

УДК 631.35

І.П. Головачук, к.т.н., І.Н. Бурчак, к.т.н.
Луцький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА СТЕБЛО

Досить важливим питанням в процесі брання льону є мінімізація кількості пошкоджених стебел і розтягнутості стрічки льону. Для дослідження впливу робочих органів на стебло в статті пропонується розглядати його як багатоланкову систему з підпружненими шарнірами. Дослідження пружних властивостей стебел льону під дією зовнішніх сил є досить важливою задачею. Підбір геометричних параметрів робочих органів та зусилля, що прикладаються з їх боку до стебел є актуальним завданням.

Постановка проблеми. На стебло в процесі брання, внаслідок взаємодії з робочими органами льонозбиральної машини діють сили,

що можуть зумовити деформацію стебла, або ж призвести до розтягнутості стрічки льону [1]. Нами запропоновано представити стебло у вигляді n -ної кількості ланок. Їх кількість вибирається в залежності від кривини робочого органу та точок прикладання зовнішніх сил. Тому дослідження цих процесів є важливим питанням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженням стійкості пружних систем займався Алфутов Н.А., а механічних властивостей стебел льону – Хайліс Г.А. та інші. Зокрема Алфутов Н.А. досліджував пружні властивості багатоланкових систем та їх рівновагу. Хайліс Г.А. займався вивченням питання кривини стебел та розтягнутості стрічки льону.

Мета дослідження. В даній статті ставиться мета – дослідження пружних властивостей стебел, як багатоланкових систем. Адже під впливом робочих органів машин рослинний матеріал деформується. Тому нами було розглянуто схеми з різною кількістю ланок та прикладеними зовнішніми силами.

Результати дослідження. Розглянемо стебло як механічно просту систему, що складається з окремих ланок з'єднаних пружними шарнірами.

Нами запропоновано конструкцію брального барабана, в якій враховуються геометричні параметри стебла. Ми зупинили свій вибір на циліндричній формі [2]. Форму гвинтових витків ми вибрали, виходячи з умови не пошкодження стебел, після їхнього проходження через бральний рівчак.

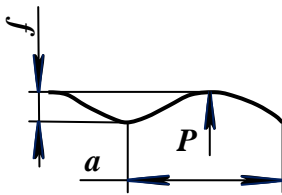


Рис. 1 – Схема до визачення середнього радіуса кривизни

Нам вдалося встановити, що допустима величина прогину стебла без його зламу (рис. 1), яку наближено характеризують середнім радіусом кривизни R_{cp} [1], буде становити 14,65 мм. Тож форму витка, виходячи з розрахунків, ми спроектували як дугу з кривиною 14,65 мм. В таблиці ми представили результати розрахунку прогину стебла.

Розрахунок середнього радіуса кривизни R_{cp} проведемо за формулою:

$$R_{cp} = \frac{a^2 + 4f^2}{9f}, \quad (1)$$

де a – відстань між початком і кінцем криволінійної зони стебла;
 f – прогин;

$d_{ст.}$ – діаметр стебла;

$P_{пр.}$ – сила прогину;

$f_{пр.}$ – прогин, який утворюється в результаті дії сили;

P_{max} – максимальна сила прогину;

f_{max} – максимальний прогин, що виникає під дією сили P_{max} .

Представимо модель бральних барабанів (рис. 2). Для дослідження стійкості проаналізуємо декілька основних схем розподілу сил, що діють на стебло.

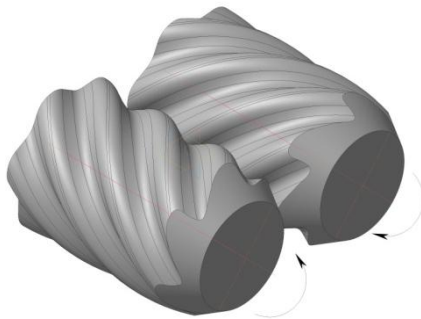


Рис. 2 – Схематичне розташування бральних барабанів в робочому режимі

Таблиця – Розрахунок прогину стебла

| $a, мм$ | $d_{ст.}, мм$ | $P_{пр.}, Н$ | $f_{пр.}, мм$ | $P_{max}, Н$ | $f_{max}, мм$ |
|---------|---------------|--------------|---------------|--------------|---------------|
| 10 | 1,3...1,8 | 2,9...6,5 | 0,3...0,4 | 3,8...7,6 | 1,1...1,2 |

Знайдемо критичні навантаження які зумовлюють пошкодження стебла. Розділимо його умовно на три ділянки шарнірно з'єднані між собою (рис. 3). Причому у місцях з'єднання шарніри підпружинені. Це зроблено для того, щоб врахувати пружні зв'язки, що є у середині стебла. Вісь τ розмістимо вздовж i -ої ділянки, а n перпендикулярно їй. Спроеціюємо сили на вісі τ та n , а також запишемо рівняння моментів.

