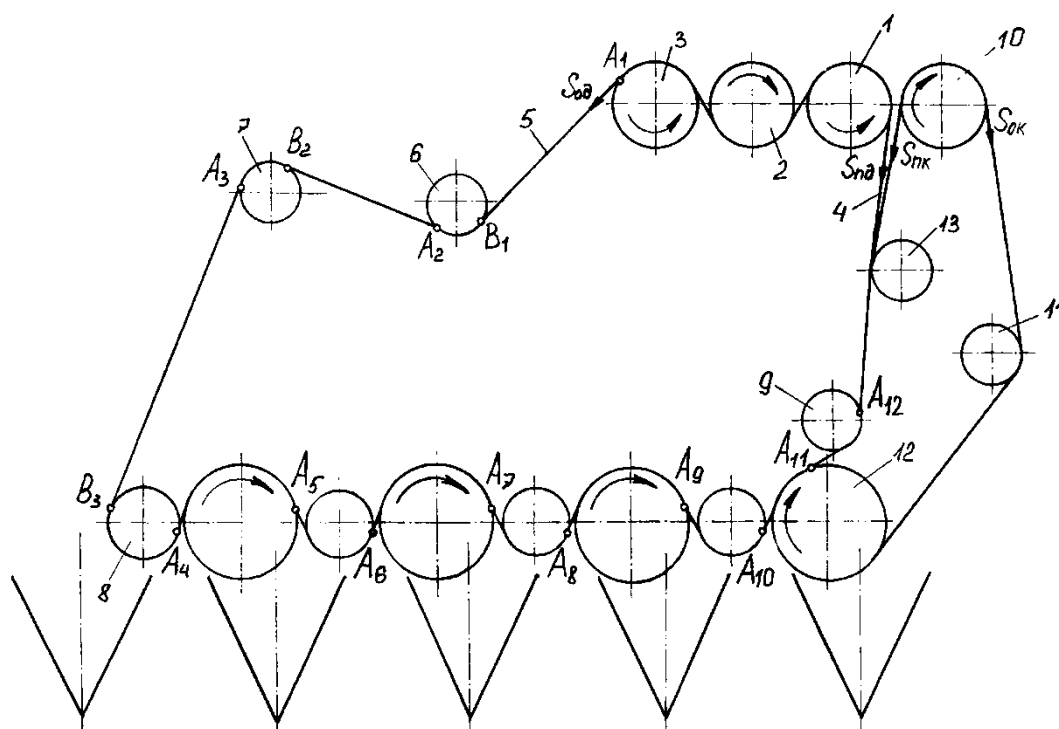


Рис. 1. Схема брального апарату:
1, 2, 3, 10 – ведучі шківів; 4,5 – ведуча та ведена вітки довгого пасу;
6, 7, 8, 9, 11, 13 – ролики; 12 – ведений шків

Метою дослідження є визначення натягу та колової сили для довгого та короткого паса в бральному апараті з поперечними криволінійними рівчачками.

Результати дослідження. Будову апарата представлено на рис. 1. Апарат складається з чотирьох бральних секцій, двох пасів один з них довгий, а другий короткий. А також з чотирьох ведучих шківів, чотирьох бральних шківів і дев'яти роликів [2]. Довгий пас обхвачує три бральні шківви, три ведучі шківви і сім роликів. Короткий пас обхвачує один ведучий шків, один бральний шків і два ролики. С переду апарат обладнаний дільниками. Всі ці ланки показані на схемі, із них 1, 2, 3 і 10 – ведучі шківви; 4 – ведуча вітка довгого пасу; 5 – ведена вітка довгого пасу; 6,7, 8, 9, 11 і 13 – ролики.

З теорії пасової передачі відомо, що:

$$\left. \begin{aligned} S_n + S_o &= 2S_{поч}; \\ S_n - S_o &= P, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де S_n – сила натягу ведучої вітки;

S_o – сила натягу веденої вітки;

$S_{поч}$ – сила початкового (попереднього) натягу пасу;

P – колове зусилля на ведучому шківві.

Стосовно до формули (1) позначимо для довгого пасу силу натягу ведучої вітки $S_{n\delta}$ (на місці S_n), силу натягу веденої вітки позначимо $S_{o\delta}$ (на місці S_o), силу P (колову силу) стосовно до довгого пасу позначимо P_δ , а силу початкового натягу $S_{поч}$ позначимо $S_{поч\delta}$. Однаково також для короткого пасу силу натягу ведучої вітки позначимо $S_{нк}$ (на місці S_n), силу натягу веденої вітки позначимо $S_{ок}$ (на місці S_o), силу P позначимо P_k , а силу $S_{поч}$ позначимо $S_{почк}$.

Визначимо тепер силу P_δ під час роботи довгого (основного) пасу. Сила P_δ , яка складається з різниці $S_{n\delta} - S_{o\delta}$, рівна сумі всіх опорів, які долає довгий пас під час руху. Ці опори наступні: опір внаслідок тертя в роликівих опорах і вигині пасу під час огинання роликів; опір внаслідок виривання стебел з ґрунту і їх транспортування до виходу з брального апарата (опір повітря з ціллю спрощення розрахунків враховувати не будемо). Вказані опори детально досліджені, методи їх розрахунку приводяться в літературі [3]. Якщо використати ці літературні дані, то:

$$P_\delta = S_{n\delta} - S_{o\delta} = \sum \Delta S_i + \sum Q_{\delta j} \quad (2)$$

де $\sum \Delta S_i$ – сума сил S_i натягу пасу, необхідних для його згину навколо роликів і шківів, які приводяться в рух довгим пасом і подолання тертя при їх обертанні (i – номер місця згину пасу);

$\sum Q_{\delta j}$ – сума сил, які діють в площині брального апарата і складають суму $Q_{\delta j}$ сил опору бранню стебел, основа яких розміщена в зоні дії довгого пасу (j – номер бральної секції).

Згідно літературних даних [3] сила ΔS_i , яка є невеликою по величині, пропорційна силі натягу пасу і емпірично визначається за формулою:

$$\Delta S_i \approx \kappa_p S_i \quad (3)$$

де κ_p – коефіцієнт, який враховує роботу, яка витрачається на згин пасу і подолання тертя в опорі ролика, $\kappa_p = 0,01 - 0,02$;

S_i – сила натягу вітки пасу, яка набігає на ролик (сила ця залежить не тільки від втрат на тертя в опорах шківів і роликів і згин пасів, але і від сили $S_{o\delta}$ і $Q_{\delta j}$).

На рис. 1 буквами A_1B_1 позначена набігаюча на ролик 6 вітка 5 пасу, сила натягу якої позначена $S_{o\delta}$, вітка яка збігає з цього ролика на наступний ролик 7, позначена A_2B_2 , а вітка, яка збігає з цього ролика 7 і яка набігає на нижній ролик 8, позначена A_3B_3 . На ділянці B_1A_2 сила $S_{o\delta}$ збільшується на ΔS_i , рівне $\kappa_p S_{o\delta}$, а сила натягу пасу на ділянці A_2B_2 буде рівною $S_{o\delta} + \kappa_p S_{o\delta} = S_{o\delta}(1 + \kappa_p)$. На ділянці B_2A_3 ця сила збільшиться на ΔS_i , рівне $\kappa_p S_{o\delta}(1 + \kappa_p)$, а сила натягу пасу на ділянці A_3B_3 буде рівною $S_{o\delta}(1 + \kappa_p) + \kappa_p S_{o\delta}(1 + \kappa_p) = S_{o\delta}(1 + \kappa_p)^2$. Ми бачимо, що після проходження вітки пасу чергового ролика показник степені виразу $1 + \kappa_p$, який знаходиться в дужках, збільшиться на одиницю. Значить, після проходження вітки пасу крайнього нижнього ролика показник степені виразу $1 + \kappa_p$ буде 3, а після проходження i -го ролика показник степені виразу $1 + \kappa_p$ буде i , або сила натягу пасу буде:

$$S_{\partial i} = S_{o\partial}(1+\kappa_p)^i, \quad (4)$$

де $S_{\partial i}$ – сила натягу паса після огинання i -го ролика за напрямком ролика б, який рахується першим (тобто у якого $i=1$).

Для точки A_4 $i=3$, тому:

$$S_{\partial 3} = S_{o\partial}(1+\kappa_p)^3. \quad (5)$$

Для точки A_4 сума $\sum \Delta S_i$, яка показана в рівнянні (2) рівна $\sum \Delta S_3$; з врахуванням сказаного:

$$\sum \Delta S_3 = S_{o\partial}(1+\kappa_p)^3 - S_{o\partial} = S_{o\partial}[(1+\kappa_p)^3 - 1]. \quad (6)$$

Подальше врахування згину пасів і тертя роликів і шківів в бральних секціях, де проходить брання стебел, проходить таким самим способом, але по секціях з врахуванням складових сил опору брання стебел, сума яких по секціях позначена $Q_{\partial j}$. Якщо це зробити, то на виході стебел з першого ривчака (точка A_5 на рис. 1) сила $S_{\partial i}$ рівна $[S_{o\partial}(1+\kappa_p)^3](1+\kappa_p) + Q_{\partial 1} = S_{o\partial}(1+\kappa_p)^4 + Q_{\partial j}$, де $Q_{\partial 1}$ – сила $Q_{\partial j}$ при $j=1$, тут j – номер брального ривчака. На вході в другий ривчак (точка A_6 на рис.) сила $S_{\partial i}$ рівна $[S_{o\partial}(1+\kappa_p)^4 + Q_{\partial 1}](1+\kappa_p) = S_{o\partial}(1+\kappa_p)^5 + Q_{\partial j}(1+\kappa_p)$. На виході з другого ривчака (точка A_7) сила $S_{\partial i}$ рівна $[S_{o\partial}(1+\kappa_p)^5 + Q_{\partial 1}(1+\kappa_p)](1+\kappa_p) + Q_{\partial 2}$, де $Q_{\partial 2}$ – сила $Q_{\partial j}$ при $j=2$ (в частковому випадку $Q_{\partial 2} = Q_{\partial 1}$). На вході в третій ривчак (точка A_8) сила $S_{\partial i}$ рівна $\{[S_{o\partial}(1+\kappa_p)^5 + Q_{\partial 1}(1+\kappa_p)](1+\kappa_p) + Q_{\partial 2}\}(1+\kappa_p) = S_{o\partial}(1+\kappa_p)^7 + Q_{\partial 1}(1+\kappa_p)^3 + Q_{\partial 2}(1+\kappa_p)$. На виході з третього ривчака (точка A_9) сила $S_{\partial i}$ рівна $[S_{o\partial}(1+\kappa_p)^7 + Q_{\partial 1}(1+\kappa_p)^3 + Q_{\partial 2}(1+\kappa_p)](1+\kappa_p) + Q_{\partial 3}$, де $Q_{\partial 3}$ – сила $Q_{\partial j}$ при $j=3$. На вході в четвертий ривчак (точка A_{10}) сила $S_{\partial i}$ рівна $\{[S_{o\partial}(1+\kappa_p)^7 + Q_{\partial 1}(1+\kappa_p)^3 + Q_{\partial 2}(1+\kappa_p)](1+\kappa_p) + Q_{\partial 3}\}(1+\kappa_p) = S_{o\partial}(1+\kappa_p)^9 + Q_{\partial 1}(1+\kappa_p)^5 + Q_{\partial 2}(1+\kappa_p)^3 + Q_{\partial 3}(1+\kappa_p)$. На виході з четвертого ривчака (точка A_{11}) сила $S_{\partial i}$ рівна $[S_{o\partial}(1+\kappa_p)^9 + Q_{\partial 1}(1+\kappa_p)^5 + Q_{\partial 2}(1+\kappa_p)^3 + Q_{\partial 3}(1+\kappa_p)](1+\kappa_p) + \nu Q_{\partial 4}$, де $Q_{\partial 4}$ – сила $Q_{\partial j}$ при $j=4$, а ν – коефіцієнт, який показує ступінь навантаження внаслідок брання стебел в четвертій секції припадає на довгий пас (нижче про цей коефіцієнт ν буде сказано більш детально); цей коефіцієнт приймаємо рівним 0,5. На виході із зони ролика 9 (точка A_{12}) сила $S_{\partial i}$ рівна $\{[S_{o\partial}(1+\kappa_p)^9 + Q_{\partial 1}(1+\kappa_p)^5 + Q_{\partial 2}(1+\kappa_p)^3 + Q_{\partial 3}(1+\kappa_p)](1+\kappa_p) + 0,5Q_{\partial 4}\}(1+\kappa_p) = S_{o\partial}(1+\kappa_p)^{11} + Q_{\partial 1}(1+\kappa_p)^7 + Q_{\partial 2}(1+\kappa_p)^5 + Q_{\partial 3}(1+\kappa_p)^3 + 0,5Q_{\partial 4}(1+\kappa_p)$. Будемо рахувати, що ця сила рівна $S_{n\partial}$, так як втрати на згин паса і тертя в опорі ролика 13 дуже малі і з ціллю спрощення ці втрати можна не враховувати. Будемо рахувати також, що $Q_{\partial 1} \approx Q_{\partial 2} \approx Q_{\partial 3} \approx Q_{\partial 4} \approx Q_{\partial}$.

Тоді:

$$S_{n\partial} = S_{o\partial}(1+\kappa_p)^{11} + Q_{\partial}[(1+\kappa_p)^7 + (1+\kappa_p)^5 + (1+\kappa_p)^3 + 0,5(1+\kappa_p)]. \quad (7)$$

На основі рівняння (2), згідно якому $P_{\partial} = S_{n\partial} - S_{o\partial}$, знаходимо силу P_{∂} :

$$P_{\partial} = S_{o\partial}[(1+\kappa_p)^{11} - 1] + Q_{\partial}[(1+\kappa_p)^7 + (1+\kappa_p)^5 + (1+\kappa_p)^3 + 0,5(1+\kappa_p)]. \quad (8)$$

Для розрахунку сил $Q_{\partial j}$ використаємо літературні дані [3], в відповідності з якими сила $Q_{\partial j}$ для кожної бральної секції рівна:

$$Q_{\partial j} = Bi_o P_c s_p \mu \eta \sin \Omega_o, \quad (9)$$

де B – ширина захвату бральної секції; i_o – густина стеблостою (число стебел на 1 м² поля); P_c – середнє значення сили опору стебла висмикуванню з ґрунту; s_p – довжина бральної ділянки брального ривчака; μ – показник швидкісного режиму, рівний відношенню швидкості руху машини v_m до швидкості паса v_p ; η – коефіцієнт, який враховує, яка частина стебел в ривчаків робить опір висмикуванню; Ω_o – середнє значення кута під яким діє сила опору стебла висмикуванню.

Із аналізу рисунка слідує, що основний пас витягує стебла з землі на ширині захвату машини, що відповідає трьом повним бральним секціям і ще однієї частини четвертої (внутрішньої) секції, тоді як другі стебла, які потрапляють на четверту (внутрішню) секцію, витягуються діями короткого паса. Будемо рахувати, що навантаження на паси в зоні четвертої (внутрішньої) секції із-за опору стебел

висмикуванню розділяється однаково на довгий і короткий паси (або згадуваний вище коефіцієнт ν рівний 0,5), тоді на довгий (основний) пас приходить навантаження, яке відповідає бранню стебел в зоні розміщення 3,5 секцій, а на короткий пас приходить навантаження, яке відповідає бранню стебел в зоні розміщення 0,5 секції [4]. Виходячи з цього сума $\sum Q_{\partial j}$ для довгого пасу рівна з врахуванням (9):

$$\sum Q_{\partial j} = 3,5 B_i P_c s_p \mu \eta \sin \Omega_o. \quad (10)$$

Тоді на основі (8) і (9) одержимо:

$$P_{\partial} = S_{o\partial} [(1+\kappa_p)^{11} - 1] + B_i P_c s_p \mu \eta \sin \Omega_o [(1+\kappa_p)^7 + (1+\kappa_p)^5 + (1+\kappa_p)^3 + 0,5(1+\kappa_p)]. \quad (11)$$

Розв'язуємо одночасно рівняння (1) і (11), з врахуванням доданих до символів рівнянь (1) індексів, знаходимо:

$$S_{n\partial} \approx \frac{2S_{n\partial} \delta (1+\kappa_p)^{11} + B_i P_c s_p \mu \eta \sin \Omega_o [(1+\kappa_p)^7 + (1+\kappa_p)^5 + (1+\kappa_p)^3 + 0,5(1+\kappa_p)]}{1 + (1+\kappa_p)^{11}} \quad (12)$$

$$S_{o\partial} \approx \frac{2S_{n\partial} \delta - B_i P_c s_p \mu \eta \sin \Omega_o [(1+\kappa_p)^7 + (1+\kappa_p)^5 + (1+\kappa_p)^3 + 0,5(1+\kappa_p)]}{1 + (1+\kappa_p)^{11}} \quad (13)$$

Так визначаємо сили натягу ведучої та веденої вітки довгого пасу брального апарата. Під час роботи короткого пасу сила P_k , яка становить собою різницю $S_{nk} - S_{ok}$, рівна сумі всіх сил опорів, які пересилює пас під час його руху. Також, як складено рівняння (2) для довгого пасу, для короткого пасу можна написати, що $P_k = \sum \Delta S_i + \sum Q_{\partial j}$, де $\sum \Delta S_i$ і $\sum Q_{\partial j}$ мають той же фізичний зміст і величини $\sum \Delta S_i$ і $\sum Q_{\partial j}$, приведені для довгого пасу, але в даному випадку вони приводяться для короткого пасу. В зоні ролика 13, де згин пасу не дуже значний, з ціллю спрощення розрахунків не будемо враховувати втрати на згин і тертя в опорі ролика; тоді $S_{ok} \approx S_{ok}(1+\kappa_p)^3 + 0,5 B_i P_c s_p \mu \eta \sin \Omega_o (1+\kappa_p)$, а

$$P_k = S_{nk} - S_{ok} = S_{ok} [(1+\kappa_p)^3 - 1] + 0,5 B_i P_c s_p \mu \eta \sin \Omega_o [(1+\kappa_p)]. \quad (14)$$

Розв'язуємо разом (1) і (14) з врахуванням доданих до символів рівнянь (1) індексів, знаходимо:

$$S_{nk} \approx \frac{2S_{n\partial} \kappa (1+\kappa_p)^3 + 0,5 B_i P_c s_p \mu \eta \sin \Omega_o (1+\kappa_p)}{1 + (1+\kappa_p)^3} \quad (15)$$

$$S_{ok} \approx \frac{S_{n\partial} \kappa - 0,5 B_i P_c s_p \mu \eta \sin \Omega_o (1+\kappa_p)}{1 + (1+\kappa_p)^3} \quad (16)$$

Так визначаємо сили натягу ведучої та веденої вітки короткого пасу брального апарата. Із останнього рівняння системи (1) з урахуванням останніх суджень можна отримати умову стійкої роботи основного пасу [4]:

$$S_{n\partial} > \frac{P_o}{2} \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1}, \quad (17)$$

де P_o визначаємо за (11), $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3$.

З викладеного випливає, що в зоні $A_1 B_1$ довгого пасу (рис. 1) сила натягу рівна $S_{o\partial}$ (рівність 13), в зоні $A_2 B_2$ сила натягу рівна $S_{o\partial}(1+k_{nz})$, в зоні $A_3 B_3$ сила натягу рівна $S_{o\partial}(1+k_{nz})^2$, в точці A_4 сила натягу рівна $S_{o\partial}(1+k_{nz})^3$, в точці $A_5 - S_{o\partial}(1+k_{nz})^4 + Q_{\partial 1}$, в точці $A_6 - S_{o\partial}(1+k_{nz})^5 + Q_{\partial 1}(1+k_{nz})$, в точці $A_7 - S_{o\partial}(1+k_{nz})^6 + Q_{\partial 1}(1+k_{nz})^2 + Q_{\partial 2}$, і т.д. аж до точки A_{12} . Якщо у відповідності з формулою (1) поділити сили натягу на $B_n \cdot R$, то одержимо тиск q в рівчаківі. Такі розрахунки визначення сили натягу пасу і тиску з врахуванням опору згину пасу нами проведені за таких значень величин: $S_o = 1$ кН; $P_c = 6$ Н; $i_o = 1500$ шт./м²; $s_p = 0,2$ м; $\mu = 0,5$; $\eta = 0,5$; $\Omega_o = 30^\circ$; $\alpha' = 21^\circ$; $f = 0,4$; за експериментальними даними коефіцієнт k_{nz} рівний 0,024–0,040, ми взяли $k_{nz} = 0,03$ і побудували діаграму натягу пасу і тиску на криволінійних ділянках пасової передачі під час роботи, тобто зі стеблами льону (з врахуванням згинів пасу). Одержані діаграми показані на рис. 2.

Із епюри натягу паса видно, що сила натягу холостої вітки менша, ніж у ведучої вітки паса. Сила натягу збільшується зі зростанням навантаження під час брання стебел і огинання шківів пасом.

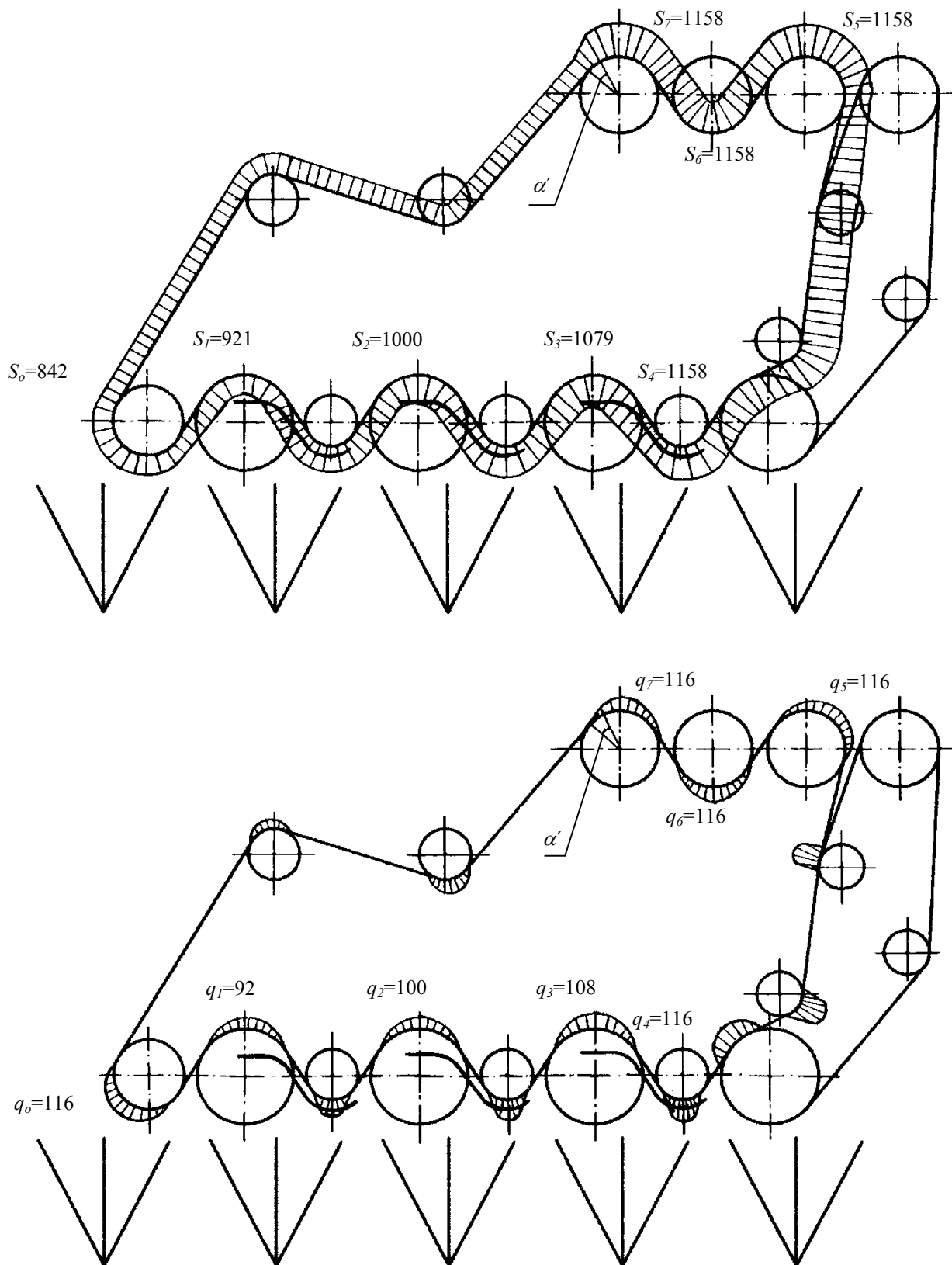


Рис. 2. Розподіл натягу паса і тиску на криволінійних ділянках пасової передачі:
 а – епюра натягу паса S , Н; б – епюра тиску між пасом і шківами та пасом і роликками q , кПа

Із епюри тиску видно, що тиск у рівчаку тим більший, чим більша сила навантаження паса і менший радіус шківів і ролика. В зонах, де вітки паса прямолінійні, тиск рівний нулю.

Визначені значення тиску були враховані для розробки елементів кріплення шківів та роликів браального апарата.

Визначимо як впливає опір брання стебел льону на вживану браальним апаратом потужність [5]. Потужність N_{δ} на роботу довгого паса рівна:

$$N_{\delta}=P_{\delta}v_p, \quad (18)$$

де v_p – швидкість довгого паса.

Потужність N_k на роботу короткого паса рівна:

$$N_k=P_kv_p, \quad (19)$$

де v_p – швидкість короткого паса (вона така ж, як швидкість довгого паса).

Вживана всім апаратом потужність N рівна:

$$N=N_{\delta}+N_k=v_p(P_{\delta}+P_k), \quad (20)$$

де P_{δ} і P_k визначається за формулами (11) і (14).

Приймаючи, що $S_{o\delta}=1000$ Н; $S_{ok}=1000$ Н; $B=0,34$ м; $i_o=1500$ шт./м²; $P_c=6$ Н; $s_p=0,2$ м; $\mu=0,6\dots 1,1$; $\eta=0,5$; $\Omega_o=30^\circ$; $k_{nz}=0,03$; $v_p=2,8$ м/с, обчислюємо складові потужності за допомогою комп'ютерної програми розробленої з використанням пакету MAPLE V.

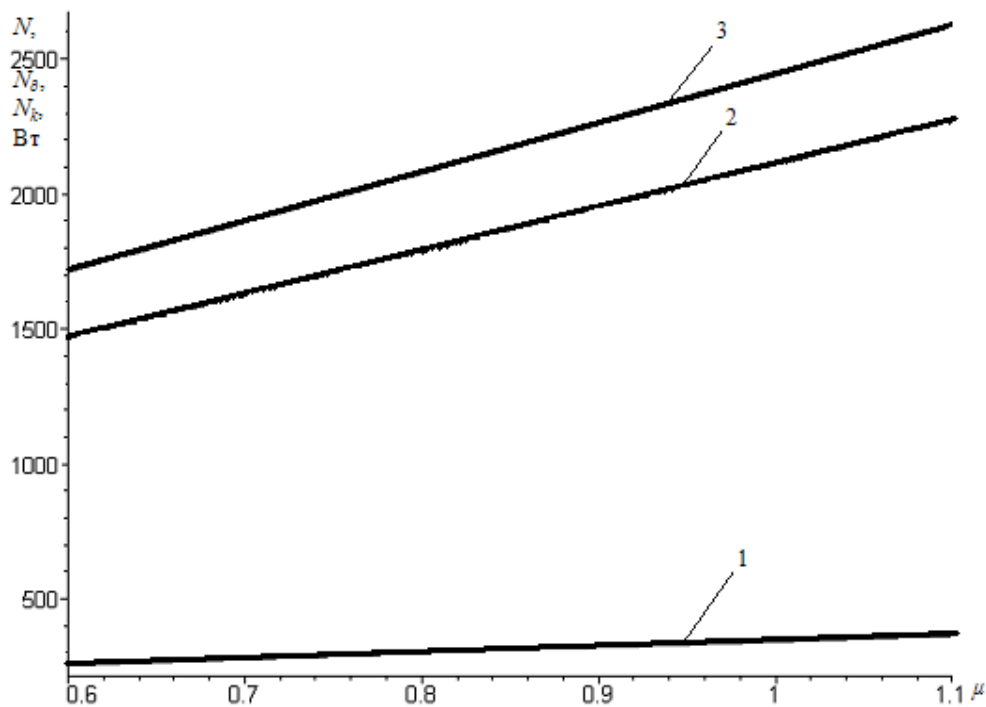


Рис. 3. Залежність потужності на роботу браального апарата від коефіцієнта кінематичного режиму:

- 1 – потужність на роботу короткого паса N_k ; 2 – потужність на роботу довгого паса N_{δ} ; 3 – сумарна потужність N

Як видно з графіка рис. 3, потужність на роботу браальних пасів прямопропорційно зростає із збільшенням коефіцієнта кінематичного режиму. Це зростання більше для довгого паса. Потужність на роботу довгого паса більша у 5–7 разів порівняно з потужністю на роботу короткого паса.

Висновок. Отже, можна зробити висновок, що дану методику визначення натягу паса і колову силу у поперечних криволінійних рівчаках браального апарата та їх відповідний вплив на інші характеристики апарата можна використовувати не тільки для розрахунку конструкції розробленого браального апарата а також для інших механізмів.

1. Хайліс Г.А., Дацюк Л.М. Про завантаження ведучих шківів брального апарата з поперечними рівчачками // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип. 8. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2001. – С 331-336.
2. Дацюк Л.М. Конструктивні особливості машини для двофазного збирання льону // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. Випуск 5. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1999. – С. 81–84.
3. Льноуборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др. – М.: Машиностроение, 1985.– 232 с.
4. Дацюк Л.М. Визначення натягу паса і тиску в криволінійному рівчачкові льнобрального апарату // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Випуск 6. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2000. – С. 54–59.
5. Юхимчук С.Ф. Розрахунок енергії при механізованому бранні стебел льону // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. Випуск 3. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1997.

REFERENCES

1. Nailis, G. & Datsiuk, L. (2001). About the loading of actuated pulleys of picking machine with transverse notches. *Silskohospodarski mashyny*. Issue 8. Lutsk, LDTU Publ., pp. 331-336.
2. Datsiuk, L. (1999). *Constructive features of the machines for two-phase harvesting of flax*. *Silskohospodarski mashyny*. Issue 5. Lutsk, LDTU Publ., pp. 81-84.
3. Nailis, G., Bykov, N. & Bukharin, V. e. a. (1985). *Flax machines*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 232 p.
4. Datsiuk, L. (2000). Determination of the belt tension and pressure in the curvilinear groove of flax picking device. *Silskohospodarski mashyny*. Issue 6. Lutsk, LDTU Publ., pp. 54-59.
5. Yuhymchuk, S. (1997). Calculation of energy on mechanized picking stalks of flax. *Silskohospodarski mashyny*. Issue 3. Lutsk, LDTU Publ.

Л.Н. Дацюк, С.Ф. Юхимчук, Т.Л. Дацюк. Параметры теребления стеблей льна теребильным аппаратом с длинным и коротким ремнем

В статье приведена методика определения сил сопротивления теребления стеблей льна теребильным аппаратом с длинным и коротким ремнем. Рассчитано натяжение и круговую силу для длинного и короткого ремня в теребильном аппарате с поперечными криволинейными ручьями и их соответствующее влияние на другие характеристики аппарата. Определено как влияет сопротивление теребления стеблей льна на употребляемую теребильным аппаратом мощность. Также проанализирована возможность использования разработанного расчета конструкции теребильного аппарата для других механизмов.

Ключевые слова: теребильный аппарат, натяжение ремня, круговая сила, поперечный криволинейный ручей.

L. Datsiuk, S. Yuhymchuk, T. Datsiuk. The parameters of the nosing of the stems of a flax top-lifting apparatus with long and short strap

The article describes methods of determining the resistance forces of nosing of flax stalks are top-lifting apparatus with long and short strap. The calculated tension force and circular long and short strap in top-lifting apparatus with a transverse curved streams and their corresponding impact on other characteristics. Definitely how does the resistance of nosing of flax stalks are used for top-lifting apparatus power. Also analyzed the possibility of using the developed design calculation of the topping mechanism to other mechanisms.

Keywords: pulling device, the belt tension, power circular, curvilinear cross the creek.

АВТОРИ:

ДАЦЮК Леонід Миколайович, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Обладнання лісового комплексу та теорії механізмів машин», Луцький НТУ, e-mail: Leon540@mail.ru

ЮХИМЧУК Сергій Федорович, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Інженерне та комп'ютерне забезпечення АПК», Луцький НТУ, e-mail: sergei-71@ukr.net

ДАЦЮК Тарас Леонідович, студент кафедри «Обладнання лісового комплексу та теорії механізмів машин» Луцький НТУ, e-mail: Tarik333@i.ua

AUTHORS:

Leonid DATSIUK, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of "Forest Complex Equipment and Theory of Mechanisms and Machines" department, Lutsk NTU, e-mail: Leon540@mail.ru

Sergiy YUHYMCHUK, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of "Engineering and computer maintenance APC" department, Lutsk NTU, e-mail: sergei-71@ukr.net

Taras DATSIUK, student of "Forest Complex Equipment and Theory of Mechanisms and Machines" department, Lutsk NTU, e-mail: Tarik333@i.ua