

УДК 677.11.021

©О.О. Налобіна, д.т.н.

Національний університет водного господарства та природокористування

©А.Ю. Горбовий, д.т.н.

Таврійський національний університет ім. В.І. Вернадського

©Ю.В. Муравинець, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИЧИН ВТРАТ ВОЛОКОН В МАШИНІ ДЛЯ ПЕРВИННОЇ ОБРОБКИ ЛЬОНУ**

*У даній статті наведено результати теоретичних досліджень розподілу тиску в рівчаку затискного транспортеру машини ТЛ-40 для первинної переробки льону з метою виявлення причин втрат волокна в процесі первинної переробки льону-довгунця*

### **ЛЬОН-ДОВГУНЕЦЬ, ПЕРВИННА ПЕРЕРОБКА, ЗАТИСКНИЙ ТРАНСПОРТЕР, ВТРАТИ**

**Постановка питання.** Отримання якісної продукції в ході первинної переробки лляної сировини у значній мірі визначається якістю процесів збирання льону, підготовки трести та роботою обладнання для її механічної обробки.

Конструкційні параметри м'яльно-тіпальних агрегатів не в повній мірі забезпечують високі якісні показники здійснення процесу первинної переробки. Основним недоліком їхньої роботи є значні втрати довгого волокна на переходах від однієї частини машини до іншої, у рівчаку транспортуючого механізму.

Розкрити причини, які ведуть до втрат довгого волокна, їхнє усунення шляхом удосконалення технічних засобів, обґрунтування раціональних параметрів обробки – це важлива задача, вирішення якої забезпечить зростання ефективності первинної переробки льону-довгунця.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Наукові дослідження тіпальних машин вперше виконувались А.Б. Кузьминським [1], Т.В. Костициним [2]. Зокрема А.Б. Кузьминський розглядав процес тіпання як складне явище, дослідження якого необхідно проводити після розбиття на окремі елементи. Автором вперше у ході дослідження процесу тіпання було враховано властивості трести в залежності від яких він запропонував визначати кінематичні параметри механізмів тіпального агрегату.

Суттєвий вклад у дослідження процесу тіпання внесли: В.В. Марков [3], А.М. Іпатов [4], В.А. Дьячков [5], Є.Л. Пашин [6],

Е.В. Новіков [7], А.Б. Лапшин [8] та інші. Так Є.Л. Пашин у роботі [6] наводить класифікацію причин утворення відходів під час тіпання льону:

- непопадання пасма під затискання першої або наступної тіпальної секції;
- перекеі пасма, різна довжина пасма, нерівномірність шару за товщиною;
- жорсткий характер навантаження;
- нерівномірний розподіл навантаження по довжині пасма;
- наявність технологічних переходів.

Автором також встановлено, що безпосередньо процес тіпання здійснюється за допомогою двох основних механізмів – тіпального барабану та затискного транспортеру [9]. Через ненадійне затискання пасм сирцю в рівчаку затискного транспортеру відбуваються втрати довгого волокна.

Затискний транспортер, як джерело значних втрат, виділяв й А.Б. Лапшин [8], яким встановлено, що за умови оптимального положення шару трести у рівчаку затискного транспортеру, втрати стебел становлять 9,4% -17, 2% (залежно від середньої масо довжини).

Аналіз робіт, присвячених первинній обробці льону-довгунцю, виявив, що багато авторів аналізуючи причини втрат волокна у ході переробки трести, як одну з причин виділяють ненадійну роботу затискного транспортеру. Тому питання удосконалення конструкції затискного транспортеру та обґрунтування раціональних параметрів його роботи є актуальним і таким, що потребує проведення додаткових теоретико-експериментальних досліджень.

**Мета дослідження.** Виявлення причин втрат волокна у затискному транспортері машини ТЛ-40 у ході первинної обробки лляної трести.

**Результати дослідження.** Аналіз конструкції затискного транспортера дозволив сформулювати наступні припущення.

1. Послідовне розташування роликів вздовж вітки пасу на відстані  $l$  призводить до нерівномірності розподілу тиску, що в свою чергу веде до нерівномірного затискання пасм по ходу їхнього транспортування.

2. Максимальні значення тиску створюються напроти вісей роликів, між ними він зменшується.

Доведемо справедливості сформованих припущень. З цією метою виконаємо теоретичний аналіз взаємодії пасів затискного транспортера та пасм волокна, які транспортуються

Тиск в межах ділянок максимального впливу роликів утворюється за рахунок верхнього пасу. На рис. 1. подано схему

ділянки транспортера з двома притискними роликми з центрами в точках  $O$  та  $O_1$ . Дуга  $ab$ , утворення якої обумовлено деяким деформуванням верхнього пасу під тиском притискного ролика, є незначною. Виділимо елемент пасу в межах дуги  $ab$ , якому відповідає центральний кут  $d\alpha$ . На даний елемент діють наступні сили:

- сила натягу верхнього пасу  $F$ ;
- сила натягу з урахуванням додаткового видовження пасу, яке обумовлено проходженням шару сирцю  $F + dF$ ;
- сила тертя  $F_m = f \cdot dN$ , де  $f$  – коефіцієнт тертя матеріалу пасу по сирцю;
- нормальна реакція шару сирцю  $dN$ ;
- реакція поверхні притискного ролика  $dR_p$ ;
- реакція поверхні нижнього пасу  $dR_n$ .

Пов'яжемо систему координат із виділеним елементом і запишемо рівняння його рівноваги:

$$\sum X_i = -F + (F + dF) - fdN = 0; \tag{1}$$

$$\sum Y_i = dR_p - dR_n - F \frac{d\alpha}{\alpha} - (F + dF) \frac{d\alpha}{\alpha} = 0.$$

Реакція нижнього пасу  $dR_n = dR_s = F \cdot d\alpha$ . Враховуючи, що, а  $\sin \frac{d\alpha}{\alpha} \approx d\alpha$ , а  $\cos \frac{d\alpha}{\alpha} \approx 1$ , а

$$F = F_0 \cdot e^{f/\alpha}. \tag{2}$$

де  $F_0$  - мінімальне зусилля, що виникає в перерізі пасу, коли той «охоплює» ролик. Кут  $\alpha^0$  змінюється від 0 (точка  $a$ ) до  $\alpha$ , тоді зусилля  $F$  теж буде змінюватися від  $F_a$  до  $F$ . З врахуванням цього:

$$F = F_a \cdot e^{-f/\alpha}. \tag{3}$$

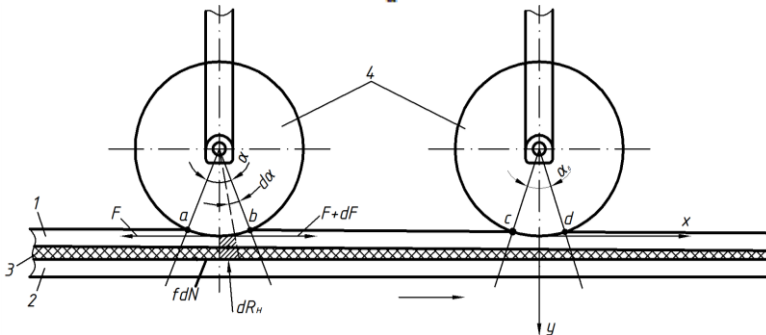


Рис. 1 – Схема навантаження верхнього пасу притискними роликми:  
1 – пас верхній, 2 – пас нижній, 3 – шар сирцю, 4 – ролики

Проінтегруємо рівняння (2), з урахуванням вище зазначеного, маємо:

$$F = F_a + F e^{-f/\alpha} \quad (4)$$

За даною залежністю визначиться натяг пасу. Тиск у рівчаку  $p = F/S$ , де  $S$  – площа контакту. З урахуванням (4) тиск визначиться:

$$p = \frac{F_a + F e^{-f/\alpha}}{b_p r_p} \quad (5)$$

де  $b_p$  – ширина пасу, мм;  $r_p$  – радіус ролика, мм.

Формула (5) справедлива для зон III і I (рис. 2).

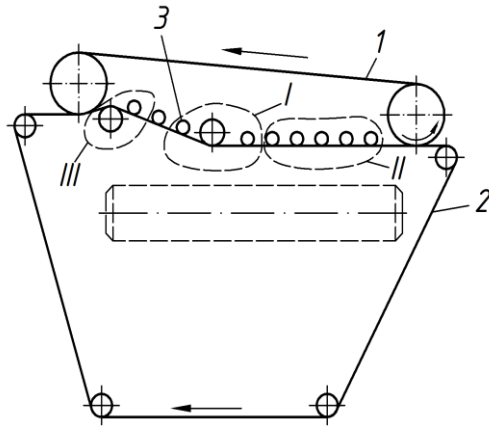


Рис. 2 – Схема затискного транспортера МТА:

1 – верхній пас, 2 – нижній пас, 3 – ролики притискні; I – пряма ділянка, II, III – похилі ділянки робочої вітки

Визначимо тиск на прямолінійній ділянці (зона II на рис.2). Згідно [10], тиск за умови стискання гуми:

$$g = C_g \cdot \Delta, \quad (6)$$

де,  $C_g$  – твердість гуми, Н/мм<sup>3</sup>;  $\Delta$  – глибина стискання верхнього пасу роликом, мм.

За умови стискання пружини ролика він починає тиснути на пас дещо його деформуючи. Величину деформації позначимо  $a$ . Величина  $a$  деформації пасу є незначною, тому співвідношення  $a/d_p$ , де  $d_p$  – діаметр ролика, буде малою величиною. Залежність  $\Delta$  від відстані  $x$  (відстань від осі ролика до точки, де визначається тиск)  $\Delta_x \approx \Delta \cdot \cos \frac{\pi}{2l} x$ , де  $l$  – довжина зони притискання.

Сила, потрібна для притискання пасма:

$$F_{см} = \int_0^l b_n c_z \Delta_x dx = \frac{4}{\pi} l b_n c_n \Delta . \quad (7)$$

Рівняння лінії, по якій діє сила натягу  $F_n$  (рис. 3.):

$$y \approx \Delta \left( 1 - \cos \frac{\pi}{2l} x \right) \quad (8)$$

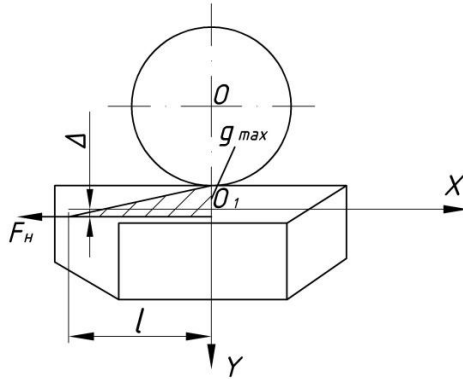


Рис. 3 – Схема деформування пасу на прямолінійній ділянці

Диференціальне рівняння пружної лінії пасу запишемо з урахуванням теорії пасових передач [11]:

$$EI = \frac{d^2 y}{dx^2} = -F(\Delta - y) + M, \quad (9)$$

де,  $E$  – модуль пружності матеріалу пасу МПа;  $I$  – момент інерції перерізу верхнього пасу відносно нейтральної вісі мм;  $M$  – момент згину у перерізі, який можна визначити:

$$b_n c_z \int_x^a \Delta_x (x - x_i) dx, \quad (10)$$

де  $x_i$  – абсциса  $i$ -того перерізу.

Враховуючи (6) маємо:

$$y = -\frac{4l^2 \Delta}{\pi EI} \left( F_n + \frac{4l^2 b_n c_z}{\pi^2} \right) \left( 1 - \cos \frac{\pi}{2l} x \right) - \frac{lb_n c_z \Delta}{3\pi EI} x^3 + \frac{l^2 b_n c_z \Delta}{\pi EI} x^2 \quad (11)$$

Якщо прийняти, що абсциса  $x$  досягає величини  $l$ , а  $\Delta$  – ордината деформації, знайдемо довжину ділянки розповсюдження деформації:

$$l = \sqrt{\frac{F_n + \sqrt{F_n^2 + 1,2 b_n c_z EI}}{0,2 b_n c_z}}$$

Тоді, тиск верхнього пасу на нижній, в зоні дії ролика 1 (рис.1) визначиться:

$$g_x \approx \frac{0,4F_n}{b_n c_n (\sqrt{F_n^2 + 1,2b_n c_n EI})} \left( 1 + \cos \frac{\pi}{2l} x \right) \quad (12)$$

Розв'язок залежності (12) виконано з підстановкою параметрів затискного пасу машини для переробки льняної трести ТЛ-40. Графічну інтерпретацію отриманих результатів подано на рис. 4 і 5.

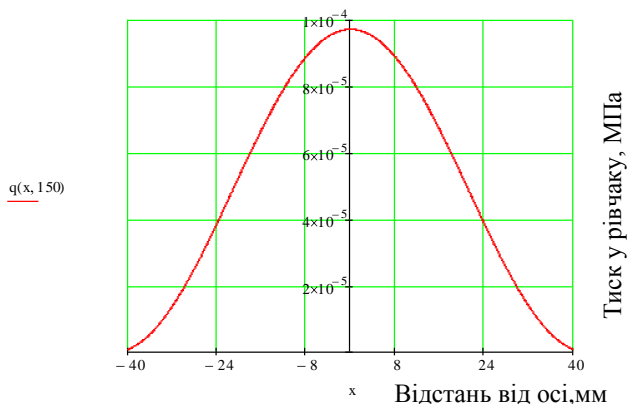


Рис. 4 – Залежність тиску верхнього пасу на нижній від відстані між віссю ролика і точкою, в якій визначається тиск, при силі стискання пружини 150Н

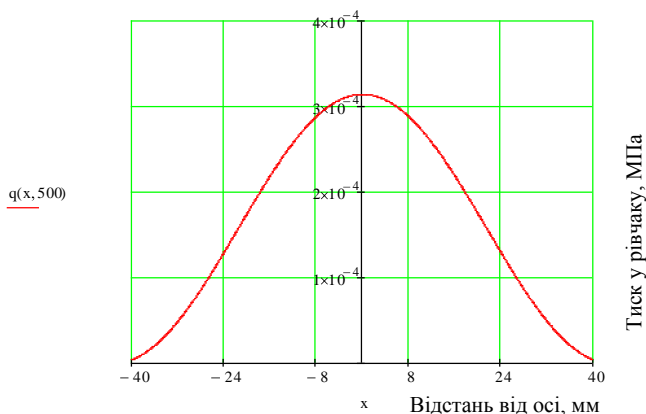


Рис. 5 – Залежність тиску верхнього пасу на нижній від відстані між віссю ролика і точкою, в якій визначається тиск, при силі стискання пружини 500Н

З рис. 4 і рис.5 бачимо, що максимального значення тиск досягає проти вісі притискних роликів. Тиск зменшується по мірі віддалення від вісі. Також бачимо, що тиск в зоні проходження осі ролика тим менше, чим менше натяг пасу та сила стискання пружин. Нерівномірний розподіл тиску під роликами призводить до нерівномірного розподілу тиску у рівчаку транспортера.

На значній відстані від осі ролика, як бачимо з отриманих графічних залежностей, тиск практично відсутній. Це створює умови при яких пасма через недостатній затиск висмикуються з рівчака. Виникають втрати волокна.

**Висновки.** У ході теоретичних досліджень розподілу тиску в рівчаку затискного транспортеру встановлено, що по довжині рівчака він розподіляється нерівномірно, що веде до створення ділянок, де пасма практично не затиснуті, що веде до втрат волокна в процесі первинної обробки трести льону-довгунця.

Враховуючі отримані результати теоретичних досліджень розподілу тиску в рівчаку затискного транспортера, сформуємо робочу гіпотезу подальших досліджень процесу функціонування даного робочого органу.

Удосконалення конструкції затискного транспортера потрібно проводити у наступних напрямках:

- оптимізація параметрів притискних роликів;
- визначення оптимальної відстані між вісями роликів.

Мета удосконалення конструкції – забезпечення рівномірного затискання пасм у рівчаку як по довжині, так й по ширині рівчака затискного транспортера та, як наслідок, зменшення втрат волокна у процесі тіпання.

### **Література**

1. Кузьминский А.Б. Теоретические основы процесса трепания лубяных волокон/ А.Б. Кузьминский- М.-Л.: Легкая промышленность, 1940. – 217 с.
2. Костицын Т.В. Метод экспериментального определения сопротивлений на рабочих органах машины по первичной обработке волокна/ Т.В. Костицын // Бюллетень НИТИ, № 1. – 1934.
3. Марков В. В. Первичная обработка льна и других лубяных культур: Учебник для сред. спец. учеб. заведений.- М. : Легкая и пищевая промышленность, 1981.- 376с.
4. Ипатов А. М. Теоретические основы механической обработки стеблей лубяных культур / А. М. Ипатов.- М. Легпромбытиздат.1989.–144с.

5. Дьячков В.А. Проектирование машин для первичной обработки лубяных волокон.- Кострома, 1999.–207 с.
6. Пашин Е. Л. Зависимость эффективности трепания льна от его свойств и режимов работы трепальной машины // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. 1998, №1с.19-21.
7. Новиков Э. В.Исследование процесса трепания в малогабаритной установке // Изв. Вузов. Технология текстильной промышленности. 2000 №4.–405с.
8. Лапшин А. Б.Численное моделирование процесса трепания одним билом / А. Б. Лапшин В. И.Савиновский // Изв.вузов. Технология текстильной промышленности – 1993, №2. с 2-12.
9. Пашин Е. Л. Формирование выхода длинного волокна при обработке стеблей льна на мяльно- трепальном агрегате // Изв.вузов. Технология текстильной промышленности – 1999, №3 с.24-27.
10. Тимошенко С.П. Курс теории упругости. / С.П. Тимошенко, – К.: Наукова думка. 1979. – 501 с.
- 11.Иванов М. Н. Детали машин / М. В. Иванов. – М.: Высш. шк., 1984. – 336 с.