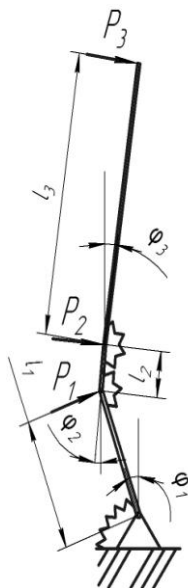


Рис.3 – Схема згину стебла бральними барабанами

Для першої ділянки (рис. 4) рівняння матимуть наступний вигляд:

$$\left. \begin{aligned} R_{3\tau} &= 0; \\ R_{3n} &= P_3; \\ M_3 &= P_3 \times l_3. \end{aligned} \right\} (2)$$

Також складемо три рівняння для другої ланки (рис. 5):

$$\left. \begin{aligned} R_{2\tau} - R_{3n} \cdot \sin \varphi_3 &= 0; \\ R_{2n} - P_2 - R_{3n} \cos \varphi_3 &= 0; \\ M_2 - P_2 \cdot l_2 - R_{3n} \cdot l_{3n} \cos \varphi_3 &= 0. \end{aligned} \right\} (3)$$

Для третьої ділянки (рис. 6) рівняння рівноваги мають наступний вигляд:

$$\left. \begin{aligned} R_{1\tau} - R_{2n} \cdot \sin \varphi_2 - R_{2\tau} \cdot \cos \varphi_2 &= 0; \\ R_{1n} - P_1 - R_{2n} \cdot \cos \varphi_2 + R_{2\tau} \cdot \sin \varphi_2 &= 0; \\ M_1 - P_1 \cdot l_1 - R_{2n} \cdot l_1 \cdot \cos \varphi_2 + R_{2\tau} \cdot l_1 \cdot \sin \varphi_2 &= 0. \end{aligned} \right\} (4)$$

Визначимо критичні зусилля у кожній з ланок. Момент M в i -тій ділянці визначимо за формулою:

$$M = k \cdot \varphi,$$

де k -жорсткість i -ої пружини,

φ -кут повороту $i+1$ ділянки по відношенню до i -ої.

Жорсткість пружини є рівною жорсткості стебла та визначається експериментально.

Для третьої ділянки (рис. 4)

$$M = k_1 \cdot \varphi_1.$$

Отже, з системи рівнянь (2) запишемо:

$$P_3 = \frac{k_3 \times \varphi_3}{l_3}. \quad (5)$$

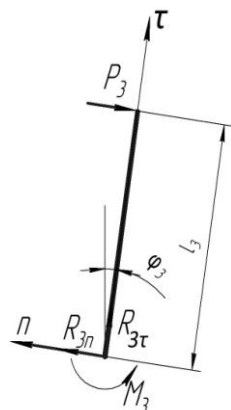


Рис. 4 – Розподіл сил для першої ділянки

Визначимо критичне навантаження для другої ділянки. З системи рівнянь (3) запишемо:

$$\begin{aligned} k_2 \cdot \varphi_2 - P_2 \cdot l_2 - R_{3n} \cdot l_3 \cdot \cos \varphi_3 &= \\ = k_2 \cdot \varphi_2 - P_2 \cdot l_2 - P_3 \cdot l_3 \cdot \cos \varphi_3 &= 0. \end{aligned}$$

Отже,

$$P_2 = \frac{P_3 \cdot l_3 \cdot \cos \varphi_3 - k_2 \cdot \varphi_2}{l_2}. \quad (6)$$

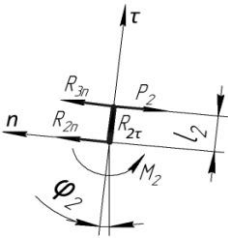


Рис. 5 – Розподіл сил для другої ділянки

Встановлення суміжних з вихідним станів рівноваги можна провести шляхом визначення повної потенціальної енергії стебла.

Знайдемо повну потенціальну енергію стебла, що складається з внутрішньої енергії деформації та потенціалу зовнішніх сил.

Енергія деформації пружних шарнірів при відхиленнях системи на кути φ_1 та φ_2 дорівнює:

$$E_{ш.} = -\frac{1}{2} k_1 \varphi_1^2 - \frac{1}{2} k_2 \varphi_2^2 - \frac{1}{2} k_3 \varphi_3^2. \quad (7)$$

Потенціал зовнішніх сил визначимо виходячи із виразу:

$$E_{з.с.} = -P_2 l_2 \cos \varphi_2 - P_1 l_1 \cos \varphi_1 - -P_3 l_3 \cos \varphi_3. \quad (8)$$

У кінцевому випадку знайдемо:

$$\begin{aligned} E_{пов.} = E_{ш.} + E_{з.с.} = & -\frac{1}{2} k_1 \varphi_1^2 - \frac{1}{2} k_2 \varphi_2^2 - \frac{1}{2} k_3 \varphi_3^2 - P_2 l_2 \cos \varphi_2 - \\ - P_1 l_1 \cos \varphi_1 - P_3 l_3 \cos \varphi_3 + E_0 & \end{aligned} \quad (9)$$

де E_0 – повна потенціальна енергія вихідного стану, що не знаходить від φ_1 та φ_2 .

У системі з трьома степенями свободи виходячи з умови незмінності повної енергії, запишемо рівняння:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial E}{\partial \varphi_1} &= -k_1 \varphi_1 + P_1 l_1 \sin \varphi_1; \\ \frac{\partial E}{\partial \varphi_2} &= -k_2 \varphi_2 + P_2 l_2 \sin \varphi_2. \\ \frac{\partial E}{\partial \varphi_3} &= -k_3 \varphi_3 + P_3 l_3 \sin \varphi_3. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Згідно з теоремою Лагранжа, консервативна механічна система знаходиться у стані рівноваги тільки тоді, коли її повна потенціальна енергія мінімальна. Відхилення від стану рівноваги приводить до збільшення потенціальної енергії. Дослідимо зміну повної потенціальної енергії при переході системи до нового положення відмінного від стійкого. Із виразу (1) отримаємо:

$$\Delta E = E_{\text{пов.}} - E_0 = -\frac{1}{2} k_1 \varphi_1^2 - \frac{1}{2} k_2 \varphi_2^2 - \frac{1}{2} k_3 \varphi_3^2 - P_2 l_2 \cos \varphi_2 - P_1 l_1 \cos \varphi_1 - P_3 l_3 \cos \varphi_3. \quad (11)$$

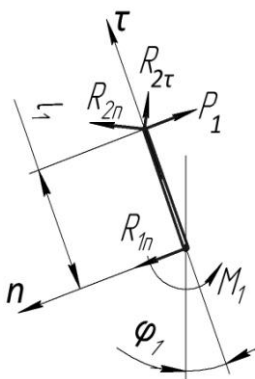


Рис. 6 – Розподіл сил для третьої ділянки

Так як у вихідному стані стебло знаходиться у стійкому положенні, тоді при будь-яких значеннях φ_1 та φ_2 повинна використовуватись умова $\Delta E > 0$. Система, що не навантажена силами $P_1=0$ та $P_2=0$ буде знаходитись у стійкому стані, так як $\Delta E = E_{ш.}$

При будь-яких не рівних нулю відхиленнях φ_1 та φ_2 умова $\Delta E > 0$ виконується.

Критичним називають навантаження $P_{кр.}$, при перевищенні якої вихідний стан рівноваги перестане бути стійким. Тому при $P > P_{кр.}$ ($P = P_1 - P_2$) існують такі відхилення, що приводять до $\Delta E < 0$. Але при $P > P_{кр.}$ можливі відхилення, що приводить до $\Delta E > 0$ або до $\Delta E = 0$.

Висновки. Отже стебло можна представити як пружну систему. Для точного відображення реальної системи, стебло розбивають на довільну кількість ланок та прикладають зусилля в конкретних точках. Використовуючи багатоланкові системи, можна більш точно описати поведінку стебел під дією зовнішніх сил.

Література

1. Головачук І.П. Дослідження пружного стану стебел льону. Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 29-30. – Луцьк: РВВ Луцького НТУ, 2014. – 20 с.

2. Бральний апарат: пат. Україна: МКВ 7 А01D45/07 / Головачук І.П.; Луцький НТУ. – № ;заявл.
3. Хайліс Г.А. Механіка рослинних матеріалів. К.: Українська академія аграрних наук., 2002. - 376 с.
4. Алфутов Н.А. Основи розрахунку на стійкість пружних систем. М., «Машинобудування», 1978. 312 с. іл.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух