

ISSN 2307-1699

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ
МАШИНИ**

ЗБІРНИК НАУКОВИХ СТАТЕЙ

Випуск 38

Луцьк 2017

УДК 631.3.00

Сільськогосподарські машини: Зб.наук.ст. – Вип. 38. – Луцьк, 2017. – 191 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою Луцького національного технічного університету, протокол № 5 від 29.12.2017 р.

У даний збірник включено статті, які висвітлюють питання конструювання та використання сільськогосподарської техніки. Наведено дослідження машин і процесів для посіву, збирання, сушіння та транспортування сільськогосподарських культур. Розглянуто і багато інших питань.

Збірник розрахований на наукових працівників.

The journal contains articles of construction and using agricultural machinery. The machines and processes of planting and harvesting of crops, drying and transportation of agricultural materials as well as other tasks are investigated.

The journal is designed for researchers.

Редакційна колегія: д.т.н., проф., Заслужений діяч науки і техніки, акад. ІАУ Г.А. Хайліс (відповід. ред.), Луцький НТУ; д.т.н., проф. В.Ф. Дідух (заст. відповід. ред.), Луцький НТУ; д.т.н., проф., П.П. Савчук, Луцький НТУ; Ph. D. Eng., В. Владут; д.т.н., проф., акад. ІАУ Б.М. Гевко; к.т.н., доц. Р.В. Кірчук; д.т.н., проф. В.П. Ковбаса; д.т.н., проф. Є. Красовський; д.т.н. Р.Д. Кузьмінський; д.т.н., проф. О.О. Налобіна; д.т.н., проф. С.І. Пустюльга, Луцький НТУ; д.т.н. Є.Й. Ріпечкий; д.т.н., проф. Р.М. Рогатинський; д.т.н., проф. В.М. Сало; к.т.н., доц. М.М. Толстушко; д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк, Луцький НТУ; д.с.-т.н., проф. М.Й. Шевчук; к.т.н., доц. І.С. Цизь; к.т.н., доц. С.Ф. Юхимчук.

© Луцький національний технічний університет, 2017
(Свідоцтво про держреєстрацію КВ №15902–4374 ПР
від 13.11.2009 р.)

УДК 634.0.362.621.9.02

© М.В.Вржещ, к.т.н., В.Є.Пенкаля, О.М.Касян
Луцький національний технічний університет

ТЕПЛОБАЛАНСНІ ВИПРОБУВАННЯ ДВИГУНІВ БЕНЗИНОМОТОРНИХ ПИЛОК

У статті розглянуто конструкцію розробленого теплобалансного стенда, методика випробувань та результати експериментальних досліджень характеристик двигунів бензиномоторних пилок Husqvarna 236, Husqvarna 340, Тайга 245.

ДВИГУН, ПОТУЖНІСТЬ, СТЕНД, ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС, ПИЛКА.

Постановка проблеми. Сучасний стан ринку бензиномоторних пилок насичений як вітчизняними, так і закордонними моделями. Водночас постає проблема, пов'язана з їх експлуатацією, обслуговуванням та ремонтом, а це вимагає використання дороговартісного устаткування. У зв'язку з цим набуває актуальності перспективний напрямок проектування та виготовлення спеціалізованих випробувальних стендів, які дозволяють у лабораторних умовах одержати оцінку стану зазначеного обладнання та сформувані комплекс заходів щодо його відновлення, а також виконати порівняльний аналіз ефективності використання моделей бензиномоторних пилок від різних виробників.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Інтенсивний розвиток конструювання, виготовлення та експлуатації двотактних карбюраторних двигунів з повітряним охолодженням тісно пов'язаний з виконанням експериментальних досліджень [1-3]. У сучасних науково-дослідних лабораторіях використовують спеціалізовані стенди для теплобалансних випробувань двигунів внутрішнього згоряння (далі – ДВЗ), які оснащені високоточними вимірвальними приладами [4-8]. Це дає можливість підняти рівень досліджень та забезпечити виконання енергоекологічних вимог щодо ДВЗ.

Мета дослідження - дослідити термодинамічні процеси у двигунах бензиномоторних пилок і розробити теплобалансний випробувальний стенд.

Результати дослідження. Виконаний аналіз функціональних схем теплобалансних випробувальних стендів дозволив вибрати оптимальний варіант для ДВЗ бензиномоторних пилок (рис.1), згідно якого вентилятор повітряної системи охолодження формує направлений газовий потік вздовж ребристих теплообмінників та

головки циліндра, вбираючи теплову енергію, що виділяється при роботі ДВЗ, а з протилежного боку бензопили цей направлений потік гарячого повітря виводиться у навколишнє середовище через вентиляційну решітку. Відпрацьовані гази потрапляють у глушник через випускні канали циліндра, а потім – у навколишнє середовище.

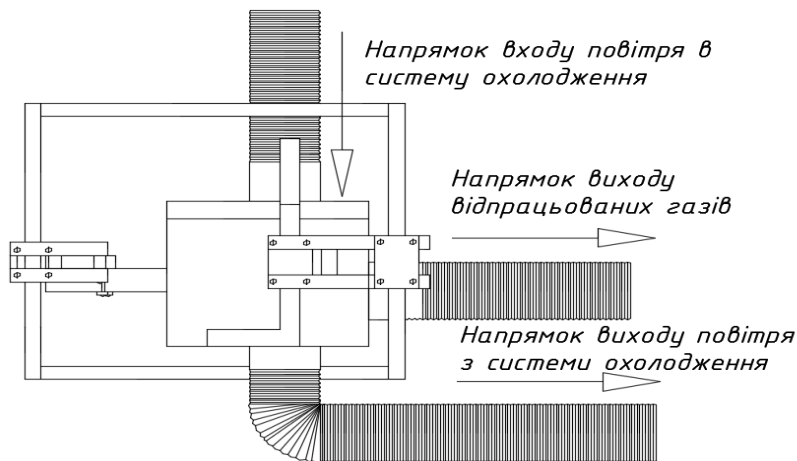


Рис.1 – Функціональна схема теплобалансного стенда

Принципова схема будувалась з врахуванням габаритних розмірів, функціональних та конструкційних особливостей досліджуваних бензиномоторних пил (рис. 2).

Згідно принципової схеми (рис. 2) досліджувана бензиномоторна пилка встановлюється у визначене відділення рами та фіксується за допомогою кріпильних елементів. Зі сторін вентиляційних решіток монтуються гофровані труби для повітря, що надходить у систему охолодження, та для нагрітого повітря, що виводиться системою охолодження у навколишнє середовище. До глушника приєднується гофрована труба для відведення відпрацьованих газів.

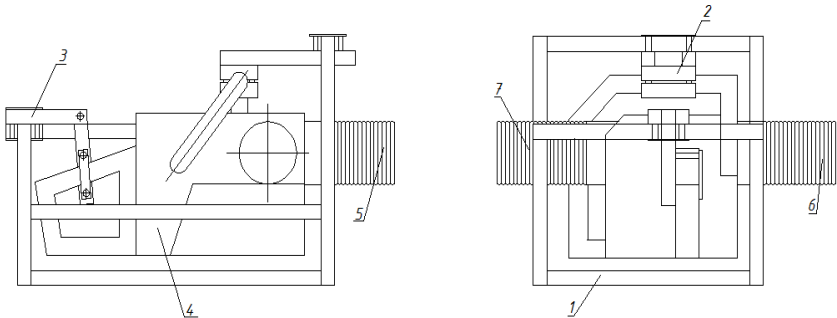


Рис. 2 – Принципова схема теплобалансного станда:

- 1 – рама; 2 – кріпильний елемент передньої ручки бензопили;
- 3 – кріпильний елемент задньої ручки бензопили; 4 – бензопила;
- 5 – гофрована труба для відведення відпрацьованих газів;
- 6 – гофрована труба для нагрітого повітря, що виводиться системою охолодження у навколишнє середовище;
- 7 – гофрована труба для повітря, що надходить у систему охолодження

В середовищі програми SolidWorks побудовано твердотільну модель (рис. 3), а технічна характеристика виготовленого станду (рис. 4) подається у табл.

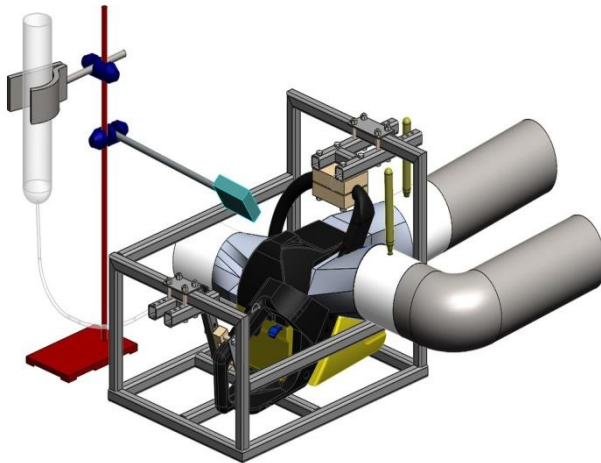


Рис. 3 – Твердотільна модель теплобалансного станда



Рис. 4 – Виготовлений теплобалансний стенд

Таблиця – Технічна характеристика теплобалансного стенду

№ з/п	Технічна характеристика	Значення
1	Максимальна потужність, <i>кВт</i>	2,6
2	Максимальна частота обертання, <i>об/хв</i>	16500
3	Необхідна виробнича площа для встановлення, <i>м²</i>	0,175
4	Вага, <i>кг</i>	11
5	Габаритні розміри, <i>мм</i>	500x350x 350

Розроблено методику випробувань, яка ґрунтується на основі використання рівняння теплового балансу функціонування двигуна внутрішнього згоряння, тобто

$$Q = Q_e + Q_o + Q_z + Q_s, \quad (1)$$

де Q - кількість теплової енергії палива, що виділилася при його згорянні у циліндрі двигуна; Q_e - кількість теплової енергії палива, яка еквівалентна ефективній потужності двигуна; Q_o - кількість теплової енергії, що надходить у систему охолодження та підлягає відведенню у навколишнє середовище примусовим потоком охолоджуючого повітря; Q_z - кількість теплової енергії, що міститься у відпрацьованих газах безпосередньо за випускним каналом;

Q_3 - кількість теплової енергії, яка втрачається через не врахування інших факторів.

Величина Q протягом однієї години роботи двигуна:

$$Q = G_n \cdot h_n, \quad (2)$$

де G_n - годинна витрата палива двигуном, $кг/год$; h_n - нижча теплотворна здатність палива, $кДж/кг$.

Годинна витрата палива G_n у $кг/год$:

$$G_n = \frac{3,6 \cdot \Delta V \cdot \gamma_n}{t}, \quad (3)$$

причому
$$\gamma_n = \frac{G'_n}{V'_n}, \quad (4)$$

де ΔV - зміна об'єму палива в мірній посудині за час вимірювань, $см^3$; γ_n - густина паливної суміші, $г/см^3$; t - тривалість роботи двигуна у заданому режимі, $с$; G'_n , V'_n - відповідно маса та об'єм проби палива.

Параметр Q_e визначають експериментальним шляхом за результатами гальмування двигуна:

$$Q_e = 3600 \cdot N_e, \quad (5)$$

де N_e - ефективна потужність двигуна без врахування затрат потужності на привод агрегатів системи охолодження, $кВт$.

Кількість теплової енергії, що надходить у систему охолодження та підлягає відведенню у навколишнє середовище примусовим потоком охолоджуючого повітря обчислюють за формулою:

$$Q_o = m_1 \Delta h_1 = m_1 c_p^{(1)} (T_1^{(K)} - T_1^{(II)}), \quad (6)$$

де m_1 - масова витрата нагрітого повітря, $кг/с$; $c_p^{(1)}$ - ізобарна теплоємність $кДж/кгК$; $T_1^{(II)}$, $T_1^{(K)}$ - відповідно початкова та кінцева температури, $^{\circ}C$.

Масова витрата нагрітого повітря, що виводиться системою охолодження у навколишнє середовище:

$$m_1 = \rho \cdot V_1 = \rho \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot v_1, \quad (7)$$

де використовуються такі параметри повітря: ρ - щільність, $кг/м^3$; V_1 - об'ємна витрата, $м^3/с$; v_1 - швидкість переміщення у $м/с$ повітропроводом діаметром d_1 , $м$.

Кількість теплової енергії, що міститься у відпрацьованих газах безпосередньо за випускним каналом:

$$Q_2 = -m_2 \Delta h_2 = -m_2 c_v^{(2)} (T_2^{(K)} - T_2^{(II)}), \quad (8)$$

де використовуються такі параметри вихлопних газів: m_2 - масова витрата, кг/с ; $c_v^{(2)}$ - ізохорна теплоємність кДж/кгК ;

$T_2^{(II)}, T_2^{(K)}$ - відповідно початкова та кінцева температури, $^{\circ}\text{C}$.

Масова витрата вихлопних газів:

$$m_2 = \rho_2 \cdot V_2 = \frac{\rho_2 \cdot V_D \cdot n_e}{60}, \quad (9)$$

де використовуються такі параметри вихлопних газів: ρ_2 - щільність, кг/м^3 ; V_2 - об'ємна витрата, $\text{м}^3/\text{с}$.

Крім того, у формулі (9) прийняті такі позначення: V_D - робочий об'єм (літраж) двигуна, м^3 ; n_e - частота обертання колінчастого вала, об/хв .

Кількість теплової енергії, яка втрачається через не врахування інших факторів:

$$Q_3 = Q - Q_e - Q_o - Q_c. \quad (10)$$

Економічність двигуна характеризується ефективним коефіцієнтом корисної дії (далі - ККД), який визначається за формулою:

$$\eta_e = 1 - \frac{Q_o + Q_c + Q_3}{Q}. \quad (11)$$

Проведені експериментальні дослідження ДВЗ бензиномоторних пилот Husqvarna 236, Husqvarna 340, Тайга 245 за вищевикладеною методикою та на основі використання розробленої конструкції теплобалансного стенду. Результати досліджень подаються у вигляді діаграми (рис. 5) та графіків (рис. 6).

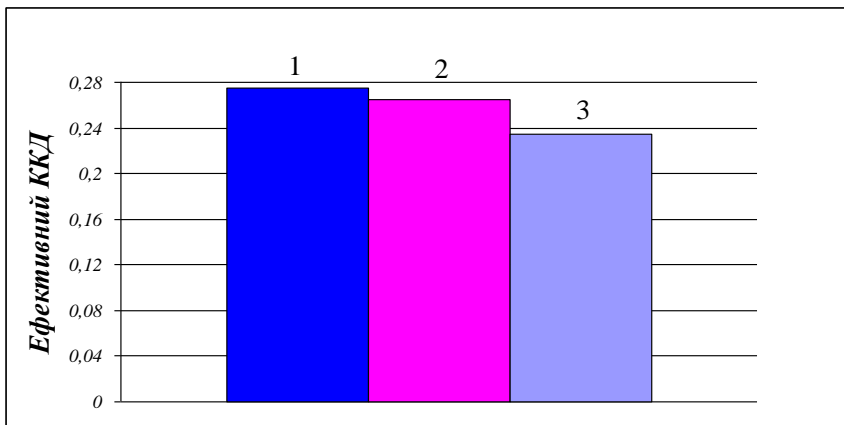


Рис. 5 – Зміна ефективного ККД двигунів досліджуваних бензопил на номінальному режимі роботи:

1 – Husqvarna 236 ($N_e = 1,4 \text{ кВт}$; $n = 9000 \text{ об/хв}$; $\eta_e = 0,275$);

2 – Husqvarna 340 ($N_e = 2,0 \text{ кВт}$; $n = 9000 \text{ об/хв}$; $\eta_e = 0,265$);

3 – Тайга 245 ($N_e = 2,6 \text{ кВт}$; $n = 7000 \text{ об/хв}$; $\eta_e = 0,235$)

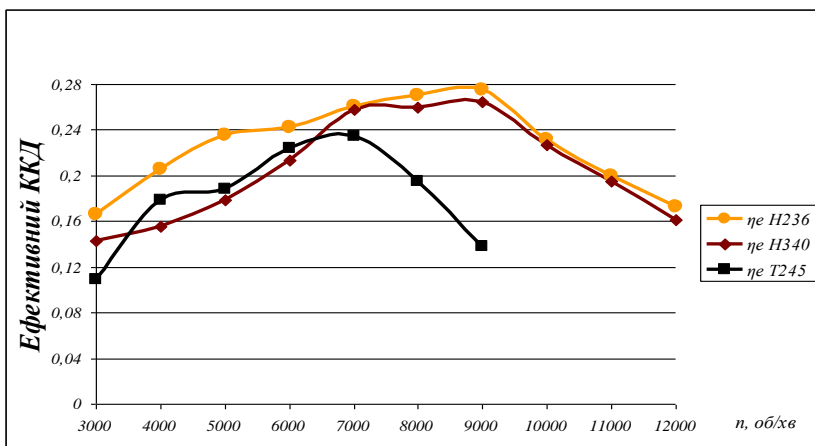


Рис.6 – Графік залежності ефективного ККД від частоти обертання колінчастого вала ДВЗ

Встановлено взаємозв'язок між потужністю досліджуваних ДВЗ бензиномоторних пил та їх ККД (рис. 5), а саме при збільшенні

потужності ККД зменшується. Збільшення потужності ДВЗ на $0,6 \text{ кВт}$ (порівняння бензиномоторних пилок Husqvarna 236 та Husqvarna 340) призводить до зменшення ККД на $0,1$, а аналогічне збільшення потужності (порівняння бензиномоторних пилок Husqvarna 340 та Тайга 245) призводить до зменшення ККД на $0,3$. Це пояснюється тим, що при збільшенні об'єму камери згорання зросла інтенсивність тепловіддачі через стінки та головку циліндра, а також днище поршня.

Графіки функцій ефективного ККД досліджуваних ДВЗ вказують на те, що зі зростанням частоти обертання колінчастого вала до номінальної величини зазначений параметр зростає, а після його проходження – спадає, внаслідок винесення частини паливної суміші разом з відпрацьованими газами протягом продувки циліндра у навколишнє середовище (рис. 6).

За цим показником ДВЗ бензиномоторної пилки Husqvarna 236 є кращим, ДВЗ бензиномоторної пилки Husqvarna 340 – близький до кращого в діапазоні $7000 \leq n \leq 12000 \text{ об/хв}$. Що стосується ДВЗ бензиномоторної пилки Тайга 245, то його ККД в діапазоні частот обертання колінчастого вала $5000 \leq n \leq 6500 \text{ об/хв}$ близький до ККД ДВЗ бензиномоторної пилки Husqvarna 340, однак після проходження номінальної частоти різко знижується, сягаючи величини $13,8\%$.

Висновки. Результати експериментальних досліджень показали, що ефективний ККД для одного й того ж двигуна не залишається постійною величиною, а змінюється в залежності від режиму роботи, складу паливної суміші, технічного стану двигуна та інших факторів. Для досліджуваних карбюраторних двигунів кількість теплоти перетвореної в ефективну роботу не перевищує 28% .

Виготовлений теплобалансний випробувальний стенд доцільно впровадити у спеціалізованих майстернях, що здійснюють технічне обслуговування та ремонт бензиномоторних пилкок. Це дозволить підвищити ефективність виконання ремонтних робіт, покращити діагностику окремих систем та якість післяремонтних випробувань.

Література

1. Шкіря Т.М. Технологія і машини лісосічних робіт. – Львів: Український державний лісотехнічний університет, “Тріада плюс”, 2003. – 352 с.
2. Зима І.М., Малюгін Т.Т. Механізація лісгосподарських робіт: Підручник. – 4е вид., перероб. і доп. – Київ: Фірма “Інкос”, 2006 – 488 с.
3. Поспелов Д. Р. Конструкция двигателей внутреннего сгорания с воздушным охлаждением. – М.: Машиностроение, 1973, 352 с.

4. Макарьев Е. В. Стенд для теплорасбалансных испытаний судовых ДВС / Е. В. Макарьев // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова. – 2014. – № 5 (27). – с. 12-19.

5. Стенд фірми WEINLICH STEUERUNGEN [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.weinlich.de/mp/mp01d.htm>.

6. Стенд компанії SANGO [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.sango.jp>.

7. Стенд компанії PowerLink [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://ru.powerlinkworld.com>.

8. Випробувальний стенд для бензопил компанії Husqvarna [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.husqvarnagroup.com/en>.

Рецензент д.т.н. В.І. Шваб'юк

УДК 634.0.362.621.9.02

©М.В.Вржещ, к.т.н., А.В.Шульган, О.О.Чайка
Луцький національний технічний університет

ВИПРОБУВАННЯ ДВИГУНІВ БЕНЗИНОМОТОРНИХ ПИЛОК НА ДИНАМОМЕТРИЧНОМУ СТЕНДІ

У статті представлено результати експериментальних досліджень характеристик двигунів бензиномоторних пилок Husqvarna 236, Husqvarna 340 та Тайга 245, які були одержані на розробленому динамометричному стенді.

ПОТУЖНІСТЬ, СТЕНД, КРУТНИЙ МОМЕНТ, ЧАСТОТА ОБЕРТАННЯ, ЗОВНІШНЯ ШВИДКІСНА ХАРАКТЕРИСТИКА

Постановка проблеми. Основним конструкційним елементом бензиномоторних пилок є одноциліндровий двотактний двигун внутрішнього згоряння. Для того, щоб оптимально використовувати зазначений моторизований інструмент, необхідно знати характеристики його силового агрегату, зокрема зовнішню швидкісну, навантажувальну характеристики та характеристики холостого ходу. Одержати вказані характеристики можна тільки експериментальним шляхом, тому конструювання спеціалізованих стендів для дослідження

двигунів бензиномоторних пилок є важливим та актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Виконаний аналіз літературних джерел по темі дослідження дозволив встановити відмінності у конструкціях динамометричних випробувальних стендів та вибрати оптимальний варіант щодо його реалізації у лабораторних умовах [1–3].

Мета дослідження – дослідити зовнішні швидкісні характеристики двигунів бензиномоторних пилок Husqvarna 236, Husqvarna 340 та Тайга 245, використовуючи розроблений динамометричний стенд.

Результати дослідження. Розроблено конструкцію випробувального динамометричного стенда, виготовлення якого не потребує значних фінансових затрат. До його складу входять як стандартні комплектуючі, так і оригінальні деталі. Крім того, основний акцент зроблено на використанні сучасних електронних вимірювальних приладів, а саме: динамометра, тахометра, мультиметра та ваги.

Згідно кінематичної схеми (рис. 1) крутний момент передається від досліджуваного двигуна через пасову передачу до гальмівного барабану. Процес гальмування відбувається внаслідок притиснення гальмівних колодок до внутрішньої поверхні барабану. Оскільки гальмівні колодки шарнірно приєднані до кришки, то крутний момент далі передається до коромисла, а створюване ним зусилля – до динамометра.

В середовищі програми SolidWorks побудовано твердотільну модель випробувального динамометричного стенда (рис. 2), а фото виготовленого стенду подається на рис. 3.

Розроблено програму та методику досліджень згідно [3]. Проведені експериментальні дослідження зовнішньої швидкісної характеристики для двигунів бензиномоторних пилок: Husqvarna 236, Husqvarna 340 та Тайга 245. Одержані результати досліджень подаються на рис. 4.

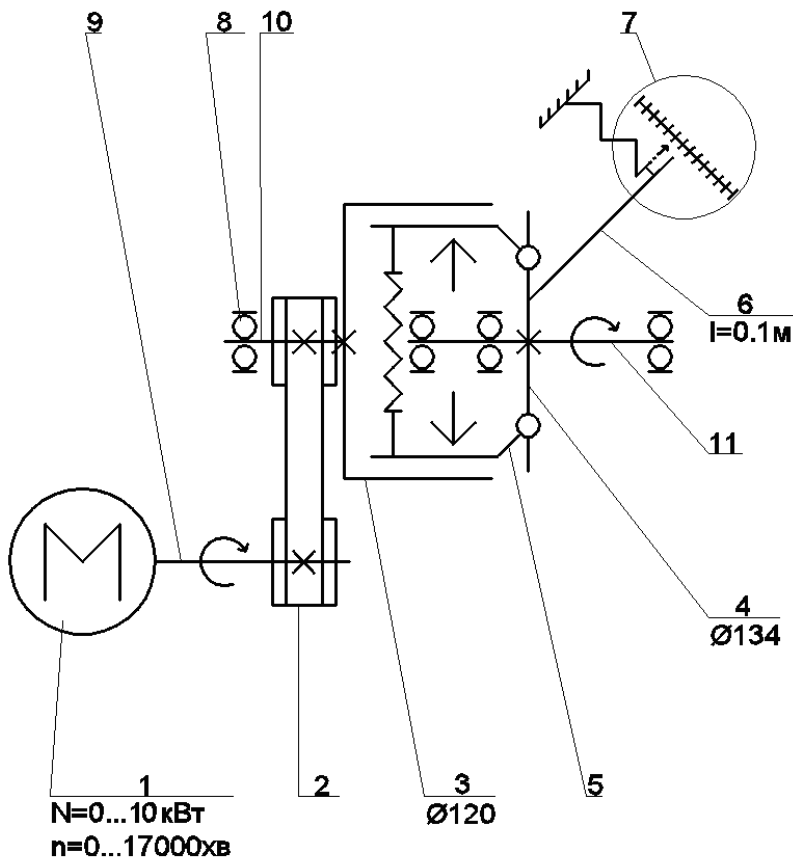


Рис. 1 – Схема кінематична динамометричного стенда:
 1 – двигун; 2 – пасова передача; 3 – гальмівний барабан; 4 – кришка;
 5 – гальмівні колодки; 6 – коромисло; 7 – динамометр; 8 – підшипник
 кочення; 9 – ведучий вал; 10 – передній ведений вал; 11 – задній
 ведений вал

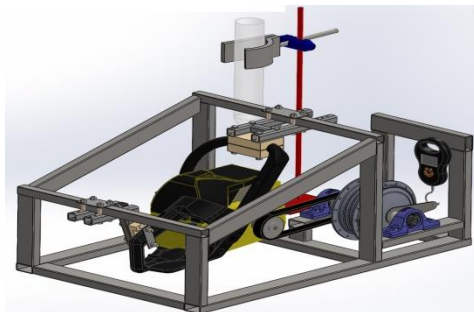


Рис. 2 – Твердогілна модель випробувального динамометричного стенда



Рис. 3 – Випробувальний динамометричний стенд

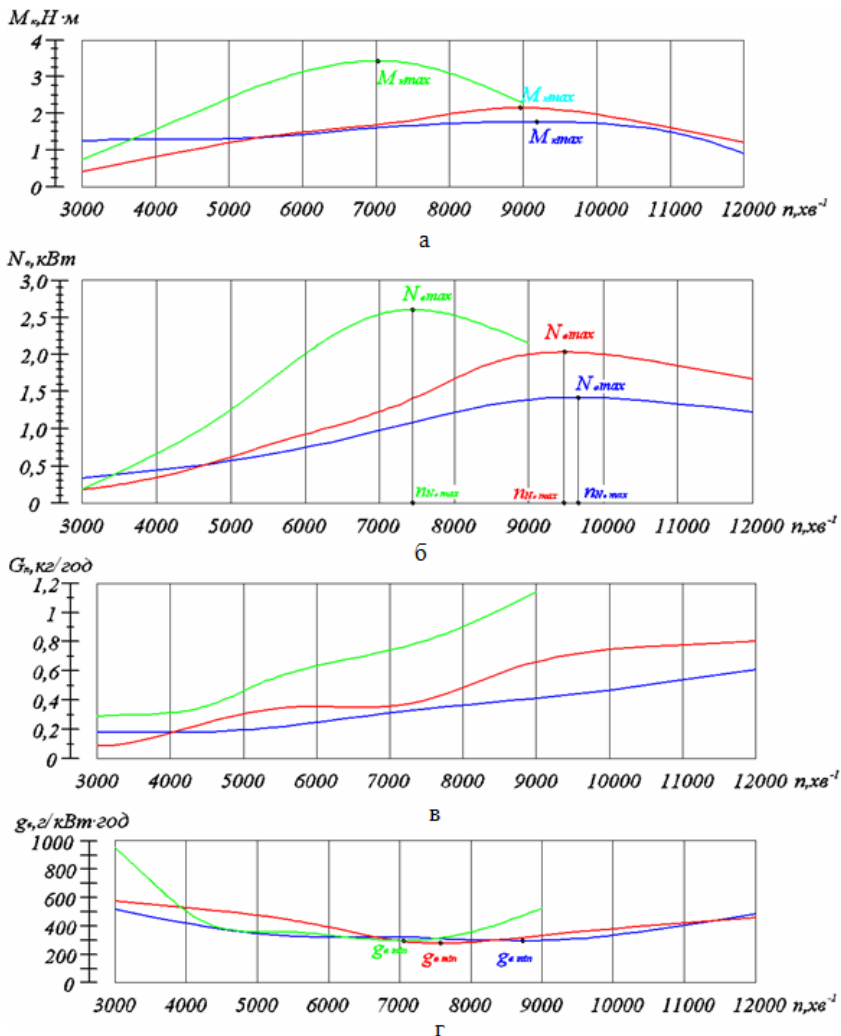


Рис. 4 – Суміщені графіки зовнішньої швидкісної характеристики для двигунів бензиномоторних пилок Husqvarna 236, Husqvarna 340, Тайга 245: а - функції $M_k = f(n)$; б - функції $N_e = f(n)$; в - функції $G_n = f(n)$; г - функції $g_e = f(n)$

Порівнюючи суміщені графіки функцій $M_k = f(n)$ для досліджуваних двигунів (рис. 4, а), слід зазначити, що найбільший запас крутного моменту зафіксовано для бензиномоторної пилки

Тайга 245 ($DM_k = 1,29 \text{ Н}\cdot\text{м}$), однак тільки в діапазоні частот обертання від холостого ходу до номінального режиму. Щодо двигунів бензиномоторних пил Husqvarna 236 та Husqvarna 340, то характер кривих функцій $M_k = f(n)$ плавний у більш широкому діапазоні частот, а саме $5000 < n < 12000 \text{ хв}^{-1}$.

На мінімальній частоті обертання колінчастого вала ($n=3000 \text{ хв}^{-1}$) найбільший крутний момент має двигун бензиномоторної пилки Husqvarna 236 ($M_k=1,24 \text{ Н}\cdot\text{м}$), а найменший – двигун бензиномоторної пилки Husqvarna 340 ($M_k = 0,39 \text{ Н}\cdot\text{м}$).

Характер зміни кривих функціонального параметра $N_e = f(n)$ (рис. 4, б) аналогічний до попереднього. Моделі бензиномоторних пил Husqvarna 236 та Husqvarna 340 підтримують високу потужність у широкому діапазоні частот обертання. Щодо двигунів бензиномоторної пилки Тайга 245, то він демонструє швидку зміну режиму роботи, досягаючи максимальної потужності у вузькому діапазоні частот обертання колінчастого вала.

На мінімальній частоті обертання колінчастого вала ($n=3000 \text{ хв}^{-1}$) найбільшу потужність має двигун бензиномоторної пилки Husqvarna 236 ($N_e=0,33 \text{ кВт}$), а найменшу - двигуни бензиномоторних пилок Husqvarna 340 та Тайга 245 ($N_e = 0,18 \text{ кВт}$).

Аналіз суміщених графіків функцій $G_n = f(n)$ (рис. 4, в) вказує на те, що найменша кількість палива затрачається для функціонування двигуна бензиномоторної пилки Husqvarna 236 в діапазоні частот обертання колінчастого вала $4500 < n < 12000 \text{ хв}^{-1}$, а найбільша — для двигунів бензиномоторної пилки Тайга 245 на усьому проміжку досліджуваних частот обертання колінчастого вала.

Для порівняльного аналізу функціональних характеристик двигунів особливо велике значення має питома витрата палива (рис. 4, г). За цим показником в діапазоні частот обертання колінчастого вала $6500 < n < 9000 \text{ хв}^{-1}$ двигуни усіх моделей досліджуваних бензиномоторних пилок мають приблизно однакові значення мінімальних питомих витрат палива ($g_e \approx 280 \text{ г/кВт}\cdot\text{год}$).

Висновки. Встановлено, що найбільший запас крутного моменту у бензиномоторної пилки Тайга 245, а для інших моделей він плавну змінюється. На мінімальній частоті обертання колінчастого вала найбільший крутний момент має ДВЗ бензиномоторної пилки Husqvarna 236, а найменший — ДВЗ бензиномоторної пилки Husqvarna 340. Бензиномоторні пилки Husqvarna 236 та Husqvarna 340 підтримують високу потужність у широкому діапазоні частот обертання колінчастого вала, а бензиномоторна пилка Тайга 245 демонструє швидку зміну режиму роботи. Найменша кількість палива затрачається для функціонування ДВЗ бензиномоторної пилки

Husqvarna 236, а найбільша — для ДВЗ бензиномоторної пилки Тайга 245. За функціональним показником питомої витрати палива ДВЗ усіх моделей досліджуваних бензиномоторних пилок мають приблизно однакові значення мінімальних величин.

Література

1. Шкіря Т.М. Технологія і машини лісосічних робіт. – Львів: Український державний лісотехнічний університет, “Тріада плюс”, 2003. – 352 с.
2. Зима І.М., Малогін Т.Т. Механізація лісгосподарських робіт: Підручник. – 4е вид., перероб. і доп. – Київ: Фірма “Інкос”, 2006. – 488 с.
3. Husqvarna 235 236 240 [Електронний ресурс]: Посібник користувача — Електронні дані (1 файл). — Режим доступу: http://service.webec.husqvarna.net/documents/HUSO/HUSO2010_AAaa/HUSO2010_AAaa__1153134-26.pdf, вільний. — Назва з екрану.
4. Пила бензиномоторная «Тайга-245» [Електронний ресурс]: Посібник користувача — Електронні дані (1 файл). — Режим доступу: <http://files.motopila.ru/taiga/>, вільний. — Назва з екрану.
5. Сердечный В.Н., Бызов Н.А. Хаймусов А.К. Нормы расхода топлива-смазочных материалов в лесной и деревообрабатывающей промышленности; Справочник — М.: Лесн. пром-сть, 1987. — 280с.
6. Бензиномоторная пила «Тайга-245»/Д.К. Шмаков, В.М. Смирнов, Г.А. Кузнецов, П.С. Корелин. — М.: Лесн. пром-сть, 1980. — 104 с.
7. ДСТУ ISO 7293:2008. Лісгосподарські машини. Пилки ланцюгові портативні. Методи випробовувань щодо визначення характеристик двигуна та витрати палива [Текст]. – введ. 2008–19–03. – К.: Видавництво стандартів. – 11 с.

Рецензент д.т.н. М.П. Ярошевич

УДК 628.157

©Герасимчук О.П., к.т.н., Шовкомуд О.В., к.т.н.

Луцький національний технічний університет

©Маркова О.В., к.т.н.

Національний університет водного господарства та

природокористування

АНАЛІЗ НАПРЯМКІВ ЗМІНИ КОНСТРУКЦІЇ ГУСЕНИЧНИХ РУШІЇВ З МЕТОЮ ПІДВИЩЕННЯ ПРОХІДНОСТІ ТА ЗМЕНШЕННЯ ТИСКУ НА ҐРУНТ

Ефективність експлуатації машин у важких дорожніх умовах визначається їхньою прохідністю. Проблема прохідності по опорних поверхнях з низькою несучою здатністю вирішується шляхом удосконалення конструкції рушіїв. Одним із рушіїв, що значно підвищують прохідність транспортних засобів, є гусеничний. З аналізу відомих конструктивних рішень встановлено, що застосування пневматичної гусениці підвищує ходові та експлуатаційні якості гусеничних машин, такі як плавність ходу, безшумність роботи, швидкість руху по бездоріжжю, довговічність. Пневматичні гусениці мають також недоліки: порівняно низьку тягову здатність; чутливість до низьких температур; низьку ремонтпридатність. Збільшення прохідності машин із гусеничними рушійми можливе за рахунок використання гумоармованих гусениць. Застосування гумоармованих гусениць дозволяє проводити роботи в умовах підвищеної вологості ґрунтів, значно зменшувати ущільнюючий вплив на ґрунт ходових систем машин, забезпечує здатність трактора рухатися по дорогах з твердим покриттям, має хорошу здатність до самоочищення від бруду за будь-якої вологості.

З метою остаточного вибору типу гусеничного рушія з високою прохідністю потрібно оцінити умови його експлуатації, в тому числі природно-кліматичні умови, зокрема стан ґрунту. Вирішення проблеми прохідності може здійснюватись заміною традиційних металевих елементів гусеничних рушіїв на еластичні, зокрема гумоармовані.

ГУСЕНИЧНИЙ РУШІЙ, ПРОХІДНІСТЬ, ПНЕВМО- ГУСЕНИЧНИЙ РУШІЙ, ГУМОАРМОВАНІ ГУСЕНИЦІ.

Постановка проблеми. Гусеничні машини, що забезпечують високу прохідність в умовах важкодоступної місцевості, знаходять широке застосування в якості дорожньо-будівельних, сільськогосподарських, транспортних машин, а також швидкохідних машин спеціального призначення. Такі машини призначені для

експлуатації в умовах пересічної місцевості При цьому траса руху характеризується різноманітністю мікропрофілю, наявністю криволінійних ділянок і перешкод.

Особливе місце у виконанні технологічних операцій гусеничними машинами відводиться забезпеченню прохідності, плавності ходу і поворотності. Одним із напрямків вирішення цих завдань є введення еластичних елементів у конструкцію гусеничних рушіїв.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В роботах А.С.Антонова, Е.Д.Львова, Д.К.Карельских, Н.А.Забавнікова, В.В.Гуськова, М.К.Кристі, В.Ф.Платонова, В.Я.Аніловича, Ю.Т.Водолажченко [3-10] викладено основи теорії гусеничного рушія, висвітлено питання взаємодії рушія з ґрунтом. Теоретичні питання роботи гусеничних рушіїв, їхньої довговічності розглянуто в роботі В.Я. Аніловича [10]. Автором досліджено динаміку взаємодії гусениць з напрямними і опорними котками та ведучим колесом.

У роботах [10, 11] авторами доведено, що використання гусеничних рушіїв у будівельних машинах, машинах для земляних робіт і сільськогосподарських машинах є має переваги над використанням колісних.

У табл. 1 наведено результати відомих досліджень ущільнення ґрунту після проходу трактора з різними типами рушіїв [5, 10, 11].

Таблиця 1 – Результати відомих досліджень ущільнення ґрунту після проходу трактора з різними типами рушіїв

Машина, яка розглядалась	Кратність впливів	Щільність ґрунту, 10^3 кг/м ³ у шарі ґрунту, см			Показник впливу, кН/м
		0–10	10–20	20–40	
Без ущільнення	0	1,31	1,45	1,5	—
ДТ–75	1 3	1,35- 1,40	1,48- 1,49	1,52- 1,52	112- 165
Т–150К	1 3	1,38 -1,41	1,48- 1,49	1,54- 1,54	184 -270
К–700	1 3	1,38 -1,44	1,52 -1,52	1,56 -1,56	240- 354

З даних таблиці видно, що максимальний тиск на ґрунт гусеничних тракторів знаходиться в межах 0,04–0,06 МПа, а колісних – 0,154–0,240 МПа.

Дослідженню гусеничних машин з гумовоармованими гусеницями з метою оцінки їхнього впливу на ґрунт присвячені роботи [12,13,14].

Аналіз наявних досліджень дає змогу зробити висновок, що створення гусеничного рушія який є довговічним, має високу

прохідність та маневреність є актуальним науково-технічним завданням.

Метою дослідження є аналіз напрямків удосконалення відомих і створення нових більш досконалих гусеничних рушіїв високої прохідності.

Результати дослідження. Ефективність експлуатації машин за складних дорожніх умов багато в чому визначається їхньою прохідністю. Проблема прохідності по опорних поверхнях з низькою несучою здатністю вирішується в основному шляхом удосконалення конструкції рушіїв. В загальному випадку до рушіїв пред'являються наступні вимоги [1-15]:

- максимальна ефективність (підвищення прохідності і безпеки руху);
- універсальність;
- мінімальні витрати на переміщення;
- раціональна взаємодія з опорної поверхнею з точки зору екології;
- хороші пружні і амортизуючі властивості;
- здатність до самоочищення;
- зручність експлуатації (простота і швидкість монтажу, демонтажу та ремонту);
- невелика маса і невисока вартість;
- міцність, надійність, довговічність.

Одним із рушіїв, що значно підвищують прохідність транспортних засобів, є гусеничний [1-15]. Розглянемо напрямки удосконалення гусеничних рушіїв шляхом введення в їхню конструкцію пружних елементів та проаналізуємо переваги та недоліки таких конструктивних рішень.

Дослідження, спрямовані на розробку пневмогусеничних рушіїв відомі з 20-х років минулого століття. Запатентовані пневматичні гусениці були Н.С. Ветчинським і А.Р. Надирадзе [15]. Розвиток конструкції пневматичних гусениць набули у конструктивних рішеннях Н.Ф. Бочарова, В.М. Семенова, А.А. Полунгяна В.Т.Тшеппата В.Г.Рудельсона [16-19]. Проаналізувавши дані конструктивні рішення можна поділити пневмогусеничні рушії на дві групи: однопорожністі і багатопорожністі. Конструкція гусениць першої групи характеризується наявністю гумокордної оболонки, яка має тороподібну форму. Оболонка всередині містить повітря під значним тиском [17] (рис. 1).

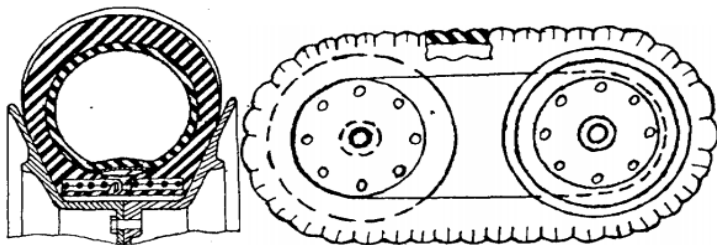


Рис. 1 – Схема пневматичної однопорожниної гусениці

На рис. 2 подано фотографію дослідного зразка машини з однопорожністими пневмогусеницями, яку розробили вчені МВТУ ім. Н. Баумана.

Однопорожністі пневматичні гусениці забезпечують рівномірний розподіл тиску на опорну поверхню по всій довжині гусениці. Але, як виявили дослідження, така конструкція характеризується великими гістерезисними втратами та складністю виготовлення [20].

Багатопорожністі пневматичні гусениці являють собою сукупність пневматичних ізольованих оболонок (пневмотраків), які з'єднуються між собою. Залежно від кріплення пневмотраків до несучих елементів розрізняють гусениці з рухомими [15] і нерухомими пневмотраками [20]. Більш поширеними є гусениці з нерухомими пневмотраками, які представляють собою гусеничний ланцюг, траками якого є пневматичні елементи. Перевагами багатопорожністих пневматичних гусениць є більш високі тягово-зчіпні показники на ґрунтах з низькою несучою здатністю за рахунок рівномірного розподілу тиску по площі контакту у порівнянні не тільки з колесом, але і з металевими та гумовстрічковими гусеницями (рис. 3).



Рис. 2 – Дослідна машина з пневматичними однопорожнистими гусеницями

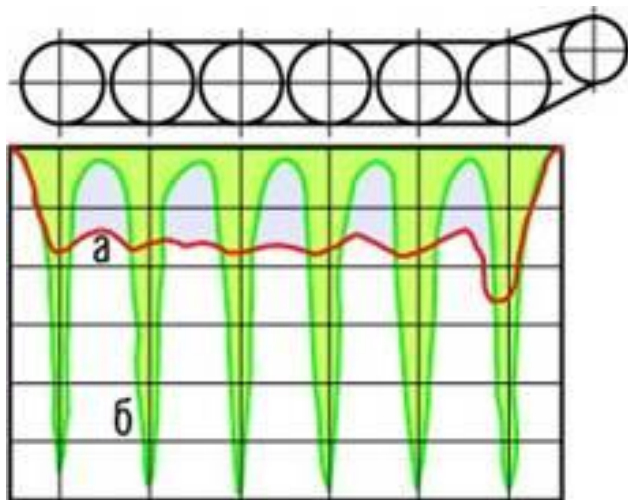


Рис. 3 – Розподіл тиску в гусениці: а - пневматичній, б - металевій

Застосування пневматичної гусениці в якості рушія для гусеничних машин підвищує їхні ходові та експлуатаційні якості, такі як плавність ходу, безшумність роботи, швидкість руху по бездоріжжю. Довговічність пневматичної гусениці може бути значно вищою за довговічність традиційних металевих ланцюгових гусениць

за рахунок менш жорсткого контакту з опорною поверхнею і зменшення сил інерції.

Пневматичні гусениці мають також недоліки:

- у порівнянні з ланцюговою традиційною гусеницею вони мають більш низьку тягову здатність;

- чутливі до низьких температур;

- мають низьку ремонтпридатність;

- у порівнянні з колісними рушіями пневматичні мають складнішу конструкцію, більші втрати потужності та більш низький термін служби.

Пневмогусеничні рушії з наявністю камер і герметичних оболонок з вентилями (закриті подушки) вимагають постійного обслуговування, зокрема підкачування. Все це ускладнює обслуговування та знижує довговічність. З метою усунення наявних недоліків пропонується заміна стисненого повітря в камерах пружними елементами [22, 23]. Такими елементами можуть бути металеві пружини [22], пружини з еластичного полімерного матеріалу, які відіграють одночасно роль ущільнювача по контуру кріплення траку [23]. Дані конструкції називаються еластичними траками гусеничних систем.

Більш відомим, практично реалізованим конструктивним рішенням є гумоармовані гусениці, ідея створення яких виникла в 70-х роках минулого століття в Японії. В даний час випускаються конструкції гумоармованих гусениць з різною величиною і формою ґрунтозацепів (рис. 4).

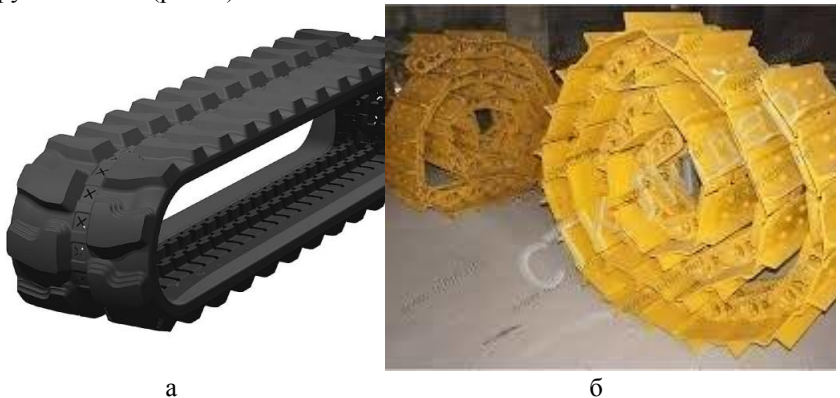


Рис.4 – Гумоармовані гусениці: а - розробка Концерну «Тракторные заводы», б - для трактора Shantui SD22 (Китай)

У даний час багато закордонних фірм оснащує трактори, комбайни та інші технічні засоби ходовими системами з гумоармованими гусеницями (рис. 5, б). Це пов'язано з тим, що застосування цих машин призводить до зниження на 25-35% родючості ґрунту через його переущільнення. В той же час ущільнення ґрунту звичайними ланцюговими гусеницями призводить до зменшення урожаю, в середньому, на 40-45% [24].



Рис. 5 – Гусеничний трактор Challenger MT700E



Рис. 6 – Трактор John Deere

Відмітимо основні переваги застосування гумоармованих гусениць:

- можливість роботи в умовах підвищеної вологості ґрунтів;
- зниження ущільнюючого впливу на ґрунт ходових систем машин;
- здатність трактора рухатися по дорогах з твердим покриттям, не руйнуючи останнього;
- висока довговічність, приблизно в 2 рази більша в порівнянні з гусеницями з відкритим металевим шарнірами;
- на 25...30% менше ущільнює ґрунт у порівнянні з металевою гусеницею при їхній однаковій ширині;
- хороша здатність до самоочищення від бруду при будь-якої вологості;
- виключення сповзання машини при роботі на схилах;
- ресурс роботи до граничного стану гумоармованих гусениць у 4 -5 разів вище, ніж у серійних металевих [25].

Висновки. З метою остаточного вибору типу гусеничного рушія з високою прохідністю потрібно оцінити умови його експлуатації, в тому числі й природно-кліматичні умови, зокрема стан ґрунту. Вирішення проблеми прохідності може здійснюватись заміною традиційних металевих елементів гусеничних рушіїв на еластичні, зокрема гумоармовані.

Література

1. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. / Н.А. Забавников. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с.
2. Гусеничный движитель трактора. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://stroy-technics.ru/article/gusenichniy-dvizhitel-traktora>.
3. Bekker M.O. Relation ship bet wen sons and Vchicke S.A.E. / Bekker M.O. // Quarterly Frans actions. Vol. 4. – 1950. – №3.
4. Забродский В.М. Ходовые системы тракторов. / В.М. Забродский. – М.: Агропромиздат, 1986.
5. Ксеневиц, Н.П. Ходовая система – почва – урожай. / Ксеневиц, Н.П., Скотников, В.А., Ляско, М.И. – М.: Агропромиздат, 1985. – 304с.
6. Танклевский, М.М. Проходимость машин. /М.М. Танклевский. – Киев, 1990, – 155с.
7. Скотников, В. А. Проходимость машин. /В.А. Скотников. – Минск: Наука и техника, 1982. – 328с.

8. Танклевский, М. М. Энергоэффективные ходовые системы машин торфяного производства: дис. ... д-ра техн. наук: 05.15.05. / М.М. Танклевский – Киев -Калинин, 1983. – 187 с.

9. Воронин, В.А. Основы теории тракторов, автомобилей и самоходных сельскохозяйственных машин. /В.А. Воронин. – Благовещенск, 1981. – 69с.

10. Анилович В.Я. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов: справочное пособие. / В.Я Анилович, Ю.Т. Водолаженко. – М.: Машиностроение, 1976. – 456 с.

11. Гинзбург Ю.В. Промышленные тракторы. / Гинзбург Ю.В. Швед А.И., Парфенов А.П. – М.: Машиностроение, 1986. –296 с.

12. Емельянов, А. М. Пути снижения техногенного воздействия гусеничных движителей уборочных машин на переувлажненные почвы: дис. ...д-ра техн. наук: 05.20.01 /А.М. Емельянов. – Благовещенск, 1997. – 250 с.

13. Злобин, Е.В. Исследование тягово-цепных свойств движителя с резино-армированными гусеницами в условиях Дальнего Востока: дисс. ...канд. техн. наук: 05.20.01. / Е.В. Злобин. – Благовещенск, 2006. – 134 с.

14. Бухаровская А.Н. Тягово-цепные свойства и уплотняющие воздействия на почву трактора с резиноармированными гусеницами: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01/ А.Н. Бухаровская. – М., 2011. – 133 с.

15. Бочаров Н.Ф. Транспортные средства на высокоэластичных движителях/ Н.Ф. Бочаров, В.И. Гусев, В.М. Семенов. – М.: Машиностроение, 1974. – 208 с.

16. А.с. 435977 СССР, М.Кл. В62d57/00. Пневмодвижитель транспортного средства. / Н.Ф. Бочаров, В.М. Семенов, В.М. Семенов и др. (СССР). – № 1759034/27-11 ; заявл. 15.03.72 ; опубл. 15.07.74, Бюл. № 26.

17. Пат. 1986865 США, 305/34. Track for tracklaying vehicles / Tschappat William H. – № 694,982 ; заявл. 24.10. 33 ; опубл. 08.01.35.

18. А.с.152805 СССР, МПК В62f23/00. Кольцевая дуговая пневмогусеница. / В.Г. Рудельсон (СССР). – № 773143/22; заявл. 10.04.62 ; опубл. 21.08.63, Бюл. № 15.

19. А.с. СССР, 306041 МПК В62d55/24. Гусеничный движитель. / В.Г. Рудельсон, М.М. Танклевский (СССР). – – № 1325463/27-11; заявл. 05.05.69 ; опубл. 11.06.71, Бюл. № 19.

20. Брянский Ю.А. Специальные движители транспортных средств: учебное пособие. / Брянский Ю.А. – М.: МАДИ, 1983. – 65 с.

21. Веселов Н.Б. Из истории вездеходостроения. Резино-пневматический гусеничный движитель [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://krpb.ru/index.php?id=museum21>.
22. А.с. 1245489 СССР, кл. В62D55/24. Эластичный трак гусеницы транспортного средства. / М.М. Танклевский (СССР). – № 3856401/27-11; заявл. 19.02.85 ; опубл. 23.07.86, Бюл. № 27.
23. А.с. 1548104 СССР, кл. В62 D 55/247. Эластичный трак гусеницы транспортного средства. / М.М. Танклевский, А.М. Танклевский(СССР). – № 1245489; заявл. 08.04.88 ; опубл. 07.03.90, Бюл. № 9.
24. Ходовые системы сельскохозяйственных тракторов. – М.: Тр. НПО НАТИ, 1991. – 139 с.
25. Канделя М.В. Исследование и обоснование технического уровня различных типов гусеничных ходовых систем уборочно-транспортных машин: дис. ... канд. техн. наук. – Благовещенск, 1997. – 178 с.

Рецензент д.т.н. О.О.Налобіна

УДК 631. 35

©Головачук І.П., к.т.н., Величко В.Л.
Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ СТЕБЛА ЛЬОНУ

В процесі брання стебла льону піддаються впливу з боку робочих органів льонозбиральних машин. При цьому рослинний матеріал викривляється, що може призвести до його зламу. В статті стебло пропонується розглядати, як багатоланкову систему з пружними шарнірами. Це дозволяє змодельовати поведінку стебла під дією зовнішніх сил. Дослідження пружних властивостей стебел льону під дією зовнішніх факторів є досить важливою задачею.

ПРУЖНІ ВЛАСТИВОСТІ СТЕБЕЛ ЛЬОНУ, БАГАТОЛАНКОВІ СИСТЕМИ, ПРУЖНІ ШАРНІРИ.

Постановка проблеми. Досить важливим питанням в процесі брання є мінімізація кількості пошкоджених стебел і розтягнутості стрічки льону. На стебло в процесі брання внаслідок взаємодії з робочими органами льонозбиральної машини діють сили, що зумовлюють деформацію стебла. В результаті чого стебло може бути

пошкоджене або зміщене, що призведе до розтягнутості стрічки льону. 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. Визначення граничних положень стебла за яких воно не буде пошкоджене є важливим питанням. Спершу ми накладемо певні обмеження та приймемо умовності, при яких вивчатимемо рівновагу стебла. Візьмемо його як лінійно пружне тверде тіло у формі циліндричного стержня. Розробляючи робочі органи льонозбиральних машин, ми маємо враховувати їх дію на рослинний матеріал. Стебло повинно бути надійно затиснуте у бральному рівчакові, в той же час не піддаватися надлишковому тискові, що призведе до руйнування. Також приймемо, що робота зовнішніх консервативних сил, які діють на тіло за будь яких переміщень, залежить тільки від початкового та кінцевого його положень. Накладені на систему зв'язки не здійснюють роботу при переміщенні точок системи до яких прикладені сили.

Визначення критичних навантажень за яких відбудеться пошкодження стебла, будемо проводити без врахування дії інерційних сил, що виникають у процесі деформування системи. Таким чином ми можемо дослідити рівновагу стебла до моменту його пошкодження. Це є прийнятним, так як злам стебла є не допустимим. Всі робочі органи льонозбиральної техніки не повинні пошкоджувати стебел.

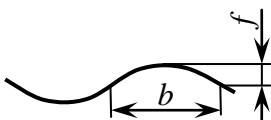


Рис. 1 – Приклад кривини стебла

Нами запропоновано свою власну конструкцію бральної секції [1], що має малу металомісткість та зменшує шкідливий вплив робочих

органів на стебла льону. Ми зупинили свій вибір на циліндричній формі робочих органів. Зробивши на бральному барабані гвинтову навівку, можна досягнути рівномірності впливу на стебла під час висмикування їх із ґрунту. Криволінійна форма робочого органу дозволяє зменшити силу тиску, що діє на стебла з боку брального апарата, а, значить, і кількість пошкоджених стебел.

Внаслідок біологічних особливостей росту або ж дії зовнішніх сил рослини мають певну кривину. Окремий вигляд кривини представлений на рис. 1.

Форму гвинтових витків ми вибрали, виходячи з умови не пошкодження стебел, після їхнього проходження через бральний рівчак. Тому радіус криволінійної зони впадин та виступів ми вибирали меншою або рівною кривині рослини, що характеризується середнім радіусом кривини R_{cp} [1]. Цей параметр визначається за формулою:

$$R_{cp} = \frac{b^2 + 4f^2}{8f}, \quad (1)$$

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

Для розрахунків ми використовували параметри, що представлені в таблиці 1. Тут d_{cm} – діаметр стебла; f_{np} – прогин, який утворюється в результаті дії сили.

Таблиця 1 – Параметри прийняті для розрахунків

$b, мм$	$d_{cm}, мм$	$f_{np}, мм$
10...50	1,3...1,6	1,1...1,2

За допомогою лінійних рівнянь можна встановити значення кутів відхилення від вертикального положення стебла за яких воно не буде пошкоджене. До пружної системи (стебло) можуть також бути одночасно прикладені декілька сил. Така система має місце у випадку, коли, наприклад, стебло утримують у вертикальному положенні два прутки подільника (рис. 2, а). Схему з прикладеними силами представимо у вигляді поданому на рис. 2, б. Лінійне рівняння при одночасному навантаженні стебла двома силами буде мати наступний вигляд:

$$(P_1 l_1 - P_2 l_2) \cos \varphi = k \varphi.$$

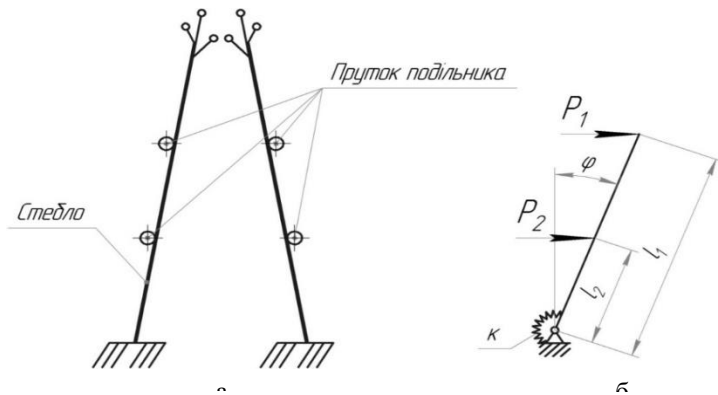


Рис. 2 – Схема защемлення стебла у бральному рівчакові (а); математична модель стебла із двома прикладеними силами (б)

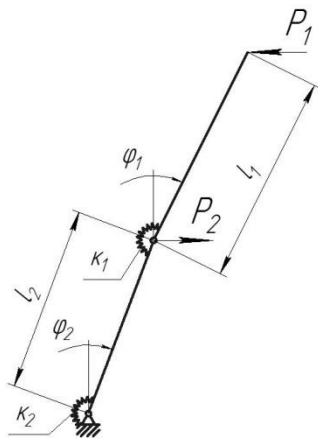


Рис. 3 – Схема до дослідження рівноваги стебла із двома ланками та з двома прикладеними силами

Коли $\varphi \neq 0$ система буде знаходитися у рівновазі якщо $P_1 l_1 - P_2 l_2 = 0$. Так як кут відхилення φ знаходиться в межах $0^\circ \dots 15^\circ$, а $\cos \varphi \approx 1$. Отже, якщо $P_1 l_1 - P_2 l_2 \leq k \varphi$, тоді положення системи буде стійким. У разі,

коли $P_1 l_1 - P_2 l_2 > k\varphi$ – нестійким. Запишемо рівняння, що описує межі області стійкості

$$\frac{P_1}{P_{1кр}} - \frac{P_2}{P_{2кр}} = 1.$$

В попередній статті [4] стебло нами розглядалося, як двох ланкова система (рис. 3) навантажена одночасно силами P_1 та P_2 . Значення сили вибираємо керуючись величиною прогину за якої стебло не буде пошкоджене. Рівняння, що описують умову рівноваги стебла в положенні, відхиленому від вихідного мають наступний вигляд:

$$\left. \begin{aligned} k_1(\varphi_1 - \varphi_2) + P_1 l_1 &= 0; \\ k_2 \varphi_2 + P_1(l_1 \varphi_1 - l_2 \varphi_2) - P_2 l_2 &= 0. \end{aligned} \right\}$$

Використовуючи метод зрівняння коефіцієнтів, отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= \frac{k_1 \times (k_2 - P_1(l_2 - l_1))}{P_1 l_1 \times (P_1 l_2 - k_2) - k_1 P_2 l_2}; \\ \varphi_2 &= \frac{P_1 \times (k_2 - k_1(l_2 - l_1))}{k_1 \times P_2 l_2 - P_1^2 \times l_1^2}. \end{aligned} \right\}$$

Таким чином, ми можемо знайти критичні значення кутів відхилення для окремо взятої ланки.

Розглянемо стебло затиснуте у бральному апараті барабанного типу, як п'ятиланкову систему (рис. 4). Довжину ланок вибираємо виходячи з величини максимального прогину (табл. 1) за якого стебло може бути пошкоджене. Це дасть змогу проаналізувати вплив робочих органів барабанного типу на рослинний матеріал. Опишемо рівновагу кожної окремо взятої ланки (табл. 2).

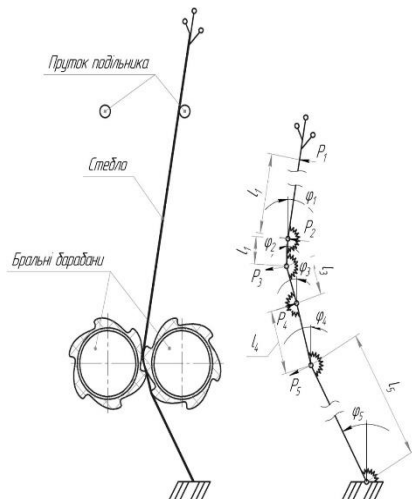
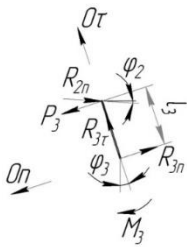
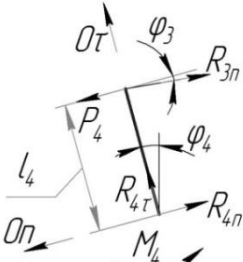
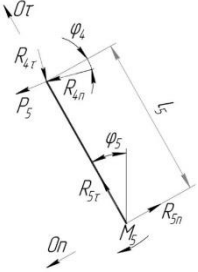


Рис. 4 – Стебло зацмлене бральними барабанами (а);
схема навантаження стебла (б)

Таблиця – Аналіз шарнірно-пружної багатоланкової системи стебла

№ ланки	Схема прикладання сил	Система рівнянь, що описують рівновагу ланок стебла
1	2	3
1		$\left. \begin{aligned} R_{1\tau} &= 0; \\ P_1 &= -R_{1n}; \\ M_1 &= P_1 l_1. \end{aligned} \right\}$
2		$\begin{aligned} R_{2\tau} - R_{1n} \sin \varphi_1 &= 0; \\ P_2 - R_{2n} - R_{1n} \cos \varphi_1 &= 0; \\ M_2 - P_2 l_2 + R_{1n} l_2 \cos \varphi_1 &= 0. \end{aligned}$

Продовження табл.

1	2	3
3		$R_{3\tau} - R_{2n} \sin \varphi_2 = 0;$ $P_3 - R_{3n} - R_{2n} \cos \varphi_2 = 0;$ $M_3 - P_3 l_3 - R_{2n} l_3 \cos \varphi_2 = 0.$
4		$R_{4\tau} - R_{3n} \sin \varphi_3 = 0;$ $R_{4n} - P_4 - R_{3n} \cos \varphi_3 = 0;$ $M_4 - P_4 l_4 - R_{3n} l_4 \cos \varphi_3 = 0.$
5		$R_{5\tau} - R_{4\tau} \cos \varphi_4 - R_{4n} \sin \varphi_4 = 0;$ $P_5 + R_{5n} - R_{4n} \cos \varphi_4 + R_{4\tau} \cos \varphi_4 = 0;$ $M_5 - P_5 l_5 - R_{4n} l_5 \cos \varphi_4 - R_{4\tau} l_5 \sin \varphi_4 = 0.$

Представлена математична модель стебла є простою та зручною для вирішення ряду задач.

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. Визначення значень кутів та сил за яких стебло не буде пошкоджене

дозволить точно визначити геометрію робочих органів льонозбиральної техніки.

Література

1. Головачук І.П. Пат. №71205 Україна, МПК Ф01D 45/06 (2006.01). Бральний апарат; заявн. Луцький НТУ. – заявл. 05.12.2011; опубл. 10.07.2012; Бюл. №13.

2. Хайліс Г.А. *Механіка рослинних матеріалів*. К., Українська академія аграрних наук., 2002. - 376 с.

3. Алфутів Н.А. *Основи розрахунку на стійкість пружних систем*. М., «Машинобудування», 1978. 312 с. іл.

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

Рецензент д.т.н. В.Ф.Дідух

УДК 631.365.2

© О.В. Голубев, В.В. Тарасюк, к.т.н
Луцький національний технічний університет

©Хвесик В.О.

Любешівський технічний коледж Луцького національного технічного університету

©Панечко Р.В.

Ковельський промислово-економічний коледж Луцького національного технічного університету

ЗАСТОСУВАННЯ КОНУСОПОДІБНИХ КАМЕР ДЛЯ СУШІННЯ СИПКИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАТЕРІАЛІВ

У статті представлено аналіз існуючих методів сушіння сипких сільськогосподарських матеріалів, зокрема зернових. Встановлено закономірності зміни напору сушильного агенту за перерізом сушарки. Запропоновано, для повного використання потенціалу сушильного агенту, застосовувати конусоподібні камери сушіння, що дозволить забезпечити рівномірність витрати сушильного агенту за шарами матеріалу в сушарці.

СУШІННЯ, ВОЛОГІСТЬ, ВИТРАТА, СУШИЛЬНИЙ АГЕНТ, КАМЕРА СУШІННЯ, ШАР МАТЕРІАЛУ, ЕНЕРГОВИТРАТИ.

Постановка проблеми. Сушіння – це важливий процес з приведення зерна і насіння до стійкого стану. Тільки ефективне видалення вологи з первісної основи зможе забезпечити подальше надійне, а головне тривале збереження. Суть сушіння в тому, щоб збездонити матеріал, залишивши тільки великий відсоток однієї сухої маси. Неправильний режим може привести до здуття зерна або навпаки до надмірної усушки. Процес сушіння зерна являє собою передачу теплоти від джерела теплоти до зерна, волога переміщується від центральних шарів до поверхневих, а далі відбувається випаровування вологи у зовнішнє середовище. [1-5].

Зерно як об'єкт сушіння – це живий організм з капілярно-пористою структурою. Плодові оболонки насіння пронизані капілярами, тому є проникними для пари води. Насіннєві оболонки й алейроновий шар, навпаки, відносно малопроникні для пари води і за неправильного режиму сушіння можуть бути причиною здуття зерна, спричиненого затримкою видалення водяної пари, яка накопичилась всередині ендосперму. Крім того, зародок містить дуже чутливі до температури водорозчинні білки – альбуміни. При температурі вище 41–42°C білки зародка, наприклад пшениці, денатурують, тобто насіння втрачає схожість. Білки клейковини більш термостійкі, однак температура нагрівання нормальної, міцної і слабкої клейковини пшениці не повинна перевищувати відповідно 50, 45 і 55°C. Сушіння – складний технологічний тепломасообмінний процес, який повинен забезпечити збереженість усіх властивостей речовин у зерні, що можливо за умови дотримання оптимальних параметрів цього процесу. Так, під час сушіння постійно змінюються параметри процесу, тому необхідно суворо додержувати рекомендованих режимів сушіння насіння кожної культури залежно від їх вологості та цільового призначення [6].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Великі енерговитрати процесу сушіння виникають внаслідок неповного використання потенціалу сушильного агента в існуючих типах сушарок. Проблеми із застосуванням відомих конвективних протитечійних зерносушарок барабанного і бункерного типу зумовлені втратою напору сушильного агента за висотою камери сушіння. Шар зернового матеріалу створює аеродинамічний опір для руху сушильного агента. Дослідженню цього явища присвячено ряд робіт [7-9].

У цих роботах, для вирішення проблеми нерівномірного проходження сушильного агента крізь шар зерна, пропонується

використовувати механічні системи активізації процесу сушіння за рахунок розпушування і перемішування матеріалу в сушарці. Однак такий підхід потребує додаткових енерговитрат на приводи механізмів перемішування і розпушування.

Тому процес вентилявання зернового матеріалу в сушильній камері вимагає додаткового дослідження.

Мета дослідження – проаналізувати існуючі дослідження щодо процесів вентилявання зернових матеріалів у сушарках різних типів. Експериментально встановити закономірність втрати напору сушильного агента за висотою шару матеріалу та, на основі цього, обґрунтувати раціональну геометричну форму камери сушіння.

Результати дослідження. В процесі конвективного сушіння сушильний агент контактує з вологим матеріалом, відбираючи в нього вологу. Шар сипкого матеріалу, крізь який проходить сушильний агент, чинить опір його руху. Це призводить до зміни кількості сушильного агента по відношенню до кількості матеріалу за висотою сушильної камери, що піддається сушінню. Така нерівномірність розподілу спричиняє нерівномірність процесу вологовидалення за шарами насінневого матеріалу.

Вивчення процесу вентилявання шару сипкого матеріалу в вертикальному шарі зернових матеріалів дозволить обґрунтувати раціональні режимні параметри сушарки та зменшити негативний вплив фактору втрати напору потоку сушильного агента.

Дослідження процесу вентилявання насінневого матеріалу (озимої пшениці) проводили з використанням лабораторної установки, що зображена на рис.1.

Швидкість потоку сушильного агента у досліджуваному просторі визначали встановленням цифрового крильчатого анемометра AR826 у порожній сушильній камері зі сторони підведення повітряного потоку. Ця швидкість на вході становила 5,0 м/с для першого ряду досліджень та 9,0 м/с – для другого ряду.

У сушильну камеру лабораторної установки встановлювали касету та поступово засипали зерно, формуючи тим самим шари матеріалу. Вентилятор створював напір атмосферного повітря, швидкість якого встановлювалась після шару зерна. Проводили вимірювання швидкості повітряного потоку цифровим анемометром, максимально наближаючи його приймальний датчик до поверхні шару зерна. Щоразу, після кожного вимірювання, збільшували товщину шару зерна на 10 мм. Вимірювання припиняли при зниженні швидкості сушильного агента до нуля.



а)



б)

Рис.1 - Лабораторна установка для дослідження вентилявання шару сипкого матеріалу: а) – загальний вигляд; б) – вимірювання швидкості повітряного потоку

Експериментальне дослідження процесу вентилявання насінневого матеріалу проводились після запуску установки, встановлення усталеного режиму повітряного потоку і підготовки партії матеріалу.

Отримані дані фіксували (рис.1). Вимірювання швидкості повітряного потоку проводилися з трикратною повторюваністю. Вологість матеріалу в усіх варіантах $15 \div 24\%$.

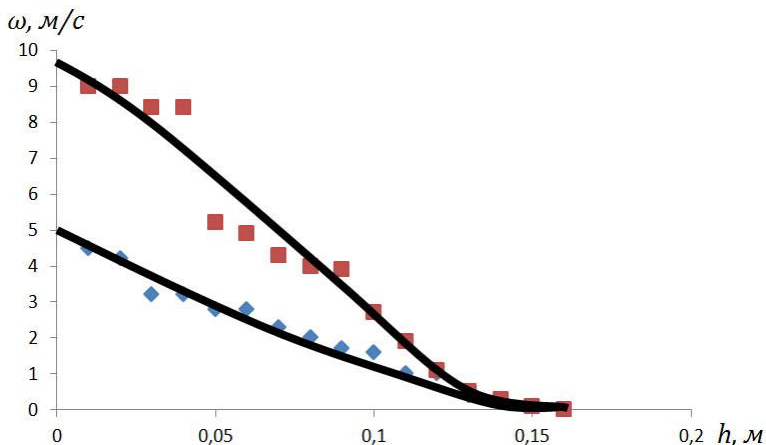


Рис.2 – Зміна швидкості повітряного потоку з висотою шару зерна

Отримані експериментально дані вказують на те, що з висотою шару зерна суттєво зменшується напір потоку сушильного агента. Так, при вказаних лабораторних умовах, у випадку формування шару зерна висотою близько 0,2 м швидкість сушильного агента спадала до нуля.

Зниження швидкості повітряного потоку за висотою шару призводить до зменшення витрати сушильного агента на одиницю об'єму матеріалу, що піддається сушінню, і спричиняє нерівномірне його просушування. Тому, для формування рівних умов вологовідведення для усіх шарів матеріалу за висотою шару зерна, слід змінити геометрію камери сушіння.

Так як графічні залежності втрати напору потоку повітря (рис.2) можна представити у вигляді лінійних залежностей то і зміна об'єму камери сушіння за висотою теж повинна змінюватись за лінійним законом. Таким умовам відповідає сушильна камера конусоподібної форми, де діаметр основи конуса зменшується від величини D_{max} до D_{min} прямопропорційно. Функціональна схема сушарки сипких матеріалів показана на рис.3. Така конструкція сушарки забезпечує однакову витрату сушильного агента за усім об'ємом зернового матеріалу і, тим самим, формує рівні умови перебігу технологічного процесу вологовидалення.

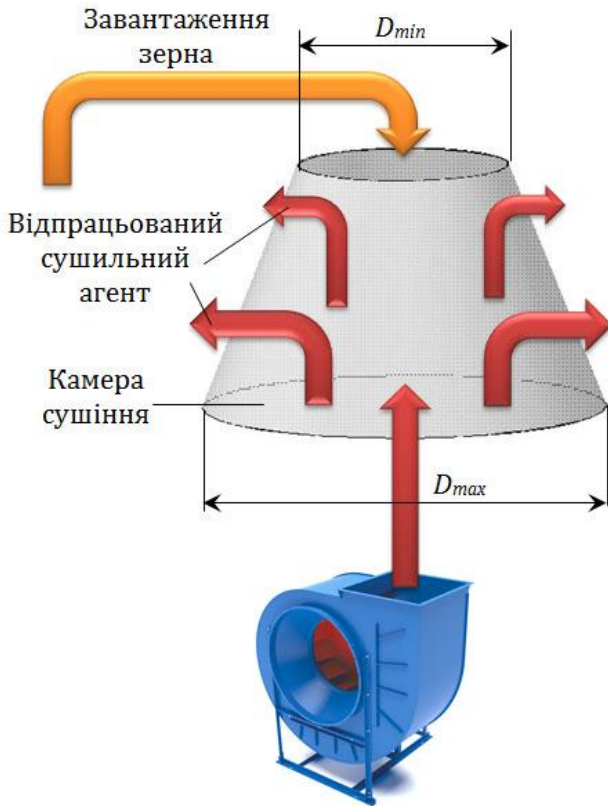


Рис. 3 – Функціональна схема сушарки із конусоподібною камерою сушіння

Висновки. Аналіз сучасних сушарок зернових матеріалів із циліндричною камерою сушіння вказує на те, що така конструкція сушарки не забезпечує рівномірність сушіння за висотою шару. Це виникає через створення об'ємом зерна аеродинамічного опору сушильному агенту та, як наслідок, втрати напору потоку і виникнення нерівномірності вентиляції шарів матеріалу. Використання камери сушіння у формі зрізаного циліндра дає можливість вирівняти витрату сушильного агента у сушарці. Нахил твірної уявного конуса можна встановити на основі отриманих експериментальних даних вентиляції шарів матеріалу.

Література.

1. Лыков А.В. Теория сушки. М. «Энергия», 1968. – 472 с.
2. Гинзбург А.С. Проектирование установок для сушки пищевых продуктов. Москва: Агропромиздат, 1985. – 336 с.
3. Кришер О. Научные основы техники сушки. М.: Иностранная литература, 1961. 540 с.
4. Дідух В.Ф. Підвищення ефективності сушіння сільського сподар-ських рослинних матеріалів. Монографія. – Луцьк: ЛДТУ, 2002.–165 с.
5. Котов Б.И. Технологические и теплоэнергетические основы повышения эффективности сушки растительного сырья: дис.... доктора техн. наук: 05.20.01 / Борис Иванович Котов. – Глеваха, 1994. – 440 с.
6. Особливості сушіння зерна окремих культур [електронний ресурс]// «Лекционный материал для студентов». - Режим доступу: https://studopedia.su/8_63585_osoblivosti-sushinnya-zerna-okremih-kultur.html
7. Дударев І.М. Обґрунтування технологічного процесу та параметрів сушарки льоносировини в рулонах: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 / Ігор Миколайович Дударев. – Глеваха, 2007. – 208 с.
8. Забродоцька Л. Ю. Обґрунтування технологічного процесу та параметрів сушарки вороху насіння трав : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / Л. Ю. Забродоцька; Кіровогр. нац. техн. ун-т. - Кіровоград, 2012. - 22 с.
9. Ящук А.А. Обґрунтування параметрів сушарки насіння льону олійного : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / А.А. Ящук; Кіровогр. нац. техн. ун-т. - Кіровоград, 2014. - 20 с.

Рецензент д.т.н. В.Ф.Дідух

УДК 664.68.005

© Ю.Л.Гулько, к.т.н., М.С.Шведик, к.т.н., П.І.Ткачук

Луцький національний технічний університет

© В.В.Теслюк, д.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ФІЛЬТРУВАЛЬНОЇ СТАНЦІЇ ЦУКРОВОГО ВИРОБНИЦТВА

У статті наведені результати аналізу особливостей процесу фільтрування дифузійного соку за допомогою автоматизованої

фільтрувальної станції, а також результати експериментальних досліджень роботи фільтрувальної станції, на основі яких визначені фактори, що впливають на ефективність процесу фільтрування.

ФІЛЬТРУВАННЯ, ДИФУЗІЙНИЙ СІК, СИСТЕМА КЕРУВАННЯ, ОСАД, ШВИДКІСТЬ, ТИСК, ВИТРАТА.

Постановка проблеми. Одним з ключових технологічних процесів, що визначають якість кінцевого продукту у цукровому виробництві, є процес фільтрування соків і сатураційних клеровок. Ефективність виконання цього процесу значним чином впливає як на продуктивність виробництва цукру, так і на експлуатаційні витрати.

Тому питання інтенсифікації процесу роботи фільтрувальної станції, що безпосередньо впливає зменшення втрат цукру, підвищення його виходу та якості є досить актуальним.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз літературних джерел [1,2,3], приурочених вивченню процесу фільтрування дифузійного соку показує, що цей процес є достаньо вивченим. При цьому, у деяких наукових працях [4,5] наводяться особливості процесу виконання процесів фільтрування дифузійного соку із використанням керуючих систем.

Однак, наведені результати даних досліджень можуть використовуватись тільки для вдосконалення конструкцій фільтрувальних апаратів, а для вибору для них відповідних режимів фільтрування необхідно встановити залежності для визначення витрати фільтрованого соку та швидкості фільтрування.

Мета дослідження. Провести дослідження процесу фільтрування дифузійного соку на автоматизованій фільтрувальній станції та на основі отриманих залежностей для визначення витрати фільтрованого соку та швидкості фільтрування встановити фактори, які впливають на ефективність досліджуваного процесу.

Результати дослідження. Відомо, що процес фільтрування забезпечує механічне розділення суспензій за допомогою фільтрів, які пропускають рідину, але затримують тверді частинки.

При цьому фільтри, які використовуються у цукровому виробництві, повинні мати достатню затримуючу здатність відносно до дисперсної фази, незначний гідравлічний опір під час фільтрування, тривалий термін служби і зручне та ефективне очищення (регенерацію фільтра).

Слід відзначити, що із підвищенням швидкості фільтрування відбувається поступове погіршення якості фільтрату, тому що деякі частинки домішок можуть не затримуватись фільтром, також за швидкості 25...35 м/год може спостерігатись уповільнення процесу, зростання забруднень у фільтраті. Ймовірно, відбувається посилення

інерційного чинника, що частково компенсує ослаблення дії молекулярно-кінетичного механізму в процесі контактної коагуляції [2].

Фільтрувальні соки є суспензіями з низькою густиною і значним вмістом твердої фази, яка за хімічним складом становить майже чистий кристалічний карбонат кальцію.

Під час переробки неякісних буряків чи порушенні технології очистки отримують соки із желатинними осадами (гелями), під тиском ці осади частково стискуються, внаслідок чого зменшується їх об'єм і звужуються капілярні канали в фільтрувальному шарі, а отже, відповідно знижується швидкість фільтрування. З підвищенням тиску швидкість фільтрування збільшується не пропорційно, а з деякими відставаннями і за певної величини тиску може навіть знижуватися.

При цьому тиск, за якого досягається максимальна швидкість фільтрування (критична), для соків I-ї і II-ї сатуації складає приблизно 0,3–0,4 МПа.

З підвищенням тривалості фільтрування на фільтрувальній перегородці збільшується шар осаду і зростає його опір, в результаті чого уповільнюється процес фільтрування. Залежно від характеру осаду визначають допустиму товщину шару і на основі цього для періодично діючих фільтрів складають графік очистки фільтрувальної поверхні.

За високих температур густина цукрових розчинів знижується і вони швидше фільтруються.

Особливістю процесу фільтрування є також те, що для здійснення цього процесу необхідно забезпечити різницю тисків по обидві сторони від перегородки, яка створює відповідний опір протіканню процесу, тому швидкість процесу фільтрування прямо пропорційна різниці тисків і обернено пропорційна опорю пористої перегородки та осаду. В результаті дослідження встановлено, що додатковий опір на фільтруючу перегородку зростає при збільшенні товщини осаду або закупорюванні його частинками пористої фільтруючої перегородки, а також при одночасному збільшенні товщини осаду і закупорюванні пор його і перегородки. Наявність тиску також призводить до збільшення опорю, який виникає в результаті стиснення осаду і пористої перегородки внаслідок зменшення пор в ній, для проходження фільтрату та зміни їх форми (через стиснення і зсув).

Структура осаду за крупністю частинок змінюється, зокрема, (біля самої фільтруючої перегородки осідають найдрібніші частинки, які проникають у її пори), а більш крупні, розташовуються віддалено від неї. Однак між ними розташовуються і більш дрібні частки, які

закупорюють простір між великими частками і процес фільтрування сповільнюється.

В цілому, на проходження процесу фільтрування впливають дві групи факторів: мікрофактори і макрофактори. До макрофакторів відносяться структура та геометрія фільтрувальної перегородки і шару осаду, густина фільтрату, різниця тисків по сторонах фільтру; до мікрофакторів – розміри і форма пор, по яких рухається рідина в осаді до фільтрувальної перегородки.

Таким чином, можна константувати, що перебіг процесу фільтрування супроводжується досить складним поєднанням впливу ряду факторів, а це, в свою чергу, обумовлює необхідність оперативного і неперервного відслідковування параметрів та показників, які визначають ефективність проходження процесу фільтрування.

Зокрема, для цього створені відповідні передумови на Гнідавському цукровому заводі, де були запроваджені автоматичні системи керування процесами. Одна з таких керуючих систем дозволяє ефективно досліджувати процеси, що проходять при фільтруванні дифузійного соку. Система керування передбачає можливість отримання оперативної інформації про стан основних показників та параметрів фільтрувальних апаратів, що дозволяє аналізувати проходження процесу фільтрування і вносити у технологічне обладнання конструктивні зміни, які покращать ефективність процесу.

12 фільтрів П9-УФЛ об'єднані у дві батареї, кожна з яких практично є автономною. Схема системи керування процесом фільтрування наведена на рис.1.



Рис. 1 – Система керування процесами фільтрування на Гнідавському цукровому заводі

Основні функції системи керування наступні:

- автоматичне керування чергою регенерації фільтрів в батареї;
- виконання циклу регенерації фільтра (повної або неповної - залежно від технологічних установок);
- контроль витрати фільтрованого соку;
- контроль розрідження у колекторі фільтрованого соку;
- контроль рівнів у збірниках соків і мішалці суспензії;
- контроль температури соків.

Розроблена система керує технологічними процесами у дистанційному режимі, контролює стан електроприводів технологічних механізмів з можливістю керування як у місцевому, так і дистанційному режимах, контролює величини основних технологічних параметрів і проводить графічну архівацію за заданий період часу, здійснює звукову і світлову сигналізацію при виході величини параметрів за встановлені межі.

Основою системи є керуючі контролери. Зв'язок контролера з автоматизованим робочим місцем оператора здійснюється локальною мережею. Програмне забезпечення АРМ функціонує в програмному середовищі Windows, що дозволяє забезпечувати сумісність ПЕОМ АРМ як між собою, так і з верхнім рівнем керування, і далі воно дозволяє вихід в систему Інтернету.

Нами протягом кількох тижнів були проведені дослідження основних параметрів процесу фільтрування дифузійного соку в різні робочі зміни та отримані графіки залежності для основних параметрів фільтрувальної станції (рис.2).

У результаті проведення двофакторного експерименту визначався вплив двох факторів, а саме таких, як рівень у напірному збірнику фільтраційного соку H_1 та рівень у збірнику фільтраційного соку H_2 на витрату фільтрованого соку F .

Рівняння регресії для визначення витрати фільтрованого соку після включення незначущих членів для 95% довірчої ймовірності, буде мати наступний вигляд:

$$F = -85,47 + 2,65H_1 - 1,15H_2 .$$



Рис. 2 – Графіки залежності для основних параметрів процесу фільтрування дифузійного соку (рівнів у збірниках соку, витрати фільтрованого соку)

Було побудовано поверхню відгуку та в середовищі MathCad (рис. 3).

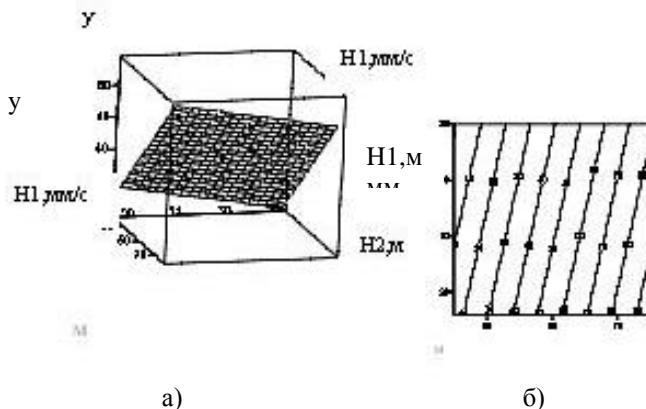


Рис. 3 – Поверхня відгуку (а) та проєкції двовірних січень поверхні відгуку на площину (б).

На основі експериментальних досліджень були також отримані графічні залежності швидкості фільтрування від перепаду тисків за різної тривалості фільтрування (рис.4).

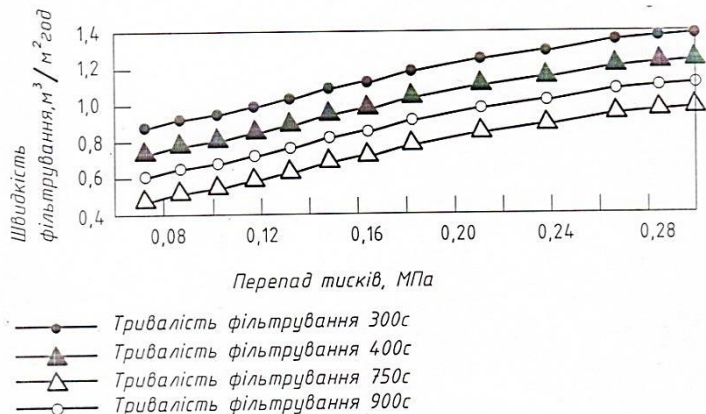


Рис. 4 – Графік залежності швидкості фільтрування від перепаду тисків

Висновки. Таким чином, на основі проведеного аналізу особливостей процесу фільтрування дифузійного соку були визначені задачі експериментальних досліджень роботи автоматизованої фільтрувальної станції. Проведені за допомогою керуючої системи дослідження процесу фільтрування дозволили отримати регресійну залежність для визначення витрати фільтрованого соку, а також отримати графічні залежності для визначення швидкості фільтрування. Отримані залежності є важливими для визначення ступеня впливу значимих факторів на ефективність роботи фільтрувальної станції.

Література

1. Сапронов А.Р. Технология сахарного производства. – М.: Колос, 1998. -495 с.
2. Технологические процессы с применением мембран: пер. с англ. Под ред. Ю.А. Мазитова, Б.Л. Фламенбаум. – М.: Агропромиздат, 1988. – 399 с.
3. Физико-механические процессы сахарного производства/ И.С. Гулый, В.М. Лысянский, Л.П. Рева и др. – М.: Агропромиздат, 1987. – 264 с.
4. Гунько Ю.Л., Лінник О.В. Вдосконалення автоматизованих

фільтрувальних апаратів цукрового виробництва. – Сільськогосподарські машини. Зб.наук.ст. – Вип. 21 Том 1. – Луцьк. ред. – вид. відділ ЛНТУ, 2011. с. – 85-89.

5. А Василяка, Л. Верхола, М. Ладановский. Пути повышения тепловой и технологической эффективности// Сахар и свекла. – 2011, №1, – с. 22-24.

УДК 677.11.021

©В.Ф.Дідух, д.т.н., С.В.Ягелюк, к.т.н., Ю.М.Онюх
Луцький національний технічний університет

ПОКАЗНИКИ СПОЖИВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ВОЛОКНА ЛЬОНУ ОЛІЙНОГО, ВИРОЩЕНОГО В УМОВАХ ЗАХІДНОГО ПОЛІССЯ

Наведено результати дослідження значень розривного навантаження, масодовжини, лінійної щільності та кольору волокна, отриманого з льону олійного, вирощеного в умовах Західного Полісся. Отримані дані можна використовувати для комплексної оцінки якості волокна льону олійного.

ЛЬОН-ОЛІЙНИЙ, СПОЖИВЧІ ВЛАСТИВОСТІ, ПОКАЗНИКИ ЯКОСТІ, РОЗРИВНЕ НАВАНТАЖЕННЯ, ЛІНІЙНА ЩІЛЬНІСТЬ, МАСОДОВЖИНА, КОЛІР.

Постановка проблеми. Виробництво луб'яних культур це важливий напрямок у сільськогосподарському виробництві. Сьогодні різні галузі потребують целюлозних натуральних волокон, а льон – традиційна технічна культура для України. Ця унікальна сільськогосподарська рослина дає можливість її комплексного використання. Широкий спектр використання продуктів льонопереробки стеблової частини пов'язаний передусім зі особливими споживчими властивостями льняного волокна: міцністю, легкістю, еластичністю, гігроскопічністю, повітропроникністю та ін.

На основі існуючих досліджень [3, 4, 5, 7] можна стверджувати, що відродження льонівиробництва, в тому числі на Західному Поліссі, залежить від комплексного використання всіх складових льону-олійного.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню показників споживчих властивостей рослинних волокон присвячено

багато наукових праць [1, 2]. Детально вивчені і проаналізовані показники споживчих властивостей льону-довгунцю [5, 6]. Встановлені основні закономірності їх змін [6].

Проте споживчі властивості і показники якості волокна льону олійного, вирощеного в умовах Західного Полісся, не досліджувались. Відповідно, на сьогодні льон олійний культивується лише, як насіннева культура, а стеблова частина не використовується при значному вмісті волокна. Вибір показників для оцінки якості льоноволокна – дуже важливий етап. Тому тема дослідження є актуальною і має практичне значення.

Метою дослідження є визначення показників основних споживчих властивостей волокна, отриманого в період збирання льону олійного в умовах Західного Полісся для подальшої комплексної оцінки його якості.

Результати дослідження. Для оцінки якості волокна, отриманого з льону олійного визначаються одиничні та комплексні показники якості [2]. Одиничні показники якості характеризують одну властивість льоноволокна (наприклад, міцність, вологість). Комплексний показник якості характеризує одночасно декілька властивостей. Але, у першу чергу необхідно визначитись з одиничними показниками, які характеризують якість льняного волокна.

Відповідно до класифікації запропоновану Г.М. Кукінім [1], визначальним показником механічних властивостей є розривне навантаження – максимальне зусилля, яке витримує волокно до розриву. До головних фізичних властивостей волокон відносимо довжину, масу групи волокон, масодовжину, лінійну щільність, вологість, гігроскопічність, електризування, колір.

Взірці льономатеріалів відбирались під час проведення досліджень у 2016-2017 роках з дослідних ділянок господарств смт. Рокині Волинської області та с. Остріїв Рівненської області. При цьому порівнювали такі сорти льону олійного як Орфей, Айсберг, Сонечни, Південна Ніч у фазі ранньої жовтої стиглості.

Вологість соломи льону олійного на момент збирання врожаю складала 12,0 %, яку обробляли у лабораторних умовах Луцького НТУ для отримання волокна. В табл. 1 наведені середні значення розривного навантаження досліджуваних сортів.

Наведені дані вказують, що розривне навантаження волокон льону олійного, у певній мірі, залежить від сорту рослини.

Міцність лляних волокон загалом є найвищою серед усіх природних волокон і коливається для волоконних комплексів у межах 200–400 сН/волокно, а елементарних – 15–20 сН/волокно.

Таблиця 1 – Розривне навантаження льону олійного

Сорт льону олійного	Розривне навантаження, Н
Орфей	133,6
Айсберг	98,8
Південна ніч	117,0
Сонечни	237,6

Відносно розривне навантаження елементарних волокон льону досягає 120–130 сН/текс і залежить, насамперед, від ступеня зрілості стебел. Таким чином, у період збирання льону олійного, його волокно є достатньо міцним для використання у текстильному виробництві.

Важливим фізичним показником натуральних волокон, на який необхідно звертати увагу, є лінійна щільність. В табл. 2 наведені дані визначення лінійної щільності волокна льону олійного з раніше вказаних сортів і періоду та умов його збирання за стандартними методиками.

Таблиця 2– Лінійна щільність волокна льону олійного

Сорт льону олійного	Лінійна щільність, Текс				б, Текс	V, %
	1	2	3	Ср. арифм		
Південна ніч	6,20	7,00	6,75	6,65	0,41	6,15
Орфей	8,75	9,40	9,90	9,35	0,58	6,17
Сонечни	9,80	12,65	9,85	10,76	1,63	15,15
Айсберг	4,75	4,35	6,10	5,51	1,06	19,31

Для визначення масодовжини волокон льону олійного визначали такі одиничні показники: діапазон довжин груп волокон, середню довжину, волокон у групі, масу волокон, масову частку волокон у групі. Результати досліджень наведені в табл. 3

Таблиця 3 – Дані для визначення масодовжини волокон льону олійного

Сорт льону олійного Орфей										
Група волокон	1	2	3	4	5	6	7	8	9	Всього
Діапазон довжин волокон групи, мм	0-50	50-100	100-150	150-200	200-250	250-300	300-350	350-400	400-450	-
Середня довжина волокон у групі, мм	25	75	125	175	225	275	325	375	425	-

Продовження табл. 3

Маса волокон групи, г	0,230	0,692	0,866	0,750	0,886	0,604	0,348	0,305	0,210	4,890
Масова частка волокон у групі, %	4,7	14,2	17,7	15,3	18,1	12,4	7,1	6,2	4,3	100,0
Сорт льону олійного Айсберг										
Група волокон	1	2	3	4	5	6	7	8	9	Всього
Діапазон довжин волокон групи, мм	0-50	50-100	100-150	150-200	200-250	250-300	300-350	350-400	400-450	-
Середня довжина волокон у групі, мм	25	75	125	175	225	275	325	375	425	-
Маса волокон групи, г	0,240	0,695	0,879	0,748	0,894	0,676	0,315	0,264	0,204	4,910
Масова частка волокон у групі, %	4,8	14,2	17,9	15,2	18,2	13,8	6,4	5,4	4,2	100,0
Сорт льону олійного Сонечни										
Група волокон	1	2	3	4	5	6	7	8	9	Всього
Діапазон довжин волокон групи, мм	0-50	50-100	100-150	150-200	200-250	250-300	300-350	350-400	400-450	-
Середня довжина волокон у групі, мм	25	75	125	175	225	275	325	375	425	-
Маса волокон групи, г	0,560	0,381	0,714	0,738	0,765	0,695	0,515	0,408	0,599	4,870
Масова частка волокон у групі, %	1,2	7,8	14,67	15,16	15,7	14,27	10,57	8,37	12,31	100,0
Сорт льону олійного Південна Ніч										
Група волокон	1	2	3	4	5	6	7	8	9	Всього
Діапазон довжин волокон групи, мм	0-50	50-100	100-150	150-200	200-250	250-300	300-350	350-400	400-450	-

Продовження табл. 3

Середня довжина волокон у групі, мм	25	75	125	175	225	275	325	375	425	
Маса волокон групи, г	0,27	0,95	1,027	0,613	0,696	0,411	0,413	0,259	0,187	4,820
Масова частка волокон у групі, %	5,5	19,7	21,3	12,7	14,5	8,5	8,6	5,4	3,9	100,0

З врахуванням наведені в табл. 3 даних визначили масодовжину волокон льону олійного вказаних сортів (табл. 4).

Таблиця 4 – Масодовжина волокон льону олійного

Сорт льону олійного	Масодовжина L_d , мм
Орфей	200,22
Айсберг	198,3
Південна ніч	242,64
Сонечни	169,26

Таким чином, середня масодовжина волокон коливається у межах 200мм, але найвищий показник має сорт Південна ніч.

Колір волокна визначали, порівнюючи жмути волокна зі стандартними еталонами. Вважали, що I – волокно буре з домішками чорного або зеленого кольору, а також жовто-буре; II – волокно жовте з домішками сірого й сіре з домішками жовтого кольору; III – волокно темно-сіре, сіре й світло-жовте, а також темно-сіре з жовтим; IV – волокно світло-сіре без блиску; V – волокно світло-сіре з блиском. Дані досліджень подані в табл. 5.

Таблиця 5 – Колір волокна різних сортів льону олійного

Сорт льону олійного	Колір
Сонечни	V
Орфей	III
Айсберг	III
Південна Ніч	IV

З результатів дослідження кольору волокна, отриманого з льону олійного видно, що найвищий бал отримало волокно сорту

Сонечни, дещо нижчий показник у волокна з льону сорту Південна ніч.

Висновки. З отриманих результатів дослідження показників споживчих властивостей волокна льону олійного (розривне навантаження, масодовжина, лінійна щільність, колір.) можна бачити, що ці показники наближені до показників волокна з льону-довгунця, що вказує на перспективу його використання у текстильній галузі. Ці показники стануть об'єктами детальних досліджень для проведення комплексної оцінки якості волокна.

Література

1. Кукин Г. Н., Соловьев А. Н. Текстильное материаловедение: Уч. для вузов. 2- изд., перераб. и доп. - М.: Легпромбытиздат, 1985. - 216 с.

2. Поліщук С.А., Семак Б.Д., Ксенжук Н.І., Барановський В.І. Сучасні технології остаточної обробки текстильних матеріалів, що забезпечують їх конкурентоспроможність// Легка промисловість. – 2003. – №1. – С. 56-57.

3. Вербицький О.М., Чурсіна Л.А. Вплив первинної вологості лляної соломки на якість трести і волокна // Легка промисловість. – 2002. №2. – С. 60.

4. Бойко Г.А. Визначення споживчих властивостей змішаної пряжі з волокнами льону олійного та поліефіру. / Г.А. Бойко, Н.В. Тулущенко //Товарознавчий вісник. Збірник наукових праць. Випуск 7. - Луцьк. ЛНТУ, 2014. стор. 28-32

5. Ягелюк С. В. Визначальні показники якості льоносировини. Товарознавчий вісник. Збірник наукових праць. Випуск 6. - Луцьк. ЛНТУ, 2013. стор. 153-158

6. Ягелюк С.В. Формування властивостей льняних матеріалів. Монографія. Луцьк: Луцький НТУ, 2016. – 144 с.

7. Ягелюк С.В. Напрямки підвищення ефективності переробки луб'яних культур, районованих у Західному Поліссі. Проблеми та перспективи розвитку технічного регулювання у сферах виробництва, послуг і торгівлі згідно з вимогами ЄС: матеріали Міжн. наук.-прак. конф., (6-8 вересня 2017 р.), м. Херсон. – Херсон: вид-во ІІІ Вишемирський В.С., 2017. – С. 80-82

УДК 677.11.021

©В.Ф.Дідух, д.т.н., С.В.Ягелюк, к.т.н., Ю.М.Онюх, Б.В.Бойчук
Луцький національний технічний університет

©І.З.Дуць

Волинська державна сільськогосподарська дослідна станція
Національної академії аграрних наук України

ТЕХНОЛОГІЯ ПЕРЕРОБКИ СТЕБЛОВОЇ МАСИ ЛЬОНУ ОЛІЙНОГО, ОТРИМАНОЇ В УМОВАХ ЗАХІДНОГО ПОЛІССЯ

Наведено результати обґрунтування фізичної моделі стебла льону олійного, як базової для проведення теоретичних досліджень та технологію переробки стеблової маси при збиранні льону олійного, вирощеного в умовах Західного Полісся для забезпечення волокнистому матеріалу властивостей, які є визначальними у подальшому його використанні.

ЛЬОН ОЛІЙНИЙ, СТЕБЛО, ЗБИРАННЯ, ВОЛОКНО, ПАЛИВНИ МАТЕРІАЛИ, РУЙНУВАННЯ, МОДЕЛЬ, ВЛАСТИВОСТІ, ВОЛОГІСТЬ.

Постановка проблеми. Відродження галузі льонарства в Україні залежить від широкої гами продукції, виготовленої з даної культури та її ринкової вартості. Для цього необхідно налагодити глибоку переробку не тільки насінневої, але й стеблової частини врожаю. Чим більший буде асортимент товарів, тим вищою буде рентабельність вирощування луб'яних культур.

Серед луб'яних культур з 2003 року в Україні спостерігається помітне зростання посівних площ під льон олійний та коноплі. У структурі сівозмін зернової групи льон олійний стає конкурентом багатьом сільськогосподарським культурам зернової групи. Зміна кліматичних умов через глобальне потепління, сприяє його вирощуванню у Північно – Західному регіоні. При цьому виробництво орієнтовано лише на отримання високих врожаїв насіння, в основному, на експорт. За даними аналітиків, в 2015-2016 рр. урожай олійного льону становив 300 тис. т, що більше на 20% порівняно з минулим сезоном [1].

Тому господарствам країни необхідно працювати на випередження потреб ринку. Серед основних напрямків розвитку льонарської галузі може стати переробка стеблової частини врожаю, адже природно – кліматичні умови даних територій сприяють в отриманні не тільки максимального біологічного врожаю насіння, але

значного стеблостою, який становить 40 - 45 ц/га, залежно від сорту льону олійного.

У зв'язку з цим, дослідження основних технологічних прийомів переробки стеблової частини врожаю льону олійного з врахуванням її якості та цільового призначення, є досить актуальною проблемою.

Аналіз останніх публікацій і публікацій. Порівняльний аналіз морфологічних показників льону олійного, вирощеного у різних природно - кліматичних умовах показує, що він за урожайністю насіння значно переважає льон - довгунець і не поступається за висотою стеблостою. [1,3].

Важливою характеристикою для лубоволокнистих культур є вміст волокна у стеблах. Проведені дослідження свідчать, що стебла льону олійного, вирощеного в умовах Західного Полісся України, містять 21-23% волокна. Причому прикоренева частина стебел льону олійного містить 8,9-12,6% волокна, середня – 26,1-29,0%, верхівкова – 21,0-23,3%. Така кількість волокна вказує, що стебловій частині врожаю льону олійного науковцями приділяється недостатня увага та відсутні рекомендації для отримання волокна у конкретних природно – кліматичних умовах і соломі, як правило спалюють.

Складність перетворення соломи льону олійного у тресту пов'язана із будовою стебла, яке має значне розгалуження у верхівковій частині та, у деяких сортів, воно розпочинається біля кореня. Тому, після відділення насіння механізмами зернозбирального комбайну утворюється валок сплутаної маси стебел, що не сприяє її вилежуванню.

Відсутність технологій і устаткування, які дозволяють здійснювати глибоку переробку сировини луб'яних культур, стримують відродження галузі льонарства в державі. З іншої сторони висока врожайність стеблової частини вказує до потреби зміни підходів її переробки. Процес переробки необхідно розпочинати відразу після збирання насінневої частини[6, 7] відповідно до стану зрілості волокон і умов навколишнього середовища, яке впливає на стан стеблової частини.

Один із напрямків широкого використання стеблової частини може бути її переробка на паливні матеріали, яким у останні роки у світі приділяється значна увага[8, 9]. Тому, даний напрямок досліджень виготовлення паливних матеріалів із стеблової частини врожаю луб'яних культур, заслуговує на увагу.

Метою дослідження було запропонувати фізичну модель стебла льону олійного і технологію переробки стеблової частини врожаю, отриману в умовах Західного Полісся.

Результати досліджень. Аналіз будови стебла луб'яних культур(рис.1) вказує на складну його будову з точки зору об'єкта обробітку механічними діями. При цьому важко виділити ті складові, які є визначальними у створенні сил опору розривним, згинальним чи будь яким іншим навантаженнями. Формування фізичної моделі стебла вимагає також враховувати мету, яку необхідно досягти при руйнуванні та отримати позитивний результат для подальшого використання матеріалу визначених розмірів. Тому правильно вибрана модель, дозволить проводити теоретичні дослідження з мінімальною кількістю допущень, які впливають на кінцевий результат. При переробці луб'яних культур важливим є отримання короткого неорієнтованого волокна для текстильної галуззі.

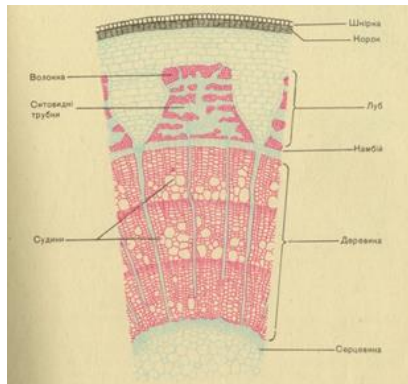


Рис. 1 – Поперечне січення стебла луб'яних культур

Результати багатьох дослідників розподілу волокон у стеблах льону олійного за довжиною вказують, що всі їх фізико - механічні властивості характеристики є подібними до котонізованих волокон льону довгунця. Тому, основним напрямком використання стеблової частини льону олійного має стати отримання волокна. При цьому усувається необхідність застосування процесу укорочення волокон різанням стрічки, а технологія переробки має включати операції куделеприготування, очищення, тонкого та грубого чесання.

Складність отримання сировини для отримання волокна з стебел льону олійного виникає на етапі його збирання, так як воно знаходиться у прямій залежності від природно - кліматичних умов у даний період і технічних засобів. Проведенні дослідження у 2016-17 рр. у зоні Західного Полісся, на полях приватного господарства «Лугове» показали суттєві відмінності у вихідному стебловому

матеріалі для подальшого використання у якості сировини для виділення волокна(рис.2).

Якщо у 2016 р. були сприятливі умови для збирання насіння у фазі жовтої стиглості, то відсутність вологи у серпні – вересні не сприяли перетворенню стебел у тресту. Крім цього складна сплутана стеблова маса валка у перерізі після комбайна становила 100х50 см (верхній ряд фото), що також не сприяло розвитку процесів дозрівання волокна.

У свою чергу 2017р. значно відрізнявся за погодними умовами у період збирання, що призвело до затягування термінів збирання льону олійного до вересня місяця. Таким чином наступила фаза повної стиглості, у якій стебла на корені фактично перетворились у тресту і після збирання насіння на поле у валки вкладалась волокниста маса значно меншого перерізу(нижній ряд фото).



Рис. 2 – Відмінності збирання льону олійного: верхній ряд фото – 2016 р.; нижній ряд фото – 2017 р.

Отриманні результати досліджень дозволили запропонувати удосконалену технологію збирання льону олійного вирощеного в умовах Західного Полісся з врахуванням погодних умов у період збирання та подальшого використання стеблової частини врожаю (рис.3).

Згідно представленої схеми, отримання однотипного волокнистого матеріалу з льону олійного здійснюється шляхом

механічної обробки стебел. При цьому стеблову частину льону зрізують чи беруть залежно від фази стиглості стеблостою, відділяють насінневу частину та руйнують стебла шляхом механічної обробки, видаляють кострицю, після чого зрілий волокнистий матеріал формують у рулони і транспортують до місця отримання однотипного волокна, а зруйновані стебла у фазі ранньої стиглості вкладають у валки для вилежування, після вилежування та дозрівання їх волокнистого матеріалу до фази повної стиглості додатковими технічними засобами здійснюють формування рулонів з наступним транспортуванням їх до місця отримання однотипного волокна. Механічні дії на стебла полягають у руйнуванні відповідних складових стебла.

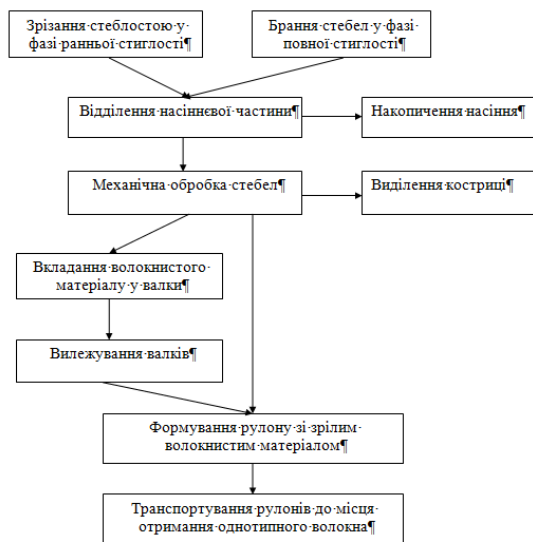


Рис. 3 – Структурна схема збирання льону з врахуванням фази стиглості

Якщо, у першому випадку достатньо зруйнувати лише поверхневий шар для інтенсивного проникнення вологи у зону розміщення волокна, то у випадку обробки волокнистого матеріалу на стаціонарі, з метою виділення волокна, волокнистий матеріал варто подрібнити на частинки, рівні максимально можливій довжині волокна. При цьому необхідно встановити умови його руйнування з врахуванням властивостей складових стебла.

Аналіз теоретичних досліджень подрібнення листостеблових матеріалів, вказує на ефективність виконання процесу за умови присутності явища різання[8]. Тоді розглядають два комплекси питань, які включають питання поєднання теорії процесу різання лезом, що вивчає вплив різних факторів на величину кута заточування ножа і енергоємність процесу подрібнення. При цьому, величина подрібнення залежить від параметрів протиріжучих елементів, а значна частина енергії розсіюється в продукті подрібнення і перетворюється у теплоту, яка провокує підвищене затуплення різальної кромки.

Для теоретичного дослідження процесу руйнування волокнистих матеріалів необхідно обґрунтувати його фізичну модель. У загальному випадку, з врахуванням складу стебла, згідно рис.1 можливі варіанти відповідно до його зрілості (рис. 4). Але, для спрощення визначення умов руйнування, достатньо використати фізичну модель на рис.4, в.

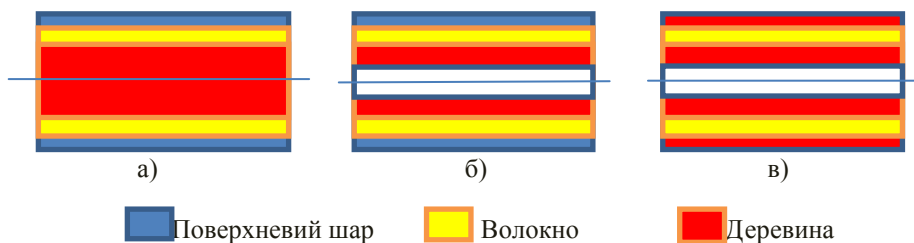


Рис. 4 – Фізична модель стебла льону олійного:
а) у рано-жовтій стиглості; б) повній стиглості;
в) наближена модель.

Взявши до уваги [8] можна зробити висновок, що в процесі подрібнення стебел льону олійного присутні наступні елементарні процеси:

- попереднє деформування стебел, яке залежить від відстані та форми опорних поверхонь;
- розриванням структурних зв'язків, характерних для кожної фази зрілості;
- зміщенням поверхні розрізання відносно площини різання, що обумовлюється формою та геометричними параметрами ножа.

У загальному випадку робота, що витрачається на подрібнення стеблової маси льону олійного за присутності елементів різання можна визначити аналогічно[8]:

$$\sum_{i=1}^5 dA = dA_1 + dA_2 + dA_3 + dA_4 + dA_5 + dA_6, \quad (1)$$

де dA_1 - елементарна робота спрямована на подолання сил зчеплення структурних зв'язків відповідно до фази (рис 5) стиглості льону олійного, Дж;

dA_2 - елементарна робота, що витрачається на пластичну деформацію поверхневого шару стебла, який контактує з робочою кромкою подрібнювального пристрою перед розділенням стебла на шматки, Дж;

dA_3 - елементарна робота на зсув і деформування двох сусідніх шматків стеблової маси льону олійного, Дж;

dA_4 - елементарна робота на переборення сил тертя по бокових поверхнях робочого пристрою для подрібнення стебел, Дж;

dA_5 - елементарна робота спрямована на розвиток кінетичної енергії подрібненим шматкам, Дж.

dA_6 - елементарна робота, що йде на руйнування зв'язків між волокнами у поперечному сиченні стебла, Дж.

Висновки. Вибір технології вирощування льону олійного на територіях Західного Полісся обумовлюється високим стеблостоєм культури, який у післязбиральний період спалюють. Для вирішення посталої проблеми використання стебел, їх необхідно подрібнювати у процесі збирання для зменшення волокнистої маси, прискорення її дозрівання та використання як волокна або формування паливних матеріалів.

Література.

1. Эксперты отмечают преимущества выращивания масличного льна - [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.proagro.com.ua/news/ukr/4089979.html>.
2. Дударев І.М. Теоретичні основи модернізації машин для виробництва льону: монографія / І.М. Дударев. – Луцьк: Ред.-вид.відділ Луцького НТУ, 2013. – 108 с.
3. О. Маслак. к.е.н., центр стратегічних досл. АПК Сумського НАУ. Привабливість льону олійного. Ж-л «Агробізнес сьогодні» №4(299), 2015р.
4. Чурсіна Л.А. Наукові основи комплексної переробки стебел та насіння льону олійного / Л.А. Чурсіна, Г.А. Тіхосова, О.О. Горач, Т.І. Янюк. – Херсон: Олді-плюс, 2011. – 356 с..

5. Использование физиологических растения льна масличного в селекции: рекомендации / Н.А. Дуктова [и др.]. – Горки: БГСХА, 2014.– 44 с.

6. Mahdi Mobini. Simulation of wood pellet production and distribution supply chains / Mahdi Mobini, Taraneh Sowlati, Shahab Sokhansanj // University of British Columbia, Department of Wood Science, Faculty of Forestry, Vancouver, Canada.

7. Г.А. Тіхосова, О.В. Князев, Т.М. Надєєва. Теоретичні передумови створення інноваційної технології переробки стебел льону олійного. Легка промисловість. 2010. №2, с.27-28.

8. Завірюха М.В., Пилип В.Є. Енергетичні показники процесу двохпідпорного різання стебел кукурудзи. – Техніка в сільськогосподарському виробництві. 19-30 березня 2013р.

УДК 621.929:664

© І.М. Дударев, д.т.н., Л.Ю.Забродоцька, С.П.Схаб

Луцький національний технічний університет

©О.В.Голій, к.т.н.

Волинська державна сільськогосподарська станція

Інституту сільського господарства Західного Полісся НААН

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІШУВАННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ

У статті наведено методику визначення вмісту компонентів у суміші сипких матеріалів, що одержана у спіральному змішувачі. Представлено результати експериментальних досліджень змішування сипких матеріалів у змішувачі та здійснено їх порівняння з результатами моделювання даного процесу.

ЗМІШУВАННЯ, СИПКИЙ МАТЕРІАЛ, СПІРАЛЬНИЙ ЗМІШУВАЧ, МЕТОДИКА, ДОСЛІДЖЕННЯ.

Постановка проблеми. Теоретичний опис процесу змішування сипких матеріалів є ускладненим, оскільки на його перебіг впливає низка факторів, зокрема конструкція та принцип роботи змішувача, фізико-механічні властивості та масово-розмірні характеристики компонентів суміші, а також вміст компонентів у суміші. Тому, як правило, змішування характеризують таким

показником як ступінь змішування, що визначають експериментальним шляхом.

Для теоретичного опису процесу змішування сипких матеріалів зі схожими фізико-механічними властивостями та масово-розмірними характеристиками у співвідношенні 1:1 у спіральному змішувачі (рис. 1, а) [1 – 3] та окремих конструкціях гравітаційних змішувачів (рис. 1, б) [4, 5] у роботі [6] запропоновано використовувати математичний апарат, що розроблений для марковського випадкового процесу. Така математична модель процесу змішування дозволяє встановити ймовірність знаходження частинок матеріалу кожного з компонентів в певному об'ємі їх суміші. Математична модель потребує перевірки її адекватності експериментальним шляхом, тому подальші дослідження у цьому напрямку є актуальними.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Науковцями розроблені різні методики визначення вмісту компонентів у суміші після змішування [4, 5, 7]. Більшість з них базується на статистичній обробці експериментальних даних. Разом з тим, перебіг процесу змішування сипких матеріалів у спіральному змішувачі має свої особливості, що зумовлюють необхідність розробки методики визначення вмісту компонентів у суміші.

Мета дослідження – розробити методику визначення вмісту компонентів в суміші сипких матеріалів, що одержана у спіральному змішувачі, та провести за цією методикою експериментальні дослідження, а також порівняти одержані дані з результатами моделювання процесу змішування у спіральному змішувачі.

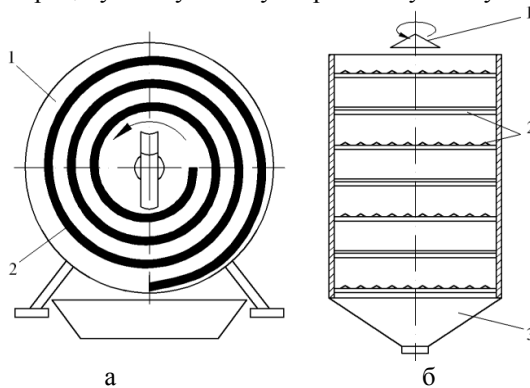


Рис. 1 – Змішувачі сипких матеріалів: а – спіральний (1 – диск; 2 – спіральний матеріалопровід); б – гравітаційний (1 – розподільчий конус; 2 – розподільчі решітки; 3 – днище)

Результати дослідження. Для дослідження змішування двох сипких матеріалів у пропорції 1:1 розроблено лабораторну установку, що представлена на рис. 2. Лабораторна установка містить робочу поверхню (розгортку спірального матеріалопроводу), на якій за принципом “один через один” розташовані об’єднувачі потоків сипких матеріалів і розділювачі потоку матеріалів. Установка виконана з можливістю зміни кута нахилу робочої поверхні до горизонту. На початку робочої поверхні передбачена перегородка, яка розділяє простір між бортами робочої поверхні на дві секції, у кожен з яких завантажуються компонент суміші. Установка дозволяє відтворити процес змішування сипких матеріалів у спіральному змішувачі.



Рис. 2 – Лабораторна установка для дослідження процесу змішування сипких матеріалів

Методика проведення досліджень на лабораторній установці наступна. Для змішування сипких матеріалів у пропорції 1:1 формуються порції матеріалів масою 100 г кожна. Лабораторна установка встановлюється під необхідним кутом до горизонту, що приймається із врахуванням фізико-механічних властивостей матеріалів. Порції сипких матеріалів рівномірно засипаються у секції між перегородкою та бортами робочої поверхні. Сипкі матеріали під власною вагою рухаються вниз вздовж робочої поверхні. Під час руху потоки сипких матеріалів багаторазово об’єднуються та розділяються, внаслідок чого відбувається їх змішування. У кінці робочої поверхні останнім розділювачом потоку суміш компонентів розділяється на два потоки, які спрямовуються у дві ємкості, що встановлені під робочою

поверхню. Суміш компонентів з кожної ємкості розділяється на окремі компоненти, після чого визначається маса кожного компонента у суміші та розраховується їх вміст у процентах:

$$B_{1.лів.} = \frac{m_{1.лів.}}{m_{1.лів.} + m_{2.лів.}} \cdot 100\% \quad \text{та} \quad B_{2.лів.} = \frac{m_{2.лів.}}{m_{1.лів.} + m_{2.лів.}} \cdot 100\% , \quad (1)$$

$$B_{1.пр.} = \frac{m_{1.пр.}}{m_{1.пр.} + m_{2.пр.}} \cdot 100\% \quad \text{та} \quad B_{2.пр.} = \frac{m_{2.пр.}}{m_{1.пр.} + m_{2.пр.}} \cdot 100\% , \quad (2)$$

де $B_{1.лів.}$, $B_{2.лів.}$ – вміст, відповідно, першого та другого компонента суміші, що знаходиться у лівій ємкості, %;

$B_{1.пр.}$, $B_{2.пр.}$ – вміст, відповідно, першого та другого компонента суміші, що знаходиться у правій ємкості, %;

$m_{1.лів.}$, $m_{2.лів.}$ – маса, відповідно, першого та другого компонента суміші, що знаходиться у лівій ємкості, г;

$m_{1.пр.}$, $m_{2.пр.}$ – маса, відповідно, першого та другого компонента суміші, що знаходиться у правій ємкості, г.

Розрахунки здійснюються окремо для кожної ємкості (лівої та правої). Дослід здійснюється багаторазово, після чого розраховується середнє значення вмісту компонентів у суміші з кожної ємкості:

$$B_{1.лів./пр.}^{сеп.} = \frac{\sum_{i=1}^n B_{1.лів./пр.}}{n} \quad \text{та} \quad B_{2.лів./пр.}^{сеп.} = \frac{\sum_{i=1}^n B_{2.лів./пр.}}{n} , \quad (3)$$

де n – кількість дослідів, шт.

Крім того, для суміші з кожної ємкості визначається коефіцієнт неоднорідності суміші за формулою (приймавши один із компонентів суміші за основний) [5, 7]:

$$V_C = \frac{100}{B_1^{сеп.}} \cdot \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (B_{1i} - B_1^{сеп.})^2}{n-1}} , \quad (4)$$

де $B_1^{сеп.}$ – середнє арифметичне значення вмісту основного компонента в суміші з лівої чи правої ємкостей, %;

B_{1i} – вміст основного компонента в суміші з лівої чи правої ємкостей в i -му досліді, %;

n – кількість дослідів, шт.

За значенням коефіцієнта V_C якості суміші поділяють на такі групи: $V_C \leq 5\%$ – відмінна; $5\% < V_C \leq 10\%$ – хороша; $10\% < V_C \leq 20\%$ – задовільна [7].

За розробленою методикою було проведено експериментальні дослідження, що передбачали змішування пшениці та жита (зерно) у пропорції 1:1 (рис. 3). Потік сипких матеріалів проходить п'ять об'єднувачів та п'ять розділювачів потоків (п'ять етапів).

Результати досліджень, представлені на рис. 4, показали, що:

1) у лівій ємкості вміст $B^{сер.}$ компонентів у суміші наступний: пшениці – 47,4%; жита – 52,6%;

2) у правій ємкості вміст $B^{сер.}$ компонентів у суміші наступний: пшениці – 51,2%; жита – 48,8%.

Розраховані значення коефіцієнтів неоднорідності суміші з кожної ємкості становлять (приймавши, що основним компонентом в суміші є пшениця): для лівої ємкості – $V_C = 9,6\%$; для правої ємкості – $V_C = 6,5\%$.



Рис. 3 – Суміш компонентів у лівій та правій ємкостях

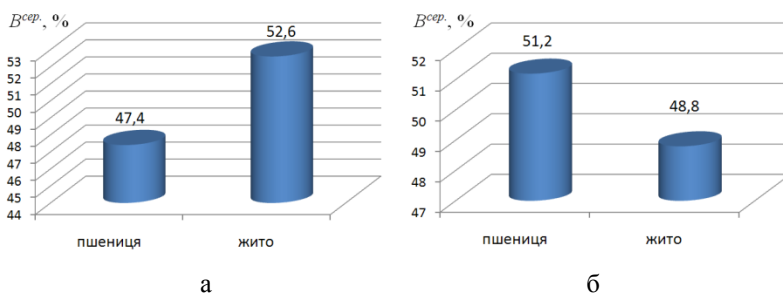


Рис. 4 – Вміст $B^{сер.}$ компонентів у суміші (пшениця та жито) після змішування: а – ліва ємкість; б – права ємкість

Висновки. Порівнюючи результати моделювання процесу змішування (згідно яких ймовірність знаходження частинок кожного з компонентів у суміші після п'ятого етапу об'єднання-розділення потоків знаходиться в межах 0,498...0,502), що представлені у роботі [6], з експериментальними даними, які одержані та оброблені за розробленою методикою, можна прийти до висновку, що запропонована математична модель у роботі [6] цілком придатна для опису процесу змішування сипких матеріалів з однаковими властивостями та розмірами у пропорції 1:1 в спіральному змішувачі.

Крім того, зважаючи на значення коефіцієнтів неоднорідності суміші, можна зробити висновок про те, що конструкція змішувача забезпечує хорошу якість суміші.

Література

1. Пат. №117550 Україна, МПК В01F7/08, В01F13/00, В65G33/00. Спіральний змішувач сипких матеріалів / І.М. Дударев; Заяв. 08.02.2017; опубл. 26.06.2017; Бюл. № 12.
2. Пат. №118273 Україна, МПК В01F3/18, В01F7/00, В01F7/08, В65G33/00. Спіральний змішувач сипких матеріалів / І.М. Дударев; Заяв. 20.03.2017; опубл. 25.07.2017; Бюл. № 14.
3. Пат. №118809 Україна, МПК В01F3/18, В01F7/08, В65G33/00. Спіральний змішувач сипких матеріалів / І.М. Дударев; Заяв. 20.03.2017; опубл. 28.08.2017; Бюл. № 16.
4. Макаров Ю.И. Аппараты для смешения сыпучих материалов / Ю.И. Макаров. – М.: Машиностроение, 1973. – 216 с.
5. Багринцев И.И. Исследование процесса смешения сыпучих материалов в гравитационно-решетчатом смесителе с пневмоциркуляцией / И.И. Багринцев, А.И. Барвин, В.Б. Модестов // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. – №7 (154), ч. 2. – Луганськ, 2010.
6. Дударев І.М. Розрахунок машин зі спіральними робочими поверхнями: монографія / І.М. Дударев. – Луцьк: Інформ.-вид. відділ Луцького НТУ, 2017. – 228 с.
7. Воронин В.В. Критерии и способы оценки качества смешивания сыпучих материалов / В.В. Воронин, К.А. Адигамов, С.С. Петренко, Р.А. Сизякин // Электронный научный журнал “Инженерный вестник Дона”, №4 (часть 2), 2012 [Электронный ресурс]. – Режим доступа до журн.: <http://vdon.ru/ru/magazine/issue/106?page=2>

УДК 621.86

© А.Є.Дячун к.т.н., В.О.Дзюра к.т.н., В.М.Клендій к.т.н.,
О.Л.Третяков

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДОМ 3D СКАНУВАННЯ ШОРСТКОСТІ ГВИНТОВИХ ПОВЕРХОНЬ ПІСЛЯ ПРОЦЕСУ УДАРНОГО ЗМІЦНЕННЯ

У статті наведені аналітичні залежності апроксимації різних видів, що описують вплив технологічних факторів на шорсткість гвинтової поверхні, отримані в результаті експериментальних досліджень. Аналіз отриманих результатів експериментальних досліджень дозволив визначити характер впливу окремих технологічних факторів на значення шорсткості обробленої поверхні.

ШОРСТКІСТЬ, ГВИНТОВА ПОВЕРХНЯ, ГВИНТОВИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН

Постановка проблеми Для виробництва твердого палива використовуються рослинні відходи сільськогосподарського виробництва. До таких відходів можливо віднести: солому, лушпиння соняшнику, рису, фуражне зерно та інше. З цієї сировини отримують тверде паливо шляхом пресування шнековим пресом. В зв'язку з тим, що рослинна сировина у своєму вмісті має значний рівень кислотності, це призводить до зменшення ресурсу шнека, терміну експлуатації екструдера, збільшення витрат та зменшення зносостійкості екструдерів для виробництва твердого палива.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. При виробництві паливних брикетів відходи зернового виробництва, а також мінеральні частинки (пісок, ґрунт та невелике каміння) [1], при контакті з робочими органами призводять до механічного руйнування їх поверхонь [2, 3]. Цей вид зношування характерний для всіх зон екструдера [4]. Для екструдерів воно характерне в зоні стиснення, при цьому найбільш схильні до зносу останні два витки екструдера [5]. На поверхні витка шнека виникають зони пластичної деформації та вторинні структури, які спричинені абразивними частками матеріалу [6]. Під дією високої температури, високої вологи відбувається хімічна реакція з поверхнею металу, яка провокує корозійно-механічне зношування [8]. Внаслідок цього виникають нові вторинні структури, товщина яких коливається в межах 0,05-0,1 мкм [9]. Як правило, це

зношування характерне для зони формування та спікання, але найбільше проявляється в зоні стиснення. Корозійно-механічне зношування відбувається тільки в трибосистемі пресований матеріал – елемент конструкції [6]. В роботі [7] експериментально оцінено негативний вплив активної кислотності, абразивності та навантаження на швидкість зношування, силу тертя та сумісність матеріалів шнека екструдера для виробництва паливних брикетів з рослинної сировини. Підібрано найбільш сумісні матеріали та умови при яких буде відбуватися найменше зношування робочих органів екструдера. Одним з визначальних факторів, що характеризують якість поверхні, є шорсткість, що надає великий вплив на експлуатаційні властивості деталей.

Тому **метою дослідження** є прогнозування геометричних і фізико-механічних властивостей гвинтової поверхні для дослідження впливу технологічних факторів процесу обробки на параметри поверхневого шару.

Результати дослідження. Основними експлуатаційними дефектами гвинтових робочих органів є сколи, тріщини, випадання і зношення основного матеріалу та захисних елементів поверхонь витків. За розміщенням на поверхнях витків гвинтових робочих органів дефекти можна поділити на: локальні (тріщини, риски, неметалічні вклучення); розміщені в обмежених зонах (на зовнішній крайці, на "штовхаючій" гвинтовій поверхні тощо); розміщені по всьому об'єму витка або по усій її поверхні (якість механічної обробки, хімсклад тощо).

Якість поверхні прийнято оцінювати геометричними параметрами і станом поверхневого шару, який визначається фізико-механічними властивостями і структурою. Характеристика геометричних властивостей поверхні включає макро- і мікрогеометричні параметри. При обробці поверхні деталі, що супроводжується зміцненням металу, відбувається руйнування або деформування поверхневих шарів металу внаслідок контактної взаємодії з інструментом, в результаті чого в поверхневих шарах металу і на поверхні деталі можуть відбуватися зміни фізико-механічних властивостей і структур.

На основі тверджень запропоновано обкатний інструмент для зміцнення гвинтових робочих органів (рис.1. [10]), який виконано у вигляді диска 1, що встановлено на осі 2 з можливістю кругового провертання. На периферії поверхні диска виконані рівномірно по колу циліндричні отвори 3 з певним кроком. В радіальних отворах 3 з можливістю осьового переміщення встановлені деформуючі пуансони 4, кінці яких виконані плоскими 5 і є загартовані і які є у взаємодії з

зовнішнім торцевим контуром гвинтового робочого органу 6. Крім цього центральний отвір 7 диска 1 заповнений під тиском мастилом 8.

Співвісно до зовнішньої поверхні диска 1 жорстко встановлено пружне кільце 9 з відкритою зоною 10, де кінець зони виконано з радіальним виступом 11 для створення додаткового тиску на деформуючі пуанسونи 4, а кінець відкритої зони виконано з загостренням 12 для плавного заходу формувальних пуансонів 4. Крім цього з протилежної сторони від зони зміцнення зовнішньої поверхні гвинтовий робочий орган 6 є у взаємодії з опорним роликом 13 довжиною 3...5 витків шнека і з ним є у взаємодії при обертанні і вигладжуванні. Гвинтовий робочий орган 6 з двох кінців встановлено в центри 14 з під ставкою знизу 15 для забезпечення надійності технологічного зміцнення.

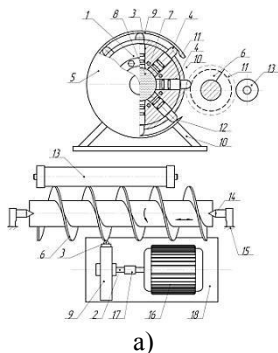


Рис. 1 – Конструктивна схема інструмент для зміцнення гвинтових робочих органів а) та експериментальна установка для проведення досліджень б)

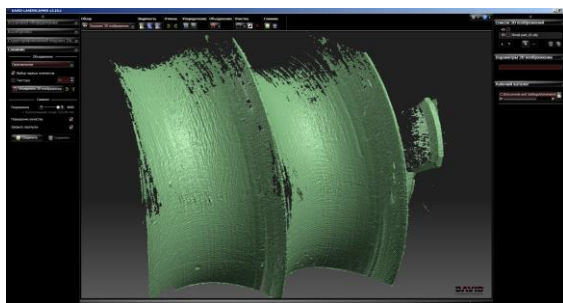


Рис. 2 – Результат 3D сканування частини поверхневого шару шнека

Обкатний інструмент обертається з високою швидкістю. Робоча частина деформуючих елементів при обробленні наносить численні удари, пластично деформуючи оброблювану поверхню і миттєво відскакують від неї. Крім удару деформуючі елементи за час контакту здійснюють вигладжування оброблюваної поверхні. Пластична деформація металу здійснюється керованою імпульсною дією, що забезпечується силою ударів системи бойків інструменту, що статично навантажений силою. Використання статичного підтискування інструменту до оброблюваної поверхні дозволяє збільшити її площу контакту з інструментом, сприяючи зменшенню спотворень ударного імпульсу, що передається і зменшуючи втрати енергії удару. Оскільки деталь в процесі обробки обертається, то сила створює контактні сили тертя. Довговічність і працездатність значною мірою визначаються шорсткістю гвинтової поверхні робочих органів. Підвищена шорсткість призводить до прискорення зносу робочих поверхонь деталей і зниження експлуатаційних характеристик передачі. Необхідна технічними умовами шорсткість гвинтових поверхонь робочих органів в межах $Ra = 2,5 \div 0,8$ мкм досягається при зміцненні поверхні. Для визначення параметрів поверхневого шару скористаємося наступною методикою:

- сканування поверхні шнека за допомогою 3D сканера David LaserScanner SLS-1 з застосуванням програмного забезпечення David LaserScanner Professional Edition;

- обробка відсканованої поверхні за допомогою програми PowerShape;

- визначення необхідних геометричних характеристик відсканованої частини поверхні шнеку.

При скануванні отримуємо хмару точок, які об'єднуються в поверхню, результат проведеної роботи наведено на рис. 2.

Наступний етап у визначенні шорсткості та хвилястості поверхневого шару це виріз ділянки відсканованої поверхні розміром 10 x 10 мм в програмному забезпеченні PowerShape, з якою в подальшому проведено дослідження. Результат роботи наведено на рис. 3. Для отримання профілограм в поздовжньому (вздовж осі шнеку) і поперечному (на циліндричній поверхні шнеку) необхідно побудувати дві перпендикулярні площини (рис. 4.), що будуть розрізати ділянку.

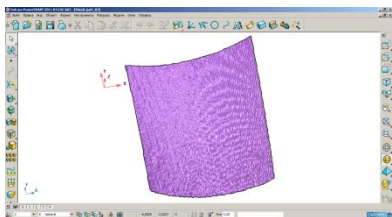


Рис. 3 – Фрагмент ділянки розміром 10 x 10 мм

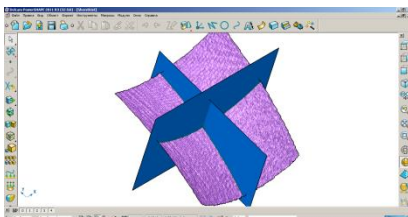


Рис. 4 – Побудовані дві перпендикулярні площини, що розрізають дослідну ділянку

Скористаємося функціональними можливостями програми PowerShape і утворимо дві криві лінії в місцях перетину площин з ділянкою. В результаті отримаємо дві профілограми (рис. 5).

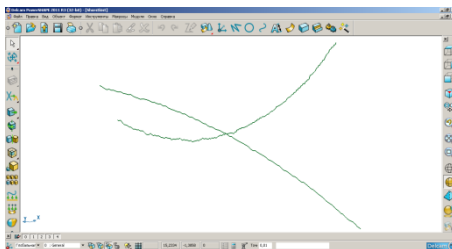


Рис. 5 – Дві профілограми ділянки поверхні шнеку

В подальшому необхідно побудувати центральну лінію, що проходить крізь профілограму та провести перпендикуляри, які будуть сполучати вершини чи впадини з центральною лінією. Варто відмітити, що в нашому випадку профілограми та відповідно центральні лінії мають форму дуги, оскільки дослідна ділянка має кривизну таку як і поверхня шнеку. Фрагмент поздовжньої профілограми з точками (вершинами і впадинами) зображено на рис. 6. Аналогічні операції проводимо і з поперечною профілограмою, фрагмент якої з точками вершин і впадин зображено на рис. 7.

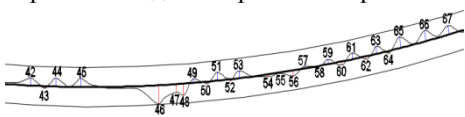


Рис. 6 – Фрагмент поздовжньої профілограми з точками вершин та впадин



Рис. 7 – Фрагмент поперечної профілограми з точками вершин та впадин

Далі визначаємо довжини перпендикулярів від впадин чи вершин до центральної лінії і результати. Скористаємося формулою

визначення шорсткості: $R_a = \frac{\sum_i^n |Y_i|}{n}$, де n – кількість точок (в нашому випадку 107);

$\sum_i^n |Y_i|$ – сума довжин усіх перпендикулярів (в нашому випадку 2038 мкм).

Отже,

$$R_{a_1} = \frac{203,8}{107} = 1,905 \text{ (мкм)}.$$

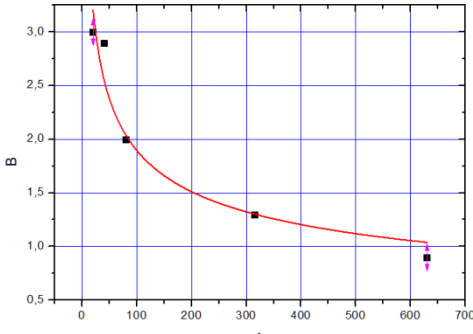
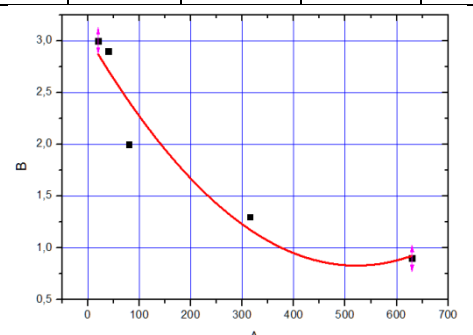
$$R_{a_2} = \frac{104,7}{64} = 1,6 \text{ (мкм)}.$$

Аналіз результатів експериментальних досліджень за допомогою пакету OrginPro8 здійснювався шляхом апроксимації аналітичними залежностями різних видів, зокрема степеневими функціями типу $y = a \cdot x^{-b}$, $y = a - b \cdot x + c \cdot x^2$ і $y = a(1+x)^{-b}$, які найточніше описують результати експериментальних досліджень. Методика визначення аналітичної залежності полягає в тому, що за результатами експериментальних даних на координатну площину в середовищі OrginPro8 наносять точки $R_a = f(n)$, в даному випадку в кількості 4. Використовуючи функцію апроксимації, знаходять такий вид степеневі функції, значення якої проходять максимально близько від значень отриманих в результаті експериментальних досліджень.

Визначивши тип функції, якою будуть апроксимувати експериментальні дані, знаходять її параметри (коефіцієнти та показники степеня). Отримавши всі значення параметрів функції апроксимації, будують теоретичну залежність $R_a = f(n)$ при тих самих значеннях змінного параметра n . Після цього визначають різницю між експериментальними значеннями та значеннями отриманими за запропонованими степеневими функціями.

Визначають відносну похибку між отриманими значеннями, яку представляють у відсотках та порівнюють ці значення між собою. Функція, яка забезпечує найменшу похибку і буде шуканою, яка описує залежність $R_a = f(n)$.

Таблиця – Результати дослідженн

Частота обертання, n	20	40	80	315	630
Значення пара метра шорсткості	3	2,9	2	1,3	0,9
Графічне представлення					
Аналітичне представлення	$R_a = 8,528 \cdot n^{-0,326}$				
Значення параметра шорсткості за формулою	3,2049 6	2,556	2,037	1,302	1,038 36
Різниця значень	-0,205	0,344	-0,037	-0,002	- 0,138
Відносна похибка у %	6,8	11,8	1,85	0,15	17,25
Графічне представлення					
Аналітичне представлення	$R_a = 3,038 - 0,008 \cdot n + 8 \cdot 10^{-6} \cdot n^2$				
Значення параметра шорсткості за формулою	2,872	2,713	2,413	1,177	0,925
Різниця значень	0,128	0,187	-0,413	0,123	- 0,025
Відносна похибка у %	4,26	6,44	20,65	9,46	0,14

Продовження табл.

Графічне представлення					
Аналітичне представлення	$R_a = 8,811(1+n)^{-0,332}$				
Значення параметра шорсткості за формулою	3,2	2,563	2,043	1,299	1,032
Різниця значень	-0,2	0,337	-0,043	0,0009	-0,132
Відносна похибка у %	6,66	11,6	2,15	0,07	14,6

Для оцінки шорсткості дослідної ділянки поверхні вважаю за доцільне усереднити отримані показники шорсткості знайшовши їх середнє арифметичне, тобто:

$$R_a = \frac{R_{a_1} + R_{a_2}}{2} = \frac{1,905 + 1,635}{2} = 1,77 \text{ (мкм)}.$$

Скориставшись таблицею стандартно прийнятих величин R_a , можна визначити, що дослідна ділянка має шорсткість в межах R_a 1,6 та R_a 2,0.

Висновки. Встановлено, що із збільшенням зовнішнього тиску шорсткість поверхні знаходиться в межах $R_a = 1,6$ мкм та $R_a = 2,5$ мкм, при цьому подальшого зниження шорсткості не відбувається. Тому збільшення швидкості інструменту понад 1,8 ... 2,0 м/с недоцільно, так як при практично незмінній шорсткості споживана потужність значно зростає. Виконані дослідження показали, що при обробці гвинтових поверхонь деталей, необхідна шорсткість досягається в межах $R_a = 2,5 \div 1$ мкм.

Література.

1. Сырье для брикетирования топливных брикетов [Электронный ресурс]: (Сайт) / Топливные брикеты. Оборудование для производства топливных брикетов. – Электорон. дан. – 2016.
2. Костецкий Б.И. Сопротивление изнашиванию деталей машин / Б. И Костецкий. – М. : Машгиз, 1959. – 478 с.
3. Измалков Л. И. К вопросу об оптимальной чистоте поверхности деталей шнекпрессов / Л.И. Измалков // Пищевая технология. – 1959. – № 3.
4. Гончар В.А. Підвищення зносостійкості і довговічності екструдерів для переробки фуражного зерна з домішками мінералів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. тех. наук : спец. 05.02.04 – «Тертя та зношування в машинах» / В.А. Гончар. – Хмельницький, 2014. – 20 с.
5. Гончар В.А. Дослідження зносостійкості азотованої сталі Х12 в корозійно-абразивному середовищі / В.А. Гончар // Інформатика та механіка : тези доповідей VIII українсько-польської конференції молодих науковців. – Хмельницький, 2011. – С. 45-46.
6. Износ оборудования при переработке пластмасс / [Стамбурский Е.А. Бейль А.И., Кар- ливан В. П., Беспалов Ю.А.]. – М.: Химия, 1985. – 208 с.
7. Войтов В.А., Експериментальна оцінка впливу факторів на зношування та сумісність матеріалів деталей екструдера / В.А. Войтов, Б.М. Цимбал// Проблеми трибології (Problems of Tribology) Харківський національний технічний університет с/г ім. П. Василенка, –Харків 2016, № 1– С. 90-99.
8. Briquettes de biomasse de presse [Ressource électronique]: (Site Web) // Anyang Gemco Energy Machinery Co., Ltd. - Mode d'accès: WWW.URL: www.biodiesel-machine.com/fr/biomass-briquettepress.html. - Dernière visite: 2016. - Titre de l'écran.
9. Васильків В.В. Види зношення спіралей гвинтових робочих органів / В.В. Васильків, Д.Л. Радик // Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2010. – Вип. 100. – С. 197 – 202.
10. Патент на корисну модель № 108422. Україна, МПК(2006.01) В24В 39/04. Обкатний інструмент для зміцнення гвинтових робочих органів/ Ляшук О.Л.; Сокіл М.Б.; Третьяков О.Л.; Навроцька Т.Д.; Клендій В.М.; Марчук Р.М. (Україна). – u201601511. Заявл. 18.02.2016.; Опубл. 11.07.2016р., Бюл.№13.- 4с.;

Рецензент д.т.н. Б.М.Гевко

УДК 629.016

© В.І.Захарчук, д.т.н., Захарчук О.В, к.т.н.
Луцький національний технічний університет

ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ У ЗАСОБАХ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ТРАНСПОРТУ

Статтю присвячено визначенню економічного ефекту від використання альтернативних моторних палив. Проаналізовано останні дослідження і публікації, в яких започатковано розв'язання завдання оцінки економічної ефективності використання інвестицій. Ранжуванням визначені моторні палива для подальших досліджень. Визначено показники економічної ефективності експлуатації колісного трактора на природному газі та біодизельному паливі. Найбільший економічний ефект має використання природного газу.

ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ, АЛЬТЕРНАТИВНІ МОТОРНІ ПАЛИВА, ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ТРАНСПОРТ.

Постановка проблеми. В даний час перед людством стоять дві глобальні проблеми: світовий дефіцит нафти та забруднення навколишнього середовища викидами шкідливих речовин з відпрацьованими газами (ВГ) різних видів техніки. Суттєво вирішити ці проблеми можна використанням альтернативних моторних палив [1].

На сьогоднішній день у нашій державі є великий парк колісних транспортних засобів та мобільної сільськогосподарської техніки, які працюють на паливі нафтового походження. Але вартість палива весь час зростає, погіршується також екологічна ситуація в країні. Одним з основних шляхів виходу з цієї ситуації є адаптація техніки до роботи на альтернативних паливах.

Значна частина колісних тракторів (зокрема класу 1,4) в сільськогосподарському виробництві, комунальному господарстві та промисловості використовується в якості технологічного транспорту. Можливість застосування певного виду альтернативного моторного палива (АМП) визначається його регіональними ресурсами, співвідношенням цін між альтернативними та традиційними паливами, витратами на адаптацію двигунів для роботи на АМП, на інфраструктуру доставки, зберігання та заправки техніки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Серед найбільш відомих дослідників проблем використання альтернативних палив у транспортних засобах слід відзначити науковців з України і країн

пострадянського простору Ю. Гутаревича і А. Корпача [2], Ф. Абрамчука і А. Кабанова [3], А. Говоруна [4], А. Полякова [5], С. Гусакова [6], С. Девяніна [7], В. Єрохова [8], В. Луканіна і А. Хачіяна [9], В. Маркова і А. Гайворонського [10], А. Уханова [11], Г. Савельєва [12], Б. Базарова [13] та ін. Вирішенню цих проблем присвячено й чимало праць західних вчених, серед яких Хамлінг Р. Hamling [14], N. Nuland [15], М. Karabektas [16], А. Murugesan [17]. Найбільш поширеними питаннями, які досліджувались в роботах вітчизняних та зарубіжних вчених є показники роботи двигунів та автомобілів під час роботи на альтернативних паливах. Тільки в деяких роботах досліджувалась економічна ефективність використання окремих видів альтернативних палив.

Аналіз публікацій засвідчив, що оцінка економічної ефективності використання альтернативних палив у засобах технологічного транспорту, внаслідок його специфіки, є складним науково-технічним завданням, яке не вирішене дотепер. Для того щоб успішно вирішувати проблеми залучення та реалізації інвестицій, в тому числі на переобладнання транспортних засобів для роботи на альтернативних паливах, слід застосовувати достовірні методи визначення економічної ефективності інвестиційних проектів. Ті методики, що розроблялись і затверджувались у радянський період, мали силу офіційних документів, згідно з якими на підприємствах, в проектних і наукових організаціях виконувалися розрахунки економічної ефективності капітальних вкладень і технічних заходів [18].

Але з 90-х років минулого століття почала використовуватись нова для нас методика, запозичена на Заході, і хоча попередня, традиційна методика офіційно не була скасована, її застосування звужувалося.

Нова методика визначає економічну ефективність інвестицій за допомогою показників чистої приведеної вартості NHV, дисконтованого строку окупності DPB, внутрішньої норми прибутку IRR, індексу прибутковості (коефіцієнта рентабельності інвестицій) PI. Ці показники ґрунтуються на теорії вартості грошей у часі.

Розглядаючи особливості обох методик, можна відзначити як перевагу традиційної надійність і простоту розрахунків, доступність і достовірність вихідних даних, практичну відсутність потреби в прогнозуванні поточних витрат, цін, строку дії проекту.

Метою дослідження є оцінка економічної ефективності використання альтернативних моторних палив у використовуваному в якості технологічного транспорту колісному тракторі.

Результати дослідження. Замінниками нафтового дизельного палива (ДП) в даний час є диметилефір (ДМЕ), біопалива, зокрема метиловий ефір ріпакової олії (МЕРО) та горючі гази (природний газ (ПГ) та зкrapлений нафтовий газ (ЗНГ)). Вирішальне значення мають фізико-хімічні властивості моторних палив, оскільки вони визначають їх сумісність з двигуном [4].

Обґрунтування вибору дизельних палив для дослідження отримано ранжуванням (порівнянням варіантів використання палив за десятибальною шкалою) з врахуванням трьох чинників. Значимість (вага) кожного чинника неоднакова і прийнята на основі даних роботи [5].

З результатів ранжування слідує такий факт: перше місце в пріоритетному ряду займає біодизельне паливо, що пояснюється значними його ресурсами та хорошою пристосованістю техніки до цього палива, друге місце – природний газ.

Важливим чинником розширення використання АМП в умовах ринкової економіки є наявність економічного ефекту при їх використанні. Більшість АМП відрізняються від традиційних палив експлуатаційними властивостями, що призводить до зміни експлуатаційних якостей самого транспортного засобу. Для оцінки економічної ефективності експлуатації використовуваного в якості технологічного транспорту колісного трактора МТЗ-80 на альтернативних паливах проводився розрахунок порівняльної економічної ефективності, який включає в себе розрахунок необхідних капітальних вкладень, економію експлуатаційних витрат, річного економічного ефекту та терміну окупності капітальних вкладень.

Капітальні вкладення K в переобладнання транспортних засобів (ТЗ) визначаються за формулою, грн.:

$$K = C_0 + C_M + C_{\text{Тр}}, \quad (1)$$

де C_0 – вартість комплексу додаткового обладнання, грн;

C_M – витрати на монтаж і ремонт устаткування, грн;

$C_{\text{Тр}}$ – транспортні витрати, грн.

Під час розрахунку капіталовкладень приймалось, що переобладнаний транспортний засіб перебуває у справному стані.

Економія поточних витрат пов'язана головним чином з економією витрат на паливо в собівартості перевезень, у зв'язку з нижчою ціною альтернативних видів палива в порівнянні з нафтовим дизельним паливом. В той же час, вона має бути зменшена (збільшена) на розмір додаткових експлуатаційних витрат, пов'язаних з

амортизацією технічним обслуговуванням і поточним ремонтом додаткового устаткування.

Під час виконання таких досліджень суттєву трудність представляє розрахункове визначення витрати альтернативних палив (які часто перебувають у різних агрегатних станах) транспортним засобом. Сумарна лінійна витрата палива трактора МТЗ-80, яка враховує також витрату палива на виконання транспортної роботи, визначена за значеннями питомої шляхової витрати палива, яка визначена математичним моделюванням руху трактора за їздовим циклом [19].

Річна витрата палива визначається з врахуванням сумарної лінійної витрати, додаткової витрати на часті зупинки і внутрішньогаражні потреби за формулою:

$$Q_i = H_l \cdot l_{cd} \cdot D \cdot K_0 \cdot K_r / 100, \quad (2)$$

де Q_i – витрата палива i -го виду, л (m^3);

l_{cd} – середньодобовий пробіг транспортного засобу, км;

D – тривалість періоду експлуатації, днів;

K_0 – коефіцієнт, що враховує додаткову витрату палива на часті зупинки;

K_r – коефіцієнт, що враховує додаткову витрату палива на внутрішньогаражні потреби;

H_l – сумарна лінійна витрата палива, л/100 км ($m^3/100$ км).

Розрахунок додаткових експлуатаційних витрат, пов'язаних з амортизацією, технічним обслуговуванням і поточним ремонтом додаткового устаткування починається з обчислення річної суми амортизаційних відрахувань:

$$A_p = H_a \cdot 1000 \cdot \frac{K}{100} \cdot L_p, \quad (3)$$

де A_p – річна сума додаткових амортизаційних відрахувань, грн;

H_a – норма амортизації, % на 1000 км пробігу;

L_p – річний пробіг ТЗ, км.

Річна сума економії експлуатаційних витрат $E_{e.v.}$ складається з економії у витратах на паливо E_n , економії на платі за забруднення атмосферного повітря E_{nz} (зараз враховується акцизним збором на паливо) за вирахуванням додаткової суми експлуатаційних витрат A_p , пов'язаних з амортизацією, технічним обслуговуванням і поточним ремонтом додаткового устаткування. Термін окупності капітальних вкладень на переобладнання ТЗ визначається за формулою:

$$T = \frac{K}{E_{e.v.}}, \quad (4)$$

де $E_{e.v.}$ – економія експлуатаційних витрат під час використання альтернативних палив.

Найбільш ефективне рішення щодо вибору палива буде відповідати мінімуму річних приведених витрат B_p :

$$B_{pi} = C_i - i \cdot K_i \rightarrow \min, \quad (5)$$

де C_i – собівартість перевезень з використанням певного виду палива, грн;

i – постійна норма дисконту.

Економічна ефективність використання АМП оцінюється критерієм економічної ефективності:

$$K_{ек} = \frac{B_{pi}}{B_{pmax}}. \quad (6)$$

Позитивний економічний ефект від використання альтернативних палив має місце завдяки таким факторам: менша вартість палив, зменшення експлуатаційних витрат внаслідок збільшення моторесурсу, міжремонтних пробігів двигуна та витрати моторного масла, зменшення збитку від забруднення атмосфери.

Нафтове дизельне паливо, природний газ та біодизельне паливо мають різну ціну, що визначає різну собівартість перевезень. Інші чинники на собівартість перевезень впливають в незначній мірі. Крім того, різна вартість переобладнання трактора для роботи на цих паливах визначає різний рівень капітальних вкладень в переобладнання. Найбільшою є вартість переобладнання трактора для роботи на природному газі.

Капітальні вкладення K в переобладнання визначаються за формулою (1). Транспортні витрати приймаються в розмірі 10 % від вартості комплекта додаткового обладнання для адаптації роботи ТЗ на альтернативних паливах. Капітальні вкладення в переобладнання одного трактора приведені в табл. 1.

Розрахунок економії поточних витрат при експлуатації виконується для одного колісного трактора МТЗ-80, постійно працюючого в якості технологічного транспорту. Економія експлуатаційних витрат пов'язана зі зменшенням витрат на паливо в собівартості перевезень та економії завдяки зменшенню екологічного збитку. Ефект від збільшення міжремонтних пробігів і термінів заміни масла частково нівелюється збільшенням витрат на технічне

обслуговування (ТО) і ремонт додаткового обладнання, а також надбавкою до заробітної плати водіїв газобалонного транспорту. Отримані розрахунком на математичних моделях шляхові витрати палив переведені в лінійну витрату палив. Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності експлуатації трактора МТЗ-80 на альтернативних паливах зведені в табл. 2.

Таблиця 1 – Капітальні вкладення в переобладнання трактора МТЗ-80 для роботи на альтернативних паливах

Найменування витрат, грн.	Природний газ	Біодизель
Покупне обладнання	6230	2486
Виготовлення оригінальних вузлів	622	-
Монтаж і налагодження елементів адаптування техніки до АМП	3050	500
Транспортні витрати	990	250
Всього	10892	3236

Таблиця 2 – Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності експлуатації трактора МТЗ-80 на альтернативних паливах

№ з/п	Показник	Одиниця вимірюв.	Базова модель	Альтернативне паливо	
				ПГ	Біодизель
1.	Кількість одиниць техніки	шт.	1	1	1
2.	Середньодобовий пробіг	км	82	82	82
3.	Дні роботи за рік D_p	дні	305	305	305
4.	Коефіцієнт випуску	-	0,82	0,82	0,82
5.	Коефіцієнт використання пробігу	-	0,5	0,5	0,5
6.	Сумарна лінійна витрата палива	л/100 км ($m^3/100$ км)	16,0	19,0	17,5
7.	Ціна палива (за даними поч. 2017 р.)	грн. за 1л (грн. за m^3)	19,6	13,5	18,0
8.	Додаткові витрати на ТО і ПР	грн.	-	1089,2	-

Витрати на ТО і ремонт додаткового обладнання прийняті в розмірі 7 % від вартості переобладнання. Річна економія експлуатаційних витрат складається з економії витрат на паливо за мінусом витрат, пов'язаних з ТО і ремонтом додаткового обладнання. Термін окупності капітальних вкладень в переобладнання трактора для роботи на альтернативних паливах визначається за формулою (4).

Результати розрахунку показників економічної ефективності експлуатації трактора МТЗ-80 як технологічного транспорту на альтернативних паливах зведені в табл. 3.

Таблиця 3 – Економічна ефективність експлуатації трактора МТЗ-80 на альтернативних паливах

№ з/п	Показник	Одиниця вимірюв.	Базова модель	Альтернативне паливо	
				ПГ	Біодизель
1.	Річний пробіг трактора, використовуваного в якості технологічного транспорту	тис. км	25	25	25
2.	Річна витрата палива	л (м ³)	2320	2984	2508
3.	Витрати на паливо за рік	грн.	45797	36996	45135
4.	Витрати на ТО і ПР	грн.	7000	8090	7000
5.	Річні експлуатаційні витрати	грн.	52797	45086	52135
6.	Економія експлуатаційних витрат	грн.	-	7712,1	662,3
7.	Термін окупності капіталовкладень на переобладнання		-	1,41	4,9
8.	Річний економічний ефект від використання альтернативних палив	грн.	-	6078,3	177,3
9.	Критерій економічної ефективності використання АМП	-	-	0,71	0,2

З наведених даних видно, що в якості АМП найбільш економічно вигідним є застосування природного газу. Але

переобладнання двигунів для роботи на цьому паливі вимагає більших, у порівнянні з іншими паливами, капіталовкладень. При виконанні розрахунків прийнято, що заробітна плата оператора трактора, працюючого на газі, буде такою ж, як і при роботі на дизельному паливі, заправка трактора ПГ буде здійснюватись на підприємстві. Для роботи на природному газі найбільш економічно вигідно переобладнати дизелі, які потребують ремонту. В цьому випадку витрати на переобладнання будуть частково покриватись витратами на ремонт: зношена дизельна паливна апаратура демонтується, а зменшити ступінь стиску двигуна можна під час ремонту його циліндро-поршневої групи.

Отримані результати узгоджуються з даними, отриманими іншими авторами [12].

Висновки. Експлуатація трактора МТЗ-80 в якості технологічного транспортного засобу на газовому паливі в порівнянні з дизельним паливом забезпечить річний економічний ефект 6,078 тис. грн, а термін окупності витрат на переобладнання для роботи на газі складе 1,41 року. При експлуатації на біодизельному паливі річний економічний ефект складе 0,177 тис. грн, а термін окупності витрат на переобладнання 4,9 року.

Визначення економічного ефекту від використання альтернативних моторних палив технологічним транспортом з врахуванням зменшення екологічного збитку.

Література

1. Лютко В. Применение альтернативных топлив в ДВС / В. Лютко, В.Н. Луканин, А.С. Хачиян. – М.: МАДИ (ТУ). – 2000. – 331 с.
2. Гутаревич Ю.Ф. Дослідження впливу біодизельного палива на паливно-економічні та екологічні показники вантажного автомобіля / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, О.О. Левківський // Вісник СевНТУ. – 2012. Випуск 134. – С. 32–35.
3. Абрамчук Ф.І. Методика розрахунку випробувального їздового циклу автомобіля повною масою до 3,5 т / Ф.І. Абрамчук, А.М. Кабанов // Вісник НТУ. – 2012. Випуск 25. – С. 201–206.
4. Говорун А.Г. Сумішеві біодизельні палива для дизелів / А.Г. Говорун, М.В. Павловський, П.В. Куций // Вісник НТУ. – 2014. – Випуск 30. – С. 63–68.
5. Poliakov A.P. Provision of required viscosity index for bipropellant fuel / A.P. Poliakov, O.O. Galushchak, D.O. Galushchak // New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies, Tehnomus. Suceava, Romania, 2013. – №20. – P. 254–257.

6. Гусаков С.В. Перспективы применения в дизелях альтернативных топлив из возобновляемых источников / С.В. Гусаков. – М.: ИПК РУДН, 2008. – 318 с.
7. Девянин С.Н. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей / С.Н. Девянин, В.А. Марков, В.Г. Семенов – Х.: Новое слово, 2007. – 452 с.
8. Ерохов В.И. Теоретические и методологические аспекты построения целевой комплексной программы применения альтернативных видов топлива на автомобильном транспорте / В.И. Ерохов, Е.В. Бондаренко // Вестник ОГУ. – 2010. – №35. – С. 22–30.
9. Луканин В.Н. Сравнительный анализ способов конвертации жидкотопливных двигателей в двигатели, питаемые природным газом / В.Н. Луканин, А.С. Хачиян, В.Е. Кузнецов, В.М. Федоров // Экология двигателей и автомобиля: Сборник научных трудов. – М.: Изд. НАМИ. – 2001. – С. 97–103.
10. Марков В.А. Работа дизелей на нетрадиционных топливах / В.А. Марков, А.И. Гайворонский, Л.В. Грехов. – М.: Изд-во «Легион-Автодата». – 2008. – 464 с.
11. Уханов А.П. Рапсовое биотопливо / А.П. Уханов, В.А. Рачкин, Д.А. Уханов. – Пенза: РИО ПГСХА, 2008. – 229 с.
12. Савельев Г.С. Технологии и технические средства адаптации автотракторной техники к работе на альтернативных видах топлива: автореф. дис. на соискание наук. степени докт. техн. наук / Г.С. Савельев. – М., 2011. – 42 с.
13. Базаров Б.И. Работа поршневых двигателей на альтернативных видах топлива / Б.И. Базаров. – Ташкент: ТАДИ, 2001. – 238 с.
14. Hamling P. “Down Under” success with natural gas buses / P. Hamling // NGV Worldwide. – 2002. – February. – P. 11.
15. Nylund N.O. Pathways For Natural Gas Into Advanced Vehicles / N.O. Nylund, J. Laurikko, M. Ikonen. – Brussel: IANGV. – 2002. – 105 p.
16. Karabektas M. The effects of preheated cottonseed oil methyl ester on the performance and exhaust emissions of a diesel engine / M. Karabektas, G. Ergen, M. Hosoz // Applied Thermal Engineering. – 2008. – 28(17–18). P. 2136–2143.
17. Murugesan A. Biodiesel as an alternative fuel for diesel engines / A. Murugesan, C. Umarani, R. Subramanian, N. Nedunchezian // A review. Renew sust energy rev. – 2009. – Pp. 653–662.
18. Бень Т. Методи визначення економічної ефективності інвестицій: порівняльний аналіз / Т. Бень // Економіка України. – 2006 – № 6. – С. 41–46.

19. Захарчук В.І. Оцінка перспективності застосування альтернативних палив в технологічних транспортних засобах / В.І. Захарчук // Вісник НТУ «ХП». – 2015. – №8 (1117). – С. 76–81.

УДК 620.114.2.02-191

© В.І.Карась

ВП НУБіП України «Бережанський агротехнічний інститут»

ПРОБЛЕМАТИКА ПОГОДЖЕННЯ ДЕРЖАВНИХ СТАНДАРТІВ У ГАЛУЗІ МАШИНОБУДУВАННЯ

У статі розглянуто деякі особливості в галузі гармонізації українських стандартів з міжнародними. Встановлено, що необхідно прискорювати сам процес гармонізації, узгоджувати правила та норми національних нормативних документів з міжнародними, враховуючи сучасну науково-технічну термінологію. Визначено, що прийняття міжнародних стандартів як національних є найбільш швидким та економічно вигідним вирішенням проблеми забезпечення вітчизняної машинобудівної галузі сучасними нормативними документами.

СТАНДАРТ, ГАРМОНІЗАЦІЯ, МАШИНОБУДУВАННЯ

Постановка проблеми. У 1993 році принята нова редакція комплексу державних осноположних стандартів «Державна система стандартизації України (ДССУ)» Зміни і наповнення до неї в більшій мірі наближають організації з стандартизації в Україні до міжнародних правил та норм з врахуванням реалів ринкової економіки нашої держави. Відповідні зміни вносяться в термінологію державних стандартів України і гармонізують з рекомендаціями Міжнародного організації з стандартизації. Важливими кроками для цього є вступ нашої країни в 1993 році до Міжнародної організації з стандартизації (ISO), Міжнародної електротехнічної комісії (IEC), Європейського комітету з стандартизації (CEN) та приєднання до Кодексу добровільної практики щодо розроблення та використання стандартів інших країн. З лютого 2008 року Україна вступила до світової організації торгівлі (WTO) [1]. Всі ці етапи інтеграції країни в міжнародні організації створили передумови для гармонізації

національних нормативних документів (НД) з міжнародними та європейськими.

Мета дослідження. Дослідити сучасний стан державних стандартів України в галузі машинобудування. Виявити основні проблеми та визначити перспективи розвитку державних стандартів.

Результати дослідження. Гармонізація національних стандартів створює перспективні умови для рівноправної присутності вітчизняної продукції на закордонних ринках. Зважаючи на високу інтенсивність розвитку виробництва і відповідно вимог до якості продукції, роботи з гармонізації необхідно виконувати у стислі терміни. Тому основним принципом гармонізації НД повинна бути випереджаюча стандартизація. Затягування процесу кожного з етапів станів гармонізації НД, а саме розроблення та погодження проекту гармонізованого стандарту, скасування застарілих стандартів, видання та затвердження проекту нормативного документу значно ускладнює процес роботи будь-якої галузі виробництва. Так, наприклад введений в дію національний стандарт України- ДСТУ ISO/IEC17000: 2007 «Оцінювання відповідності. Словник термінів і загальні принципи» погоджувався з стандартом ISO/IEC 17000: 2004 протягом трьох років за цей період вже відбулося видавництво аналогічного нового міжнародного стандарту [2].

В сучасних умовах розвитку машинобудівного комплексу, в якому значне місце займає кооперація і співпраця виробників різних галузей та підприємств, що знаходяться в інших країнах, без гармонізації міжнародних НД будь-яке виробництво неможливе [3.; 4]. Тому зараз значно підвищується роль технічних комітетів (ТК) з стандартизації України, які тісно співпрацюють з структурними підрозділами міжнародної електротехнічної комісії та міжнародної організації з стандартизації. Позначення і назви технічних комітетів України та позначення міжнародних підрозділів, які співпрацюють між собою в галузі машинобудування або суміжних галузях виробництва вказано в таблиці 1.

Наприклад: ТК 19 «Нуково технічна термінологія» співпрацює в галузі гармонізації стандартів з структурним підрозділом ISO TC37-P «Термінологія та інші мовні засоби/ Управління мовними засобами» і з підрозділом IEC TC1-P «Інформаційні технології / Опис документу та мови для оброблення даних».

Таблиця - Технічні комітети стандартизації України які співпрацюють з міжнародними організаціями

№ п/п	№ ТК	Участь в роботі ТК		Назва технічного комітету (ТК)
		IEC	ISO	
1	TK10	-	TC79-0	Легкі, рідкісноземельні метали, вуглицеві та напівпровідникові матеріали
2	TK11	-	TC26, TC79, TC155	Колорові метали і сплави
3	TK16	-	TC96-P	Крани, підйомні пристрої та відповідне обладнання
4	TK19	TC1-P	TC37-P	Науково-технічна термінологія
5	TK25	TC20, TC61, TC235C.A.1., TC79	TC21/SC2, TC92/SC2-P, TC8/SC1	Пожежна безпека та протипожежна техніка
6	TK39	-	TC25-0	Ливарне виробництво
7	TK44	TC26-P	TC44-P	Зварювання та споріднені процеси
8	TK47	-	TC41, TC80-0	Механічні приводи
9	TK63	-	TC12-0, COOMET, TC-108	Загальні норми і правила державної системи забезпечення єдності вимірювань
10	TK65	TC65/SC8-P	TC30/SC2	Прилади промислового контролю та регулювання
11	TK68	TC56-0	TC98, TC107, TC125, TC156	Надійність техніки
12	TK69	-	TC23-0	Трактори і сільськогосподарські машини
13	TK78	-	TC135-P	Технічна діагностика та неруйнівний контроль
14	TK81	-	TC5	Стандартизація методів контролю механічних,металографічних і корозійних випробувань металопродукції
15	TK95	TC23, TC34	-	Металеві та інші неорганічні покриття. Лакофарбові та полімерні покриття

Примітка: IEC- Міжнародна електротехнічна комісія
ISO- Міжнародна організація з стандартизації.

Так як, наша сучасна галузь машинобудування не так давно була тісно пов'язана з підприємствами Російської Федерації, то в сучасних умовах розвитку світової економіки переорієнтуватися на європейський та міжнародний ринки буде досить складно. Так само і в гармонізації нормативних документів є свої особливості та складності. Прийняття міжнародного стандарту, як національного, ускладнюється, якщо національні правила та норми стандартизації відрізняються від світових.

Враховуючи національні інтереси держави, необхідно прискорювати гармонізацію НД в галузі норм і правил стандартизації в цілому, так і в машинобудуванні, де є свої особливості технічних норм та позначень, що використовуються при конструюванні, проектуванні, виробництві, транспортуванні і експлуатації машин.

Для встановлення єдиних правил Міжнародною організацією з стандартизації (ISO) та Міжнародною електротехнічною комісією (IEC) розроблено настанову ISO/IEC Guide 21:1999 «Прийняття міжнародних стандартів як регіональних чи національних стандартів». Декретом КМУ «Про стандартизацію і сертифікацію» передбачено, що міжнародні, регіональні та національні стандарти інших країн застосовуються в Україні відповідно до міжнародних договорів. Якщо міжнародним договором встановлено інші норми, ніж ті, що передбачені Законом України «Про стандартизацію», то застосовуються норми міжнародного договору. В статті 11 Закону України «Про стандарти, технічні регламенти та процедури оцінки відповідності» передбачено, що міжнародні та регіональні стандарти приймаються як національні стандарти центральним органом виконавчої влади з питань стандартизації [5].

Отже, перед тим як започаткувати користування в Україні міжнародним чи регіональним стандартом, кожен з них повинен бути прийнятий як національний. Саме прийняття міжнародних та регіональних стандартів як національних в нашій державі розуміється, як гармонізація, що проводиться з 2001 року. Але на жаль, її темпи залишаються низькими, тому Мінекономрозвитку України була розроблена Концепція впровадження стандартів ЄС методом «обкладинки», яка затверджена наказом від 16.11.2011 №224.

Відповідно до вимог стандарту ДСТУ 1.7:2001 «Національна стандартизація. Правила і методи прийняття та застосування міжнародних і регіональних стандартів» передбачається приймати міжнародних і регіональних стандартів на національному рівні, як на національній мові (методом «перекладу»), так і мовою оригіналу (методи «підтвердження», «передруку» та «обкладинки»). За методом «обкладинки» європейський стандарт застосовують мовою оригіналу,

до якого повинні бути розроблені національні структурні елементи («Титульний аркуш», «Передмова», «Зміст», «Національний вступ» і «Бібліографічні дані») та додатки українською мовою [6].

Але при перекладі стандартів пов'язання з технічною термінологією є свої особливості, без дотримання яких переклад не буде відповідати міжнародним і національним нормам.

По-перше, синтаксична структура англійських текстів певної галузі відрізняється конструктивною складністю: наявністю дієприкметникових, інфінітивних зворотів, що ускладнює розуміння тексту і вимагає від перекладача відмінного знання англійської та української мов, а також галузевої термінології.

По-друге, серед лексичних труднощів провідне місце належить багатозначності термінів та вибору адекватного словникового відповідника.

Наприклад, у ядерному приладобудуванні термін *module* – це змінний блок, тоді як у точних науках – це назви деяких коефіцієнтів, а в архітектурі й будівництві – початкова одиниця вимірювання.

По-третє, ще більші труднощі під час перекладу виникають, коли один і той же термін має різне значення залежно від приладу чи обладнання.

Наприклад, термін *key*- ключ, шпилька,кнопка, перемикач; термін *selector*- відбірник, шукач,перемикач, ручка налагодження. У такому випадку вирішальним під час перекладу багатозначного терміна є контекст.

Висновки. Розглянувши деякі особливості в галузі гармонізації українських стандартів з міжнародними можна зробити висновок, що необхідно прискорювати сам процес гармонізації, узгоджувати правила та норми національних нормативних документів з міжнародними, враховуючи сучасну науково- технічну термінологію. Слід зрозуміти, що прийняття міжнародних стандартів як національних є найбільш швидким та економічно вигідним вирішенням проблеми забезпечення вітчизняної машинобудівної галузі сучасними нормативними документами.

Література

1. Гриньов Б.В. Щодо питання гармонізації стандартів і особливостей перекладу/ Б.В. Гриньов //Стандартизація, сертифікація, якість. – 2014.- №4- с.21-22.
2. Желэзна А.М., Кирилович В.А. Основи взаємозамінності, стандартизації та технічних вимірювань: Навчальний посібник.-К.: Кондор,2009-796с.

3. Міжнародні та європейські системи сертифікації і акредитація діяльності норми та правила. Довідник- Київ, ТК-93 «Управління якістю і забезпечення якості», 1995,- 267с.

4. Сучасний тлумачний словник української мови: 60000 слів. За заг. ред. д-р. філол.наук., проф. В.В. Дубилінського. – Х: ВД «Школа», 2009,-832с.

5. Закон України «Про стандарти, технічні регламенти та процедури оцінки відповідності» Редакція від 1 грудня 2005 року, №3164-IV.

6. ДСТУ 1.7:2001 «Національна стандартизація. Правила і методи прийняття та застосування міжнародних і регіональних стандартів»

Рецензент д.т.н. Б.М.Гевко

УДК621.82

© В.М.Клендій, к.т.н., В.В.Гупка, Р.М.Котик
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
© А.П.Драган, к.т.н.,
ВП НУБІП України «Бережанський агротехнічний інститут»

ТЕХНОЛОГІЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ВИГОТОВЛЕННЯ ГВИНТОВИХ ГОФРОВАНИХ РІЗНОПРОФІЛЬНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

Приведена конструкція обкатного верстату з конічними формами формувальними колесами для виготовлення гвинтових гофрованих заготовок. Виведені аналітичні залежності для визначення силових і конструктивних параметрів технологічного процесу гнуття гвинтових гофрованих заготовок між двома прямозубими колесами.

ГВИНТОВИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН, ГОФРОУТВОРЕННЯ, ПРОФІЛЬ

Постановка проблеми. У машинобудуванні рівень технологічного забезпечення для виготовлення гвинтових гофрованих заготовок в нашій країні і за її межами залишається недостатнім, а наукова база для його створення не завжди відповідає сучасним вимогам за різними параметрами. Серед зазначених проблем важливе місце посідає дослідження та розроблення прогресивних технологічних

процесів формоутворення гвинтових гофрованих заготовок, які набули широкого застосування у змішувачах, теплообмінниках, машинах кондитерської, харчової і фармацевтичної промисловості. Підвищення вимог до конструкції і технологічних параметрів, якості, надійності та довговічності, розширення технологічних можливостей потребують глибокого аналізу існуючих конструкцій і технологій їх виготовлення та розроблення на цій основі наукового обґрунтування теоретичних та експериментальних напрацювань та їх успішного впровадження у виробництво.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питаннями проектування гвинтових гофрованих робочих органів конвеєрів (ГГРОК) присвячені праці Лисавого М.Н. [1], Мошніна Е.М. [2], Рокотяна С.Е. [3], Пилипця М.І. [4], Бронштейна І.М. [5], Лящука О.Л. [6], Драгана А.П. [7], Дячуна А.С. [8], Рогатинського Р.М. [9], та багатьох інших. Однак цілий ряд питань удосконалення конструктивних і технологічних параметрів технологічного оснащення і технологічних процесів потребують подальших досліджень.

Мета дослідження – розробка та практична реалізація прогресивних технологічних процесів отримання гвинтових гофрованих і кільцевих заготовок є актуальними, що має важливе народногосподарське значення.

Результати дослідження. Одним із способів виготовлення ГГЗ є формування гофр за допомогою зубчастих коліс з відповідним профілем зубів (рис. 1).

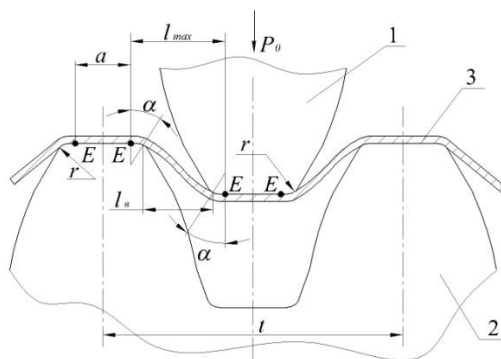


Рис. 1 – Розрахункова схема гофроутворення:
1 – зуб верхнього колеса; 2 – зуб нижнього колеса; 3 – стрічка

Розглянемо процес утворення гофрованих заготовок прямозубими колесами.

Визначимо зусилля P_0 , яке необхідне для гнуття заготовки у вигляді стрічки між двома прямозубими колесами.

Розглянемо цей випадок, як балку, що загинається навколо робочих ребер зубів в чотирьох точках E з радіусом згину r .

Із умови рівності згинних моментів зовнішніх і внутрішніх сил виведено рівняння:

$$M = P_0 \cdot l_B = 4W(1,5 + \varepsilon_b)\sigma_b = \frac{4bs^2}{6}(1,5 + \varepsilon_b)\sigma_b, \quad (1)$$

де W - момент опору гнуттю;

ε_b - відносне видовження матеріалу в початковий момент утворення шийки;

σ_b - тимчасовий опір розриву;

b - ширина стрічки;

S - товщина стрічки;

l_e - величина плеча, яке змінюється в процесі опускання зуба у впадину, визначається із геометричних співвідношень:

$$l_e = \frac{t}{2} - a - 2r \cdot \sin \alpha, \quad (2)$$

де t - крок зубів;

a - величина прямолінійної ділянки зуба;

r - радіус заокруглення при вершині зубів;

α - кут гнуття, що утворюється в результаті переміщення крайньої точки контакту матеріалу із заокругленнями зубів.

Тоді

$$P_0 = \frac{4bs^2(1,5 + \varepsilon_b)\sigma_b}{6\left(\frac{t}{2} - a - 2r \cdot \sin \alpha\right)}. \quad (3)$$

Найменше зусилля гофроутворення має місце при горизонтальному розміщенні стрічки на початку гнуття при

$l_{\max} = \frac{t}{2} - a$, найбільше – в кінці, коли $\alpha \rightarrow 90^\circ$. Для цього випадку

$$P = \frac{4bs^2(1,5 + \varepsilon_b)\sigma_b}{6\left(\frac{t}{2} - a - 2r\right)}. \quad (4)$$

Аналізуючи процес формоутворення гофр між двома конічними зубчастими колесами (рис. 1), встановлено, що згідно (2.6) плече l_B змінюється рівномірно вздовж всієї ширини заготовки.

Отже, сила гофроутворення на більшому радіусі гнуття менша ніж на меншому радіусі гнуття.

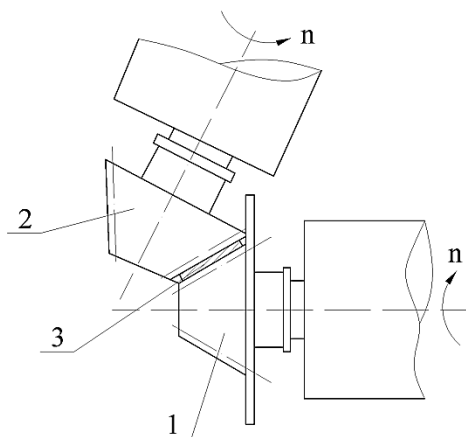


Рис. 2 – Схема утворення гофрованої поверхні кінчними колесами:
1 – ведуче кінчне колесо, 2 – ведене кінчне колесо, 3 – стрічка

Крім цього, внаслідок виникнення різниці напружень по ширині стрічки, утворюється гофрована спіралевидна поверхня.

Зусилля, необхідне для гофрування двома кінчними зубчастими колесами P_{cp} , визначаємо як середнє значення зусиль гнуття по більшому і по меншому радіусах з врахуванням сили тертя на переміщення заготовки:

$$P_{cp} = \frac{P_3 + P_B}{2}. \quad (5)$$

Згідно (3)

$$P_3 = \frac{4bS^2(1,5 + \varepsilon_b)\sigma_b}{6\left(\frac{t}{2} - a_3 - 2r_3 \cdot \sin \alpha\right)}; \quad (6)$$

$$P_B = \frac{4bS^2(1,5 + \varepsilon_b)\sigma_b}{6\left(\frac{t}{2} - a_B - 2r_B \cdot \sin \alpha\right)}, \quad (7)$$

де P_3 і P_B - відповідно зусилля гофроутворення по більшому і меншому радіусах;

t_3 і t_B - відповідно крок зубів на зовнішньому і на внутрішньому діаметрах конічних зубчастих коліс;

a_3 і a_B - відповідно величини прямолінійних ділянок зубів на зовнішньому і на внутрішньому діаметрах конічних зубчастих коліс;

r_3 і r_B - відповідно радіуси заокруглення при вершинах зубів на зовнішньому і на внутрішньому діаметрах конічних зубчастих коліс.

Крім вищезгаданих способів утворення гофр можна використовувати прямі та конічні колеса із зубами, що відповідають профілю утворюваної гофри (рис. 3). Перевагою цього методу над попередніми є те, що в процесі гнуття утворюються криволінійні ділянки.

Зусилля гофроутворення колесами із спеціальними зубами P_0 визначено аналогічно до зусиль при використанні модульних зубчастих коліс. Змінюється лише значення плеча l_0 :

$$l_0 = \frac{t}{2} - 2r_3 \sin \alpha . \quad (8)$$

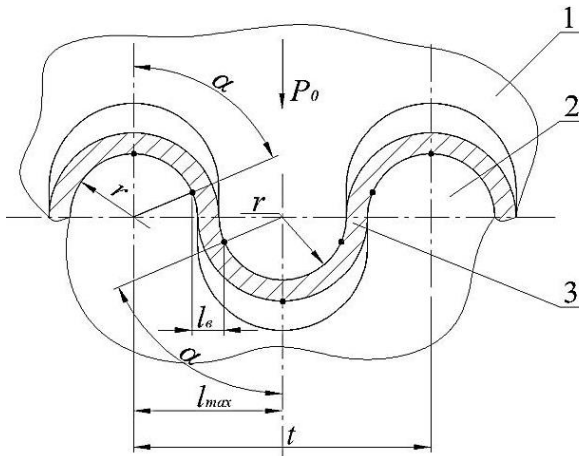


Рис. 3 – Розрахункова схема гофроутворення колесами із спеціальним закругленим профілем зубів:

1 – зуби верхнього колеса, 2 – зуби нижнього колеса, 3 – стрічка

Для прямозубих коліс:

$$P_{0np} = \frac{4bS^2(1,5 + \varepsilon_b)\sigma_b}{6\left(\frac{t}{2} - 2r_3 \cdot \sin \alpha\right)}. \quad (9)$$

Для конічних коліс:

$$P_{cp} = \frac{F_3 + F_B}{2}; \quad (10)$$

$$P_3 = \frac{4bS^2(1,5 + \varepsilon_b)\sigma_b}{6\left(\frac{t_3}{2} - 2r_3 \cdot \sin \alpha\right)}; \quad (11)$$

$$P_B = \frac{4bS^2(1,5 + \varepsilon_b)\sigma_b}{6\left(\frac{t_B}{2} - 2r_B \cdot \sin \alpha\right)}. \quad (12)$$

Зусилля згинання розраховано без впливу сил тертя, що діють в контактних зонах.

Як показано в [11] сили тертя в контактних зонах спричиняють розтягування заготовки і відповідно зміщення радіуса нейтральної поверхні в зоні згину.

Тоді залежність зусилля згинання буде відрізнятись від залежності без врахування сил тертя на величину коефіцієнта k_T .

$$P_T = k_T \cdot P; \quad (13)$$

$$k_T = \frac{2l}{2l + (tg \gamma - f_1 + f_2)S}, \quad (14)$$

де γ - кут, що охоплює зону зминання, для широких стрічок $\gamma \rightarrow 0$;

f_1, f_2 – коефіцієнти тертя на першому і другому зубі відповідно.

Оскільки зуби виконані з однакового матеріалу, то $f_1 = f_2$, і тому k_T є незначним.

Звідси випливає, що вплив сил тертя є незначним, а отже зусилля формоутворення з достатньою для практичних цілей точністю можна визначити за залежностями (9-12)

На основі цих рівнянь побудовано графіки залежності сили гофроутворення від товщини і ширини стрічки, а також кроку гофр (рис. 4–6).

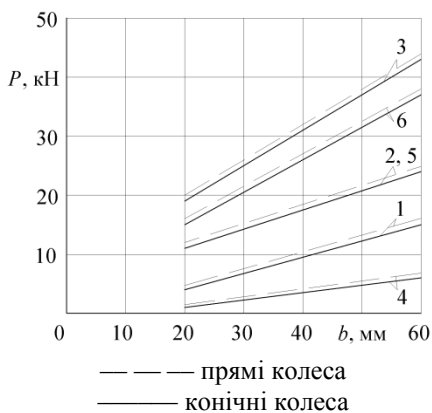


Рис. 4 – Залежність сили гофроутворення від ширини стрічки ($t=20\text{мм}$; $\alpha=70^\circ$): сталь 08кп – 1) $S=1\text{мм}$; 2) $S=1,5\text{мм}$; 3) $S=2\text{мм}$; алюміній – 4) $S=1\text{мм}$; 5) $S=2\text{мм}$; 6) $S=2,5\text{мм}$

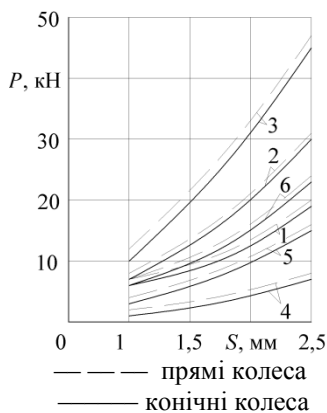


Рис.5 – Залежність сили гофроутворення від товщини стрічки ($t=40\text{мм}$; $\alpha=80^\circ$): сталь 08кп – 1) $b=20\text{мм}$; 2) $b=40\text{мм}$; 3) $b=60\text{мм}$; алюміній – 4) $b=30\text{мм}$; 5) $b=40\text{мм}$; 6) $b=60\text{мм}$

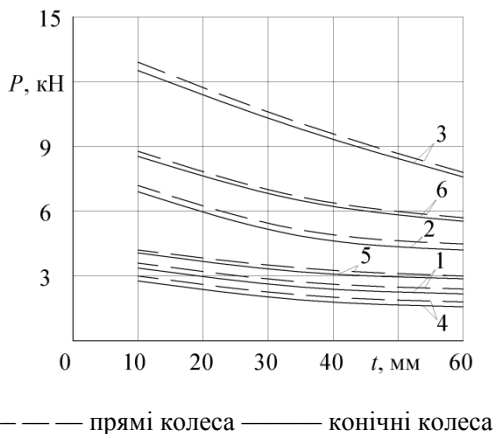


Рис. 6 – Залежність сили гофроутворення від кроку гофр ($S=1,5\text{мм}$; $\alpha=60^\circ$): сталь 08кп – 1) $b=20\text{мм}$; 2) $b=30\text{мм}$; 3) $b=50\text{мм}$; алюміній – 4) $b=30\text{мм}$; 5) $b=40\text{мм}$; 6) $b=60\text{мм}$

На рис. 7 зображено умови зачеплення конічних формувальних зубчастих інструментів для виготовлення гофр, а на рис. 8-9 формувальні зубчасті колеса.

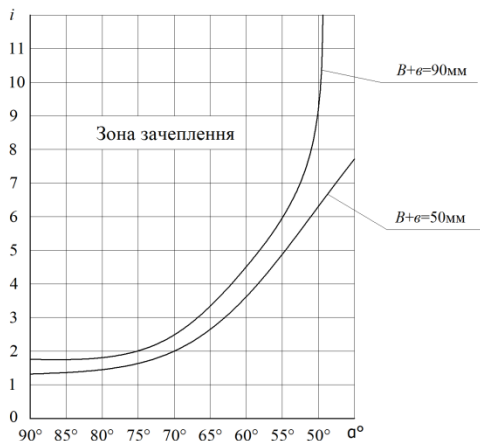


Рис. 7 – Графік зон зачеплення зубчастих конічних формуютьорюючих інструментів діаметром до 500 мм.



Рис. 8 – Конічні зубчасті формуютьорюючі інструменти



Рис.9 – Пара зубчастих конічних формуютьорюючих інструментів

Обкатний верстат для виготовлення гвинтових гофрованих заготовок (рис. 10) виконано у вигляді станини 1, до якої жорстко закріплені обкатні шпинделі 2 і 3, які встановлені під кутом один до одного з можливістю змінювати кут між ними відомим способом. На кінцях обкатних роликів 2 і 3 жорстко відомим способом закріплені конічні формувальні інструменти 4 і 5 відповідних параметрів з формувальними виступами 6 і впадинами 7. Де навпроти кожного

виступу є відповідна впадина відповідних збільшених розмірів та товщину заготовки. Для правильного направлення заготовки 8 в зону деформації використовують упорну шайбу 9, діаметр якої є більшим зовнішньою діаметра ведучого кінцевого формуютьючого інструмента 5 на 5...10 мм. Крім цього верстат оснащений токарним патроном 10 і заднім центром 11 для підтримки вала 12, на який накручується гвинтова заготовка 13.

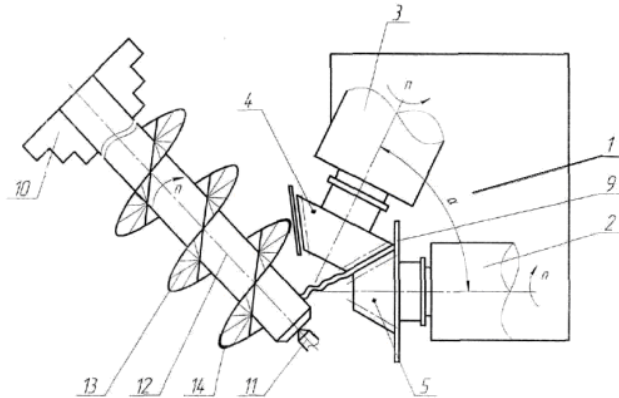


Рис.10 – Обкатний верстат для виготовлення гвинтових гофрованих заготовок

Робота обкатного верстата для виготовлення гвинтових гофрованих заготовок, здійснюється наступним чином. Спочатку здійснюють нарізання стрічок певної ширини, товщини і довжини з листа сталі 08КП чи Ст3. Після цього стрічкова заготовка 8 подається в зону формоутворення між кінцевими формувальними інструментами 4 і 5 по упорній шайбі 9. При обертанні кінцевих формувальних інструментів 4 і 5 заготовка 9 захоплюється і при цьому здійснюється процес формоутворення гвинтової гофрованої заготовки 13 по формувальних зубах. При цьому висота гофрів по внутрішньому діаметру є більшою, ніж по зовнішньому, що забезпечує утворення гвинтової спіралі.

Процес гофроутворення поєднано з навиванням гофрованої заготовки 13 на вал 12, до якого вона приварюється і при цьому здійснюється її калібрування за допомогою регулювальних упорів 14, які розміщені в зоні заходу гвинтової гофрованої заготовки 8 з можливістю регулювання відомим способом. Крім цього верстат

оснащений механізмом регулювання величини кута між шпінделями 4 і 5 відомим способом (на кресленні не показано).

В результаті досліджень встановлено, що обкатні верстати на виробництві завантажені мало, тому процес формоутворення гвинтових гофрованих заготовок дає можливість збільшити їх завантаження. Крім цього розробка забезпечує розширення технологічних можливостей обкатних верстатів, підвищення якості продукції і продуктивності праці

Висновки. Розроблена методика проектування навивних еліпсоподібних гвинтових заготовок з Г-подібної стрічки.

Побудовані графічні залежності побудови еліпсоподібних заготовок від кута провороту оправки, ширина і товщина полоси товщиною 1...3мм і шириною 15...25...30мм.

Література

1. Лисовой М.Н. Теория и расчет процессов изготовления деталей методом гибки. –М.: Машиностроение, 1966.-236ст.
2. Мошнин Е.М. Гибка и правка на ротационных машинах. – М.: Машиностроение, 1977.-299ст.
3. Рокотен С.Е., Гурвич В.Е. Деформация при холодной вальцовке спиралей шнеков. –Кузнечно-штамповочное производство. – М.:1983, №10. с.8-10.
4. Гевко Б.М. Технология изготовления спиралей шнеков. – Львов "Вища школа"1986. -128ст.
5. Пилипець М.І., Гевко І.Б., Комар Р.В. Технологія виготовлення гвинтових деталей різних типорозмірів. / Сільськогосподарські машини. Збірник наукових праць Луцьк. ЛДТУ. –Вип.7.-2000. с.120-127.
6. Ляшук О.Л., Особливості виготовлення профільних гвинтових та кільцевих заготовок. / Наукові нотатки. Луцький державний технічний університет. Вип.12. Луцьк 2003. с.160-164.
7. Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Дячун А.С. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів. Тернопіль 2014, 278ст.
8. Драган А.П. Виготовлення гвинтових гофрованих заготовок на універсальному контрольно-обкатному верстаті 5А725 / "Збірник наукових праць - процеси механічної обробки в машинобудуванні". Житомир. Ред. Вид-во для ЖДТУ, 2006. Вип. 4.- с.63-69.
9. Герман Х. Шнековые машины в технологиях ФРГ. – Л.1975,148ст.

10. Патент №118405 Україна. "Обкатний верстат для виготовлення гвинтових гофрованих заготовок". Котик Р.М., Клендій В.М. та інші. Бюл.№15, 2017.

Рецензент д.т.н. Б.М.Гевко

УДК 621.86

© В.М.Клендій к.т.н., Н.М.Марчук, В.В.Гупка, М.Д.Радик, Р.І.Котик
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗАПОБІЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОСНАЩЕННЯ ДЛЯ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ

Приведена конструкція запобіжної муфти для захисту елементів приводів машин і технологічного оснащення від перевантаження і захисту інструментів від поломки. Виведені аналітичні залежності для визначення величини крутного моменту від різних факторів.

ЗАПОБІЖНИЙ ПАТРОН, СВЕРДЛЮ, МІТЧИК, ПРУЖНИЙ ЕЛЕМЕНТ.

Постановка проблеми. Запобіжні пристрої служать для захисту елементів приводів машин та механізмів від дії перевантажень, а також інструментів від поломок. В небезпечний момент, при збільшенні величини крутного моменту вище допустимого значення, вони роз'єднують кінематичний ланцюг привода машини запобігаючи таким чином руйнуванню робочих органів чи поломці привода. Відповідно використання запобіжних пристроїв має важливе значення для сучасного верстатобудування. Затискні пристрої типу патронів мають значну сферу застосування у сучасному машинобудуванні в процесах механічної обробки деталей, а саме у свердлильних та різьбонарізних операціях та інших. Як правило для цього застосовуються стандартні пристрої без підвищених вимог щодо точності обробки. Проте при розробці нових затискних пристроїв доцільно забезпечувати розширення їх технологічних можливостей і підвищення чутливості системи.

На даний час розроблено безліч конструкцій запобіжних патронів, але кожна наступна конструкція розробляється з метою підвищення технологічності, надійності, точності спрацювання або ж

виконання певних обмежуючих функцій, що й було втілено у запропонованій конструкції кулькового запобіжного патрона.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питаннями захисту металорізальних верстатів і технологічного обладнання від перевантаження і поломки металорізальних інструментів присвячені праці Полякова В.С. [1], Ряховського О.А. [2], Малашин В.О. [3], Павлище В.Т. [4], Решетова Д.Н. [5], Тепинкичева В.К. [6], Иванова И.А. [7], Элиха Л.Б. [8], Анурьева В.И [9], Рогатинського Р.М. [10] та багатьох інших. Однак цілий ряд питань захисту від перевантажень як верстатів так і металорізуючих інструментів потребують свого вирішення.

Для більшості обладнання, його механізмів, деталей і ріжучих інструментів характерна робота в умовах змінних режимів навантаження. Система діючих навантажень має різну структуру в залежності від послідовності, порядку і числа різних технологічних операцій, переходів, робочих чи холостих ходів, форми поверхні оброблювальної деталі, різноманітних силових дій, тобто формується під дією періодичних і випадкових факторів.

Результати дослідження. Розроблена конструкція вище згаданого пристрою (рис.1) виконана у вигляді пустотілого циліндра 1 з хвостовиком 2 до якого він жорстко прикріплений. З правого кінця пустотілого циліндра виконана циліндрична виточка 3, яка є у взаємодії з верхньою втулкою 4 з можливістю кругового провертання і осьового переміщення на величину радіуса кульок 5, які встановлені в радіусні виїмки 6 правого торця верхньої циліндричної втулки.

У верхній циліндричній втулці 4 з правого торця виконано 3...4 сферичні виїмки 7, які розміщені рівномірно по колу і в які встановлені кульки 5, які з другої сторони є у взаємодії з відповідними сферичними виїмками 7, які виконані в циліндричній частині 8 хвостовика 2.

Внутрі циліндричного пустотілого корпуса 1 по центру торця хвостовика 2 встановлено циліндричний вал 9 на якому встановлена квадратна пружина 10, верхній кінець якої є у жорсткій взаємодії з верхньою циліндричною втулкою 7, а нижній відігнутий кінець пружини 11 є паралельним до осі патрона і є у взаємодії з боковим квадратним отвором 12 нижньої циліндричної втулки 13. Крім цього між лівим торцем кришки 14 циліндричного корпуса 1 і нижньою циліндричною втулкою 13 встановлена регульовальна гайка 12, яка є у взаємодії з внутрішнім різьбовим отвором, крім цього знизу гайки виконані осьові отвори для взаємодії з регульовальною гайкою 12.

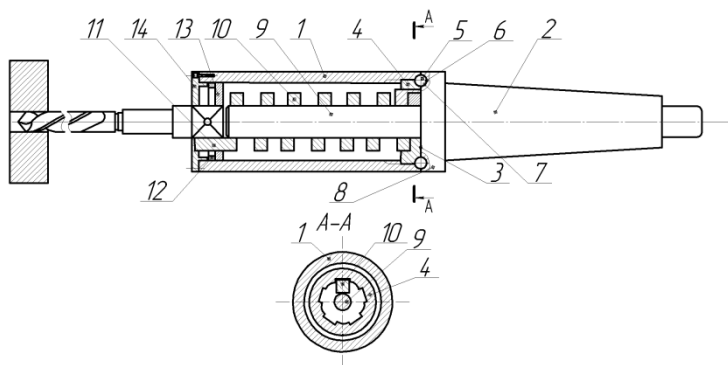


Рис. 1 – Загальний вигляд запобіжного патрону

У загальному випадку залежність між жорсткістю та моментом, що сприймає пружина можна виразити через кут її закручення [1]

$$T = C\phi. \quad (1)$$

Для пружин, що працюють на кручення (як у нашому випадку), кут закручування під дією моменту визначають за формулою [1]

$$\phi = \frac{T\pi d_c i}{EI_o}, \quad (2)$$

де d_c - середній діаметр пружини;

i - кількість витків пружини;

E - модуль пружності матеріалу пружини;

I_o - осьовий момент інерції перерізу витка.

Привівнявши отримані залежності отримаємо формулу для визначення діаметра спіралі після деформації

Якщо виразити осьовий момент інерції перерізу витка спіралі через його конструктивні параметри

$$\phi = \frac{12T\pi d_c i}{Ebh^3}, \quad (3)$$

де b, h – відповідно ширина і висота січення пружини, які визначають її жорсткість.

Залежність між коловою силою і силою пружини, згідно [2], для пружинно-кулькових запобіжних пристроїв яким являється розроблений патрон, є наступною

$$P_{np} = P_k (tg(\alpha - \rho) - Df/d), \quad (4)$$

де α - кут між напрямком дії колової сили і нормаллю від точки контакту кульки з поверхнею лунки;

ρ - зведений кут тертя в парі контакту кулька-лунка;

D - діаметр кола на якому розміщені кульки;

d - діаметр вала на якому розміщена циліндрична втулка із кульками

f - коефіцієнт тертя між поверхнями вала і циліндричної втулки.

Навантаження крутним моментом на пару контакту пружина-кулька-лунка буде рівне

$$T = P_{\kappa} R, \quad (5)$$

де P_{κ} - колова сила;

R - відстань від центра патрона до точки контакту кульки з лункою.

Силу дії пружини можна представити залежністю

$$P_{np} = C(\Delta'_o + \Delta_n), \quad (6)$$

де Δ'_o - попередня деформація (підтиск) пружини;

Δ_n - поточна деформація пружини.

Тоді з урахуванням залежності (4) значення колової сили можна визначити з рівності

$$P_{\kappa} = \frac{C(\Delta'_o + \Delta_n)}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - Df/d}. \quad (7)$$

Після відповідної заміни, з урахуванням залежності (7), формулу (5) можна представити у наступному вигляді

$$T = \frac{RC(\Delta'_o + \Delta_n)}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - Df/d}. \quad (8)$$

З розрахункової схеми (рис.2) видно, що в процесі спрацювання патрона в запобіжному режимі відбувається зміна кута між напрямком дії колової сили і нормаллю від точки контакту тіла кочення з півкруглою поверхнею лунки.

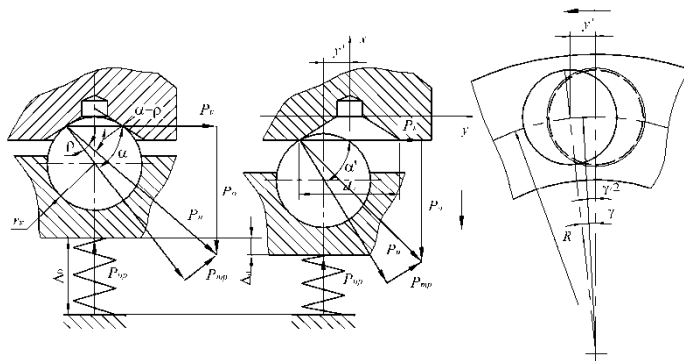


Рис. 2 – Розрахункова схема для визначення силових параметрів пари контакту кулька-лунка

Зміщення кульки відносно лунки на кут γ , на який повертається хвостовик патрона відносно іншої його частини у якій закріплено інструмент (при перевантаженні), можна визначити згідно схеми (рис.2)

$$y' = 2R \sin \gamma/2. \tag{9}$$

Згідно розрахункової схеми зміну кута α можна представити наступною залежністю

$$\alpha' = \arccos \left(\frac{d_n - y'}{r_k} \right), \tag{10}$$

де d_n – діаметр лунки;
 r_k – радіус кульки.

З врахування рівності (9) залежність (10) можна представити у вигляді

$$\alpha' = \arccos \left(\frac{d_n - 2R \sin \gamma/2}{r_k} \right), \tag{11}$$

Відповідно навантаження крутним моментом на пару контакту кулька-лунка можна знайти за наступною залежністю

$$T = \frac{C(\Delta'_o + \Delta_n)}{\operatorname{tg} \left(\arccos \left(\frac{d_n - 2R \sin \gamma/2}{r_k} \right) - \rho \right) - Df/d}. \tag{12}$$

Для проведення аналізу впливу конструктивних параметрів на характер і зміни крутного моменту T , при змінних значеннях діаметра лунки, було проведено розрахунок залежності (12). На основі

результатів розрахунків побудовані графічні залежності крутного моменту $T=f(d_l)$ при змінних значеннях радіуса кульки r_k (рис.3).

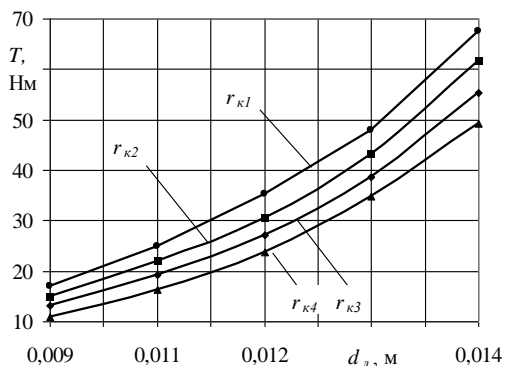


Рис. 3 – Залежність зміни крутного моменту від діаметра лунки при змінних значеннях радіуса кульки: $r_1 = 0,007$ м; $r_2 = 0,008$ м; $r_3 = 0,009$ м; $r_4 = 0,01$ м

З даних графічних залежностей можна зробити висновок, що при збільшенні діаметра лунок крутний момент T зростає. Проте збільшення радіуса кульок r_k призводить до зменшення навантажувальної здатності. Дане припущення досліджувалось статично, але очевидно це пояснюється зменшенням глибини зачеплення кульки з лункою, що й спричинятиме спрацювання патрону у запобіжному режимі при менших значеннях крутного моменту.

З метою забезпечення стабільної передачі крутного моменту доцільно підбирати конструктивні значення радіуса кульки і діаметра лунки у співвідношенні $r_k/d_l = 0,6...0,8$. Відхилення від даного співвідношення спричинить зменшення навантажувальної здатності пристрою або ж унеможливить його спрацювання у запобіжному режимі. Однак вибір його раціональних значень можна провести лише після серії експериментальних досліджень.

Висновки. Розроблений запобіжний патрон може мати застосування у процесах механічної обробки деталей, а саме у свердлильних, різьбонарізних та інших операціях. Виведені аналітичні залежності для визначення зміни величини крутного моменту від конструктивно-силових параметрів пар контакту, які можна використати при проектуванні аналогічних запобіжних пристроїв із різною навантажувальною здатністю.

Література

1. Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтах. -Л.:Машиностроение, 1979.-344с.
2. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтах. - Л.:Политехника, 1991.-383с.
3. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунку. Навчальний посібник - Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2006. – 196 с.
4. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. - К.: Вища школа, 1993. – 556 с.
5. Решетов Д.Н. Детали и механизмы металлорежущих станков. –М.:Машиностроение,1972.
6. Тепинкичев В.К. Предохранительные устройства от перегрузки станков. – М.:Машиностроение, 1968.-109с.
7. Иванов Е.А. Муфты приводов. М.:Машгиз 1959.
8. Эрмих Л.Б. Справочник машиностроителя. Том 4. Предохранители от перегрузки. М.:Машгиз, 1955.
9. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3^х томах. М.:Машиностроение, 1979-1982.-728с.
10. Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Дячун А.Є. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів. Тернопіль, 2014 ТНТУ.

Рецензент д.т.н. Б.М.Гевко

УДК 621.81

© І.В.Луців, д.т.н., Ів.Б. Гевко, д.т.н., Т.С.Дубиняк, В.З.Гудь к.т.н.
Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ОБЕРТАЛЬНОГО МОМЕНТУ ПРУЖНО-ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ ГНУЧКОГО ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

Спроековано та виготовлено дослідний взірць пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра та експериментальну установку для її дослідження. Описано будову пружно-запобіжної муфти та експериментальної установки. Проведено експериментальні дослідження пружно-запобіжної муфти

гнучкого гвинтового конвеєра і за їх результатами виведено рівняння регресії та побудовано графічні залежності моменту спрацювання досліджуваної муфти.

ПРУЖНО-ЗАПОБІЖНА МУФТА, ГНУЧКИЙ ГВИНТОВИЙ КОНВЕЄР, ЕЛЕМЕНТИ ЗАЧЕПЛЕННЯ, ПРИВІД, ОБЕРТАЛЬНИЙ МОМЕНТ.

Постановка проблеми. Гвинтові транспортери використовуються для переміщення різноманітних матеріалів в різних сферах людської діяльності. При транспортуванні цих вантажів досить часто виникають перевантаження [1], які призводять до значних деформацій і поломок шнеків та інших елементів гвинтових конвеєрів. Тому для забезпечення надійного процесу транспортування гвинтовими механізмами необхідно використовувати в їх конструкціях надійні захисні пристрої.

Результати останніх досліджень і публікацій. Питанням дослідження запобіжних муфт займалися Тепінкічєв В.К. [2], Поляков В.С. [3], Малащенко В.С. [4], Нагорняк С.Г. [5] та багато інших вчених. Проблема розробки і дослідження спеціальних захисних пристроїв для підвищення надійності функціонування гвинтових конвеєрів і захисту шнеків від поломок залишається актуальною.

Метою дослідження є визначення величини передачі обертового моменту пружно-запобіжною муфтою гнучкого гвинтового конвеєра.

Результати дослідження. Для проведення експериментальних досліджень пружно-запобіжної муфти (ПЗМ) гнучкого гвинтового конвеєра (ГГК) [6] було спроектовано та виготовлено експериментальну установку [7], загальний вигляд якої зображено на рис. 1.

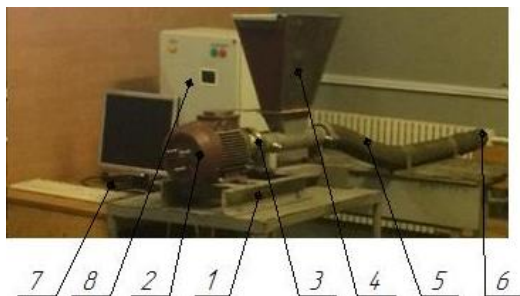


Рис.1 – Загальний вигляд експериментальної установки для дослідження пружно-запобіжної муфти конвеєра

Експериментальна установка складається з опори 1, електродвигуна 2, досліджуваної ПЗМ 3 (рис. 2), бункера з шибером 4, патрубкa зі шнеком 5, регульованого вивантажувального отвору 6, монітора 7, підключеного до персонального комп'ютера (ПК), та перетворювача частоти (Altivar 71) 8. Установка працює наступним чином. Обертальний момент з електродвигуна 2 через досліджувану муфту 3 передається на шнек 5 ГГК. Сипкий матеріал засипається в бункер 4 і з нього потрапляє до патрубкa зі шнеком 5. Величина подачі матеріалу регулюється шибером, що встановлений у бункері. Далі матеріал транспортується до регульованого вивантажувального отвору 6. Регулюванням вивантаження матеріалу створюється додаткове навантаження на шнек, і, відповідно, на досліджувану пружно-запобіжну муфту. Пружні властивості муфти дозволяють в значній мірі компенсувати виникаючі у шнеку навантаження, а у випадку значного перевантаження шнека і його аварійної зупинки проходить розчеплення півмуфт. Після зменшення навантаження до заданого ПЗМ відновлює своє зачеплення і проходить включення шнека. Дані про витрати енергії і величину обертального моменту на валу електропривода, в залежності від навантаження, в установлені терміни часу у вигляді табличних даних та графічних залежностей відображаються на моніторі дисплея ПК у відсотках від номінальних величин. Конструкцію ПЗМ ГГК виконано у вигляді ведучої півмуфти з лунками та веденої півмуфти з отворами, в яких розміщені елементи зачеплення (кульки (метал) - лунки і конічні стержні (капролон) - лунки), що підпружинені пружиною стиску з регулюванням сили затиску гайками. Окрім того, ведучу півмуфту виконано з двох частин, які через опорний підшипник взаємодіють з можливістю колового обертання з ведучою півмуфтою, в середині якої розташовано механізм плавного пуску.

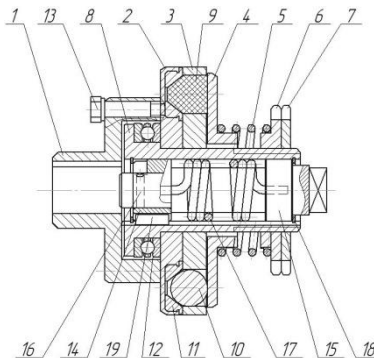


Рис. 2 – Схема пружно-запобіжної муфти

ПЗМ ГГК складається з ведучої півмуфти, що включає маточину 1, до якої болтами 13 закріплено ведучий фланець 2, в якому рівномірно по колу встановлено знімні лунки 11, та веденої півмуфти, яка складається з цапфи 8, на якій розташовано з можливістю осьового зміщення диск з отворами під елементи зачеплення 3 та з можливістю осьового зміщення та радіального повертання торцевий диск 4. Півмуфти взаємодіють між собою через опорний підшипник 12 та лунки 11, в контакт з якими знаходяться конічні стержні 9 та кульки 10, які виконані відповідно з пружного матеріалу чи металу і розташовані почергово в отворах диска 3. Величина передачі обертового моменту регулюється натягом пружини стиску 5 гайками 6, 7. У середині цапфи 8 розташовано механізм плавного пуску, що складається з вала 15 на якому кріпиться пружина кручення 17 та втулка 14. При пуску приводу (на рисунку не показаний) обертовий момент передається з маточини 1 через ведучий фланець 2, знімні лунки 11, на конічні стержні 9 та кульки 10, а з них на диск 3, цапфу 8. Конструктивно втулка 14 від цапфи 8 через шпонку 19 передає крутний момент плавно скручуючи пружину 14 валу 15.

Коли момент кручення досягне певного значення і кінці пружина обернуться на певний кут тоді втулка 14 спрацює з штифтом 16, що жорстко закріплений на валу 15. В свою чергу на кінці вала 15 виконано хвостовик, який можна агрегатувати із шнеком (на рисунку не показаний) для передачі обертового моменту. Введення демпферних елементів та пружини скручування в конструкцію ПЗМ ГГК забезпечує плавний запуск шнека під час пуску приводу та зменшення динамічних навантажень на нього в процесі перенавантаження. При виконанні досліджень візуально чітко спостерігався при запуску приводу сповільнений запуск шнека, за рахунок скручування пружини скручування. Також при перевантаженнях і загалом під час виконання процесу транспортування пружина скручування постійно виконувала демпфуючу функцію за рахунок скручування-розкручування в кінематичному ланцюгу при передачі обертового моменту від приводу до робочого органу.

Проведення експериментальних досліджень передбачало визначення величини передачі максимального обертового моменту ПМЗ від зміни трьох основних факторів: частоти обертання n , кута нахилу лунок α та жорсткості пружини C . Для кожного з обраних незмінних факторів експеримент проводився тричі, після чого визначалося середнє значення результату, яке використовувалося для подальшого статистичного оброблення результатів експерименту згідно методики, викладеної в [8]. Характеристику факторів та

значення їх рівнів для величини обертального моменту наведено у табл. 1.

Таблиця 1 – Характеристика факторів та значення їх рівнів

Кодоване позначення фактора	Найменування фактора	Значення рівнів фактора
x_1	Частота обертання n , об/хв.	0-240-480
x_2	Кут між напрямком дії колової сили і нормаллю α , град	50-55-60
x_3	Жорсткість пружини C , Н/мм	12,1-14,3-16,5

Визначено невідомі коефіцієнти регресії квадратичного полінома за формулами [8] і отримані значення коефіцієнтів регресії зведено у табл. 2.

Таблиця 2 – Значення коефіцієнтів рівнянь регресії

Коефіц.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
Значення	8,773	0,912	-2,589	1,54	-0,282	0,165	-0,277	-0,008	0,589	0,231

Тоді загальний вигляд рівняння регресії передачі максимального обертального моменту ПЗМ за результатами проведених ПФЕ 3^3 у кодованих величинах має вигляд:

$$T_{(x_1, x_2, x_3)} = 8,773 + 0,912x_1 - 2,589x_2 + 1,54x_3 - 0,282x_1x_2 + 0,165x_1x_3 - 0,277x_2x_3 - 0,008x_1^2 + 0,589x_2^2 + 0,231x_3^2. \quad (1)$$

де x_1 - кодоване значення частоти обертання (n); x_2 - кодоване значення кута нахилу лунок (α); x_3 - кодоване значення жорсткості пружини (C).

Коефіцієнт b_{11} є незначним, тому в подальших розрахунках ним будемо нехтувати. Відповідно у натуральних величинах (координатах) рівняння регресії (1) матиме вигляд:

$$T_{(n, \alpha, C)} = 85,524 + 1,226 \cdot 10^{-2}n - 2,693\alpha + 0,645 \cdot C - 2,35 \cdot 10^{-4}n\alpha + 3,125 \cdot 10^{-4}nC - 2,518 \cdot 10^{-2}\alpha C + 2,356 \cdot 10^{-2}\alpha^2 + 4,773 \cdot 10^{-2}C^2. \quad (2)$$

Отримане рівняння регресії (1) та регресійна залежність (2) можуть бути використані для визначення величини передачі максимального обертального моменту T залежно від частоти обертання n , кута нахилу лунок α та жорсткості пружини C у таких межах зміни вхідних факторів:

$$0 \leq n \leq 480 \text{ (об/хв.); } 50 \leq \alpha \leq 60 \text{ (град); } 12,1 \leq C \leq 16,5 \text{ (Н)}.$$

Для визначення впливу основних конструктивних та силових параметрів ПМЗ на величину передачі максимального обертального моменту використовували програмне забезпечення “Statistica-6.0” для ПК, за допомогою якого побудували графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів як функцію від двох змінних факторів за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора. Графічні значення результатів залежності передачі максимального обертального моменту ПМЗ при відповідних конструктивних характеристиках (діаметр розміщення елементів зачеплення $D = 100$ мм; середній діаметр внутрішнього отвору рухомого диску веденої півмуфти $d = 48$ мм; попередня деформація (підтиск) пружини $\Delta_o = 4$ мм; поточна деформація пружини (в режимі розчеплення півмуфт ПМЗ) $\Delta_n = 6$ мм; кількість елементів зачеплення кульок (метал) $z_1 = 3$; кількість елементів зачеплення конічних стержнів (капролон) $z_2 = 3$; діаметр конічних стержнів $d_c = 20$ мм; діаметр кульок $d_k = 20$ мм) з використанням «Mathcad 2000 Professional» наведено на рис. 3 – рис. 5.

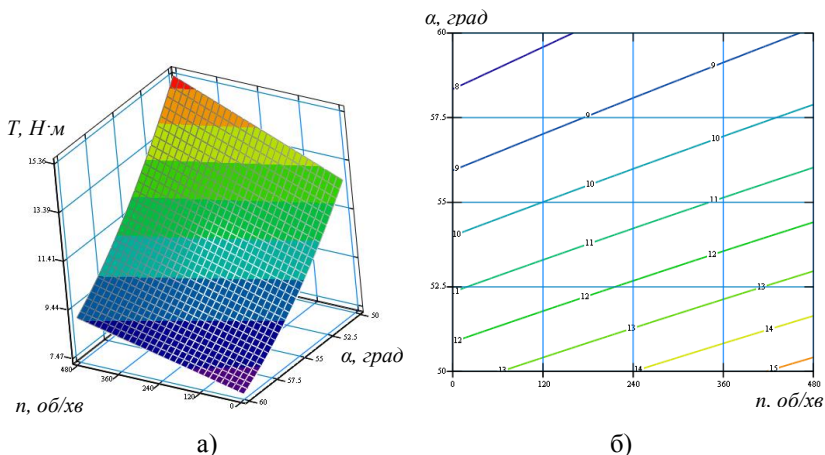
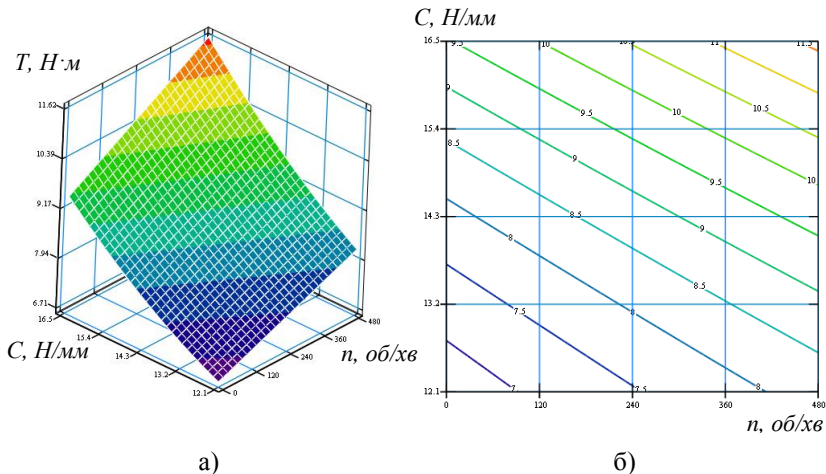
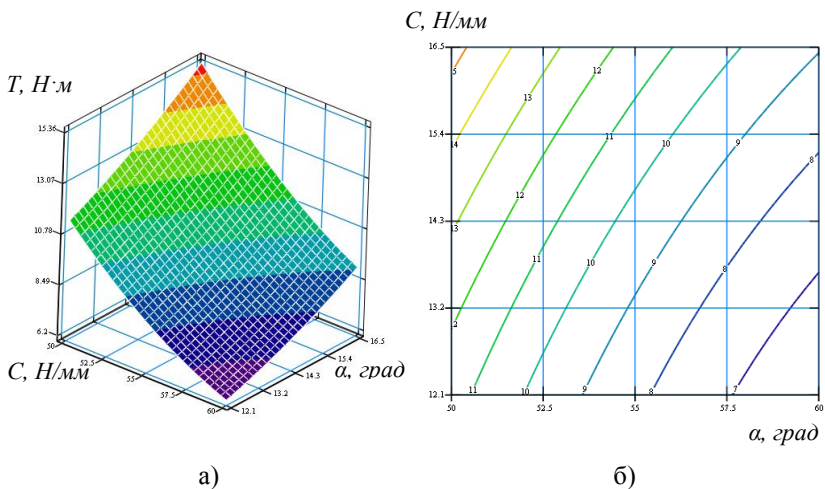


Рис. 3 – Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності передачі максимального обертального моменту ($C = 16,5$ Н/мм)



а) б)
 Рис. 4 - Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності передачі максимального обертального моменту ($\alpha = 55$ град)



а) б)
 Рис. 5 – Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності передачі максимального обертального моменту ($n = 480$ об/хв.)

Висновки. Згідно проведеного аналізу регресійних рівнянь можна констатувати, що основними факторами, які впливають на збільшення величини передачі максимального обертового моменту, є фактори x_2 та x_3 , (α , C) і комбінації цих факторів. Збільшення величини фактора x_1 (n) призводить до незначного збільшення величини передачі максимального обертового моменту. Загалом для збільшення величини передачі максимального обертового моменту ПМЗ необхідно збільшувати жорсткість пружини та частоту обертання муфти і зменшувати кут нахилу лунок.

На основі проведених експериментальних досліджень пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра виведено рівняння регресії передачі максимального обертового моменту, на базі якого з допомогою програмного забезпечення “Statistica-6.0” для ПК з використанням «Mathcad 2000 Professional» побудовано графічні відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двовірних перерізів як функції від двох змінних факторів за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора. Згідно проведеного аналізу регресійного рівняння можна констатувати, що основними факторами, які впливають на збільшення величини передачі максимального обертового моменту, є кут нахилу лунок і жорсткість пружини. Для збільшення величини передачі максимального обертового моменту пружно-запобіжною муфтою необхідно збільшувати жорсткість пружини та частоту обертання муфти і зменшувати кут нахилу лунок.

Література

1. Гевко І. Б. Динамічна модель процесу транспортування сипких матеріалів гвинтовим конвеєром / І.Б. Гевко, А.О. Вітровий, О.Я. Гурик // Сільськогосподарські машини: зб. наук. статей. – Луцьк, 2001. – Вип. 8. – С. 72–82.
2. Тепинкичев В.К. Предохранительные устройства от перегревки станков. – М. Машиностроение, 1964. – 157 с.
3. Поляков В.С. Справочник по муфтам. / Барабаш И.Д., Реховский О.А. / Машиностроение, 1974. – 352 с.
4. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків / В.О. Малащенко. – Львів : вид-во Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2006. – 196 с.
5. Нагорняк С.Г. Предохранительные механизмы металло-обрабатывающего оборудования: Справочник / С.Г. Нагорняк, И. В. Луцив. – Киев : Техника, 1992. – 72 с.
6. Investigation of dynamical impact loads in screw conveyer drives with safety clutches. INMATEH - Agricultural Engineering // [I.V.

Lutsiv, Iv.B. Nevko, O.L. Lyashuk, T.S. Dubynyak] // Polytechnic University of Bucharest, 2017, - Vol. 51, № 1, P. 69-76.

7. Луців І.В., Гевко І.Б., Гудь В.З., Дубиняк Т.С. Експериментальне обладнання для дослідження приводів гвинтових конвеєрів. Збірник наукових праць «Перспективні технології та прилади» Випуск 10, ЛНТУ. Луцьк, 2017, С. 115-121.

8. Душинський В. В. Основи наукових досліджень. Теорія та практикум з програмним забезпеченням: навчальний посібник / В. В. Душинський. – К. : НТУУ «КПІ», 1998. – 408 с.

УДК 621.82

© Т.Д.Навроцька

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОСНАЦЕННЯ ДЛЯ КОНТРОЛЮ ЯКОСТІ ДЕТАЛЕЙ ГВИНТОВИХ МЕХАНІЗМІВ

Приведені конструкції технологічного оснащення для контролю гвинтових елементів і приводних валів. Визначено сумарну похибку закріплення заготовки в пристрою під час обертання.

ШНЕКОМІР, ПРОФІЛОМЕТР, ПОХИБКА, ЯКІСТЬ ОБРОБКИ

Постановка проблеми. Одним із основних напрямків вдосконалення технології механоскладального виробництва є впровадження прогресивних технологічних процесів та їх забезпечення технологічною оснасткою. Технологічна оснастка – це додаткові допоміжні пристрої, які значною мірою доповнюють і розширюють функціональні можливості технологічного обладнання. У машинобудуванні до технологічної оснастки відносяться верстатні, складальні і контрольні пристрої та допоміжні і робочі інструменти. Найбільш значну долю (70-80%) [1] загальної номенклатури пристосувань складають верстатні пристрої. Вони є невід’ємною ланкою технологічного процесу і вони повинні продовжити і розширити закладені у конструкціях верстатів параметри точності, жорсткості і довговічності і підтримувати їх у процесі обробки заготовок з використанням максимальної потужності верстатів. При цьому особливо важливо, щоб параметри усіх конструктивних

елементів силової системи пристроїв були погоджені між собою, а верстатні пристрої не були б найбільш слабкою ланкою цієї системи і обмеженими б продуктивність верстатів.

Використання пристосувань забезпечує автоматичну орієнтацію заготовок при їх встановленні, підвищує точність обробки і якість виробів, збільшує продуктивність праці, розширює технологічні можливості верстатів, покращує умови роботи і безпеку праці.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питаннями проектування технологічного оснащення технологічних процесів виготовлення деталей машин присвячені праці Корсакова В.С. [1], Ансьорова М.А. [2], Болотина Х.Л. [3], Горошкина А.К. [4], Боровик А.І. [5], Завісляк Н.І. [6], Косилова А.Г. [7], Дичковський М.Г. [8], та багатьох інших. Однак цілий ряд питань пов'язаних з удосконаленням технологічного оснащення, розширення технологічних можливостей, підвищення продуктивності праці потребують свого подальшого удосконалення.

Мета дослідження – удосконалення конструкцій пристроїв для контролю гвинтових елементів транспортно-технологічних систем, підвищення їх продуктивності праці і розширення технологічних можливостей.

Результати дослідження. Нами розроблена удосконалена конструкція шнеко міра [9],

Шнекомір виконано у вигляді нерухої 1 і рухої 2 губок товщина яких є більшою кроку шнека і штанги 3, яка жорстко з'єднана з нерухою губкою. На штанзі 3 встановлена рухома рамка 4 з ноніусом 5, яка переміщується по штанзі, з низу якої виконана рейка 6, яка є у взаємодії з шестірнею 7 з можливістю кругового повертання. Шестерня центральним отвором жорстко встановлена на вісь 9 разом з конічним ноніусом 5 з можливістю кругового повертання в рухомій рамці 4. Остання на штанзі жорстко кріпиться стопорним гвинтом 10, а між губками 1 і 2 встановлено вимірювальний шнек 11 у вигляді гвинтового робочого органу.

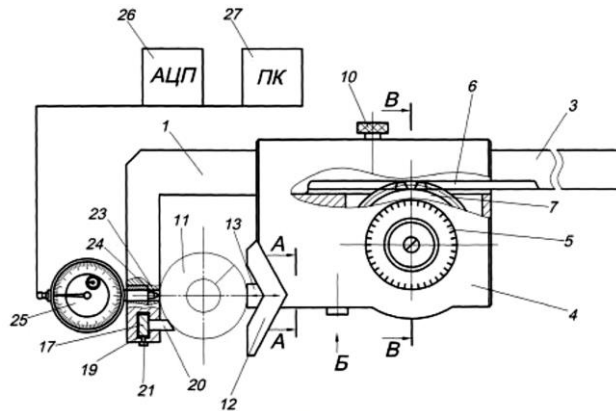


Рис.1 – Шнекомір

Робота шнекоміра здійснюється наступним чином. Губки 1 і 2 своїми площинами контактують з зовнішнім розміром шнека 11. При цьому останній базується з прямокутною базуючою призмою 12. За допомогою шестірни 7, яка приводить рухому рамку 4 з ноніусом 5 переміщуються вліво для забезпечення контакту губок з зовнішнім діаметром шнека 11. При збільшенні зусилля провертання більше потрібного спрацьовує відомий механізм тріскачки кінцевого ноніуса 5.

Для заміру точності шнеків використовують індикатор 14, Altivar 15 і персональний комп'ютер 16.

До переваг шнекоміра належить розширення технологічних можливостей і здійснення замірів і кроку шнека.

Сумарна похибка закріплення вала у пристрої знаходиться за формулою [9]:

$$\begin{aligned} \varepsilon_3 &= \cos \beta (\varepsilon_{30} + \varepsilon_{34}), \\ \varepsilon_{30} &= \sqrt{(\varepsilon_3')^2 + (\varepsilon_3)''^2 + (\varepsilon_3'')^2} \end{aligned} \quad (1)$$

де, β - кут між напрямком виконуваного розміру і напрямком найбільшого зміщення;

ε_{30} - основна випадкова складова похибки закріплення;

ε_{34} - випадкова похибка закріплення, яка пов'язана зі зміною форми поверхні контакту установочого елемента при його зношенні.

$\varepsilon_3', \varepsilon_3'', \varepsilon_3'''$ - відповідно похибки закріплення непостійною силою затиску, неоднорідності шорсткості заготовки і неоднорідністю хвилястої заготовки.

До переваг шнекоміру відноситься розширення технологічних можливостей і здійснення замірів і кроку шнека.

Індикатор універсальний зображено на кресленні рис.2 [10]. Індикатор універсальний виконаний у вигляді штанги 1, на якій нанесені мірні мітки 2, з лівого кінця приладу на штанзі 1 жорстко закріплено корпус лівої каретки 3 відомим способом. В середині корпусу перпендикулярно до штанги виконано наскрізний отвір 4, в який встановлено лівий вимірювальний елемент, який виконано у вигляді двоплечого важеля 5 з центральним отвором 6 перпендикулярним до штанги на нерухомій осі 7 з можливістю коливних переміщень, нижній вимірювальний кінець якого має форму щупа 8. У верхній частині двоплечий важіль 5 лівого торця є у взаємодії з ніжкою 9 індикатора 10, який жорстко закріплений в корпусі лівої каретки 3. На штанзі справа встановлена права каретка 11 з можливістю осьового переміщення. В корпусі якої перпендикулярно до штанги 1 виконано центральний отвір 12, який є у взаємодії з упором 13, нижній кінець якого має форму щупа 8 лівого двоплечого важеля 5. Крім цього до правого торця правої нерухомої каретки під'єднано ноніус 14, хомут 15 зі стопорним гвинтом 16 і механізм точної настройки 17. Робота індикатора універсального здійснюється наступним чином. Для прикладу розглянемо вимірювання довжини паза 18 оброблювальної деталі 19, яку встановлюємо на підставку, вимірювальні каретки зсувають до купи і встановлюють ніжки щупа 8 в середину паза 18, розсовують каретки до стику щупів 8 і за допомогою індикатора 10 фіксують відхилення величини паза 18 відносно норми. В разі потреби в залежності від конструктивних параметрів деталей і вимірювальних елементів щупа 8 можна змінювати.

До переваг індикатора належить розширення технологічних можливостей і підвищення чутливості приладу і точності його роботи.

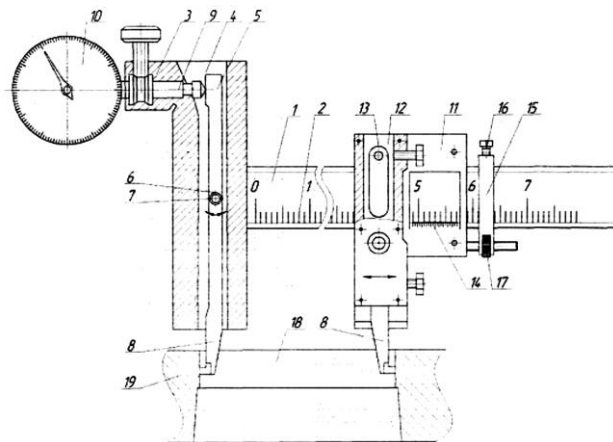


Рис.2 – Індикатор універсальний [10]

На основі проведення досліджень можна зробити наступні висновки:

Розроблені конструкції технологічного оснащення для контролю гвинтових робочих органів конвеєрів і приводних валів, які захищені патентами на корисні моделі.

Багатомірний пристрій для контролю ступінчастих валів на рис.4.

Багатомірний пристрій для контролю ступінчастих валів виконано у вигляді плити основи 1 на якій встановлені всі необхідні елементи – передні 2 і задні 3 призми. У впадинах призм 10 вільно встановлені опорні ролики 4, зовнішні поверхні яких разом з робочими поверхнями 5 призм 2 і 3 є у взаємодії з зовнішніми циліндричними поверхнями 6 кінців гвинтового вала 7. Крім цього торцеві внутрішні кінці 8 гвинтового вала є у взаємодії з задніми кінцевими опорними підтискними елементами 9, які встановлені на опорні елементи 2 на плиті основи 1.

Лівий кінець 6 гвинтового вала 7 є у взаємодії з опорним роликом 4, який встановлено в призмі 10 і який знизу є у взаємодії з двохплечим коромислом 11 (важільна передача), яке провертається на осі 12 і за допомогою притискної пружини 13 здійснює постійний контакт з опорним роликом 4. А з правого кінця двох плече коромисла 11 є у взаємодії з ніжкою 14 індикатора 15, який жорстко встановлений у стояку.

Причому гвинтовий вал 7 системою проводів з'єднаний з приладами Altivar 16, персональним комп'ютером 17 і приладом 18 для заміру шорсткості поверхонь гвинтового вала (профілометр).

Пристрій оснащений механізмом приводу відомої конструкції (відомої конструкції) з метою його провертання і контролю. Обов'язковою умовою роботи пристрою є те, що опорні ролики 4 і опорні поверхні призми 10 є у постійному контакті зі ступінчастим валом при його провертанні. Тому для постійного контакту поверхонь ступінчастого вала з опорними роликами 4 необхідно визначити їх зовнішні діаметри.

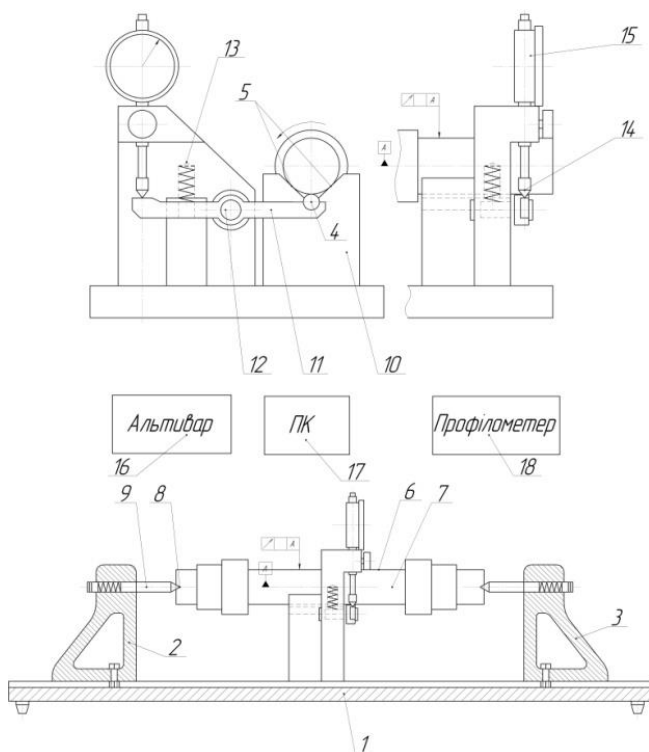


Рис.3 – Багатомірний пристрій для контролю ступінчастих валів

Робота пристрою для контролю биття і параметрів гвинтового вала здійснюється наступним чином. Гвинтовий вал 7 встановлюють в призми 10 і до контакту передньої шийки 6 з опорним роликом 4, а

стрічку індикатора 15 встановлюють нуль. За допомогою переднього приводного конічного елемента 9 здійснюють повертання вала 7 з шийками 6 за допомогою приводу відомої конструкції з метою його повертання і контролю. При цьому за допомогою приладів Altivar 16, персонального комп'ютера 17 і приладу для заміру шорсткості 18 здійснюють необхідні заміри.

До переваг пристрою відноситься розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці.

Висновки. Приведені нові конструкції технологічного оснащення для контролю гвинтових елементів і приводних валів. Визначено сумарну похибку закріплення заготовки в пристрої під час обертання.

Література

1. Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений в машиностроении. -М.:Машиностроение, 1983.-285ст.
2. Ансьоров М.А. Приспособления для металлорежущих станков. -М.:Машиностроение, 1975.-650с.
3. Болотин Х.Л., Костромин Ф.П. Станочные приспособления. - М.:Машиностроение, 1973.-315с.
4. Горошкин А.К. Приспособления для металлорежущих станков. - М.:Машиностроение, 1979.-303с.
5. Боровик І.А. Проектування технологічного оснащення. – К.:ІЗМН, 1966.-315ст.
6. Зависляк Н.И. Современные приспособления к металлорежущим станками. –Л.:Машиностроение, 1967.-258с.
7. Справочник технолога-машиностроителя в 2^х томах. Под редакцией А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова.-М.: Машиностроение – 1986. Т1 – 656ст. Т2 – 496ст.
8. Дичковський М.Г. Технологічна оснастка "Проектно - конструкторські розрахунки пристосувань". Тернопіль, 2001, 277ст.
9. Патент №98974 Україна "Шнекомір" Навроцька Т.Д. та інші. Бюл.№9, 2015.
10. Патент №109876 Україна "Індикатор універсальний" Навроцька Т.Д. та інші. Бюл.№11, 2016.

Рецензент д.т.н. Б.М.Гевко

УДК 631.35: 633.521

©О.О.Налобіна, д.т.н., О.П.Герасимчук, к.т.н., Р.В.Ковальчук,
О.Л.Ткачук, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

СИСТЕМНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ АНАЛІЗ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ЗБИРАННЯ СТЕБЕЛ КОНОПЕЛЬ

У статті виконано системний аналіз технологічного процесу збирання конопель з метою пошуку напрямів підвищення технічного рівня пристрою для збирання стебел конопель.

СИСТЕМНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ МЕТОД, КОНОПЛЯ, СТЕБЛО, ПРИСТРІЙ, ПАРАМЕТРИ

Постановка проблеми. Підвищений комерційний інтерес до продукції з конопель потребує удосконалення існуючих та створення нових технологій її збирання. Розвиток технологій збирання конопель потребує впровадження сучасних технічних засобів у технологічні процеси.

Для забезпечення якісного збирання стебел конопель після збирання насіння зернозбиральним комбайном необхідний продуктивний та енергоефективний пристрій для збирання стебел конопель. Підвищення технічного рівня наявних пристроїв можливе з застосування системно-технологічного методу модернізації техніки [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Серед технологій збирання конопель можна виділити дві групи: традиційні та прогресивні [2]. Прогресивні технології збирання конопель дозволяють скоротити затрати праці та підвищити продуктивність збиральних робіт.

Однією з найперспективніших прогресивних технологій є технологія збирання конопель зернозбиральним комбайном, що включає операції обмолоту із застосуванням зернозбиральних комбайнів, осінньо-зимове приготування трести в польових умовах та збиранням стебел коноплі [3, 4].

Запатентовано пристрій для збирання стебел коноплі, що дає змогу сформувати рівномірний валок паралельно розміщених стебел, полегшує формування рулонів з валка прес-підбирачем та покращує якість отриманої сировини [5]. Підвищення якості технологічного процесу збирання стебел коноплі, зменшення енергомісткості та матеріаломісткості конструкції запропонованого пристрою потребує застосування системного підходу, зокрема системно-технологічного методу модернізації.

Мета дослідження– виконати системно-технологічний аналіз пристрою для збирання стебел коноплі.

Результати дослідження. Принципова схема пристрою для збирання стебел конопель зображена на рис. 1. [1,5]. Він містить раму 1, зварену із круглих труб, карданну передачу 2, ланцюгову передачу 3, кінцевий редуктор 4, ведучий шків 5, вал 6, шків 7, паси 8, 9 з пальцями 10, ведені шківів 11, 12 та натяжні пристрої 13, 14. Пальці 10 розміщені на пасах 8 та 9 в шаховому порядку.

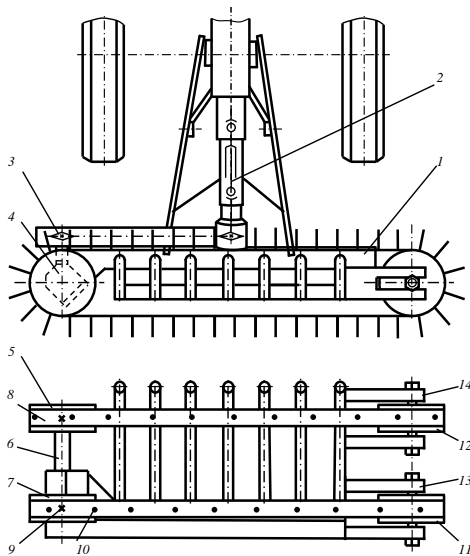


Рис. 1 – Пристрій для збирання стебел конопель

В результаті виконання технологічного процесу пристроєм для збирання стебел коноплі здійснюється якісне перетворення стеблостою у стрічку стебел коноплі з певними показниками:

1) вхідними (кут нахилу стебел до ґрунту α , град; густина стеблостою i , шт./м²; середній діаметр стебел d , мм; вологість стебел W , %; сила зламування одного стебла F , Н), що формують вектор вхідних показників:

$$X = (\alpha \ i \ d \ W \ F). \quad (1)$$

2) вихідними (продуктивність G , га/год., розтягнутість стрічки L , раз; чистота збирання χ , %; перекіс стебел у стрічці β , рад; пошкодженість стебел у стрічці N , %, середній діаметр стебел d ,

мм; вологість стебел W , %;), що формують вектор вихідних показників перетворення:

$$Y = (G L \chi \beta N d W) \quad (2)$$

Технологічний процес збирання стебел коноплі математично можна представити як функціональну залежність вектора вихідних показників: Y від вектора вхідних показників X та конструктивних і функціональних параметрів пристрою для збирання стебел коноплі Z :

$$Y = F(X, Z). \quad (3)$$

До конструктивних та функціональних параметрів пристрою для збирання стебел коноплі, що формують вектор Z , належать: споживана потужність P , кВт., надійність, одним з показників якої є ймовірність безвідмовної роботи $P(t)$, %, металомісткість M , кг, показник конструктивної складності Q , балів:

$$Z = \begin{pmatrix} P \\ P(t) \\ M \\ Q \end{pmatrix}. \quad (4)$$

З врахуванням (1), (2) та (4) математичне представлення процесу збирання стебел коноплі матиме вигляд:

$$(G L \chi \beta N d W) = (\alpha i d W F) \cdot \begin{pmatrix} P \\ P(t) \\ M \\ Q \end{pmatrix}. \quad (5)$$

Аналіз залежності (5) дає змогу сформулювати шляхи підвищення ефективності роботи пристрою для збирання стебел конопель:

1) покращення якісних показників процесу: зменшення розтягнутості стрічки L^- , підвищення чистота збирання χ^+ , зменшення перекоосу стебел у стрічці β^- , та пошкоженості стебел у стрічці N^- , %, підвищення ймовірності безвідмовної роботи P^+ , %;

2) зменшення енерговитрат: підвищення продуктивності G^+ , зменшення споживаної потужності N^- , металомісткості пристрою M^- та показника конструктивної складності Q^- .

Вирішення задачі в такій загальній постановці є неможливим та потребує функціонального аналізу збирання стебел конопель з метою виділення часткових задач, розв'язок яких дасть змогу удосконалити

пристрій для збирання конопель.

Функціональний аналіз технологічного процесу збирання стебел конопель пристроєм для збирання стебел конопель дозволив виділити п'ять елементарних операцій: розділення стеблостою конопель пальцями пристрою, затискання стебел конопель між верхніми та нижніми пальцями, зламування стебел конопель, транспортування стебел конопель та розстилення стебел конопель (рис. 2).



Рис. 2 – Функціональна схема технологічного процесу збирання стебел конопель

Кожна з операцій характеризується вхідними та вихідними показниками, параметрами робочих органів, що реалізують дану операцію та енерговитратами на її виконання (рис. 3).

В процесі здійснення технологічного процесу збирання відбувається накладання показників якості окремих операцій, а тому на вході i -ої операції стебла конопель характеризується деякими узагальненими показниками, що формуються на попередніх операціях.

Системний аналіз технологічного процесу збирання стебел коноплі пристроєм для збирання стебел коноплі дає змогу виявити взаємозв'язки та взаємодію структурних елементів пристрою в процесі формування показників якості та енерговитрат.

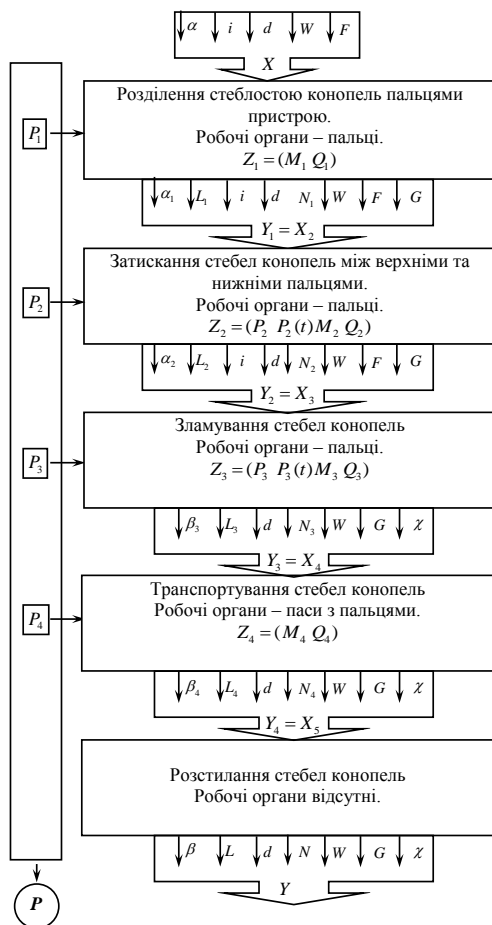


Рис. 3 – Схема формування показників якості та енерговитрат процесу збирання стебел конопель

Висновки. В результаті системного аналізу технологічного процесу збирання стебел коноплі, що здійснюється запропонованим пристроєм, виявлено системний вплив елементарних операцій на формування показників якості та енерговитрат, залежність їх від параметрів та режимів функціонування робочих органів, що уможливило пошук напрямів підвищення технічного рівня пристрою для збирання конопель.

Література

1. Герасимчук О.П. Системно-технологічне обґрунтування модернізації льонобралки: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 / О.П.Герасимчук. – Львів, 2011. – 24с.
2. Налобіна О.О. Обзор технологий та технічних засобів для збирання коноплі / Налобіна О.О., Герасимчук О.П., Ковальчук Р.В. // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – 2016. – Вип. 34. – С. 83-94.
3. Примаков О. Современная техника как фактор развития технологии сбора технической конопли [Электронный ресурс] / О.Примаков. – Режим доступа: <http://tku.org.ua/news/2369> (19.04.2016). – Загл. с экрана.
4. Патент України 116766 UA, МПК А01D 91/04 А01D 45/00. Спосіб збирання стебел конопель / О.О. Налобіна, О.П. Герасимчук, С.П. Коропченко, Р.В. Ковальчук; заявник і патентовласник Луцький національний технічний університет. – № u201610764; заяв. 26.10.2016; опубл. 12.06.2017, Бюл. №11.
5. Патент України 116268 UA, МПК А01D 45/06 Пристрій для збирання стебел конопель / О.О. Налобіна, О.П. Герасимчук, С.П. Коропченко, Р.В. Ковальчук; заявник і патентовласник Луцький національний технічний університет. – № u201612654; заяв. 12.12.2016; опубл. 10.05.2017, Бюл. №9.

УДК 621.867.42

© Р.М.Рогатинський, д.т.н., А.Є.Дячун, к.т.н., А.Л.Мельничук
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ДОСЛІДЖЕННЯ ШВИДКОСТЕЙ ЗЕРНОВОГО МАТЕРІАЛУ У ГВИНТОВОМУ КОНВЕЄРІ ІЗ ОБЕРТОВИМ КОЖУХОМ ГРАФОАНАЛІТИЧНИМ МЕТОДОМ

У статті представлено нову конструкцію гвинтового конвеєра із обертовим кожухом для транспортування сипких матеріалів у тваринництві. Досліджено швидкісні параметри зернового вантажу на основі графоаналітичного методу у гвинтовому конвеєрі із обертовим кожухом. Проведено аналіз руху вантажу при усталеному швидкості режимі.

Постановка проблеми. Гвинтові конвеєри широко використовуються в народному господарстві, зокрема у тваринництві для переміщення сипучих, шматкових, в'язко-пластичних та інших матеріалів і сумішей. Вони характеризуються простотою конструкції, зручністю в користуванні, високою надійністю. Важливим є можливість поєднання функції транспортування із рядом технологічних процесів у відповідних транспортно-технологічних системах. Проте гвинтові конвеєри, порівняно із іншими, мають підвищену енергоємність і її зниження є важливою науково-технічною проблемою.

Пошук нових конструктивних рішень за рахунок модернізації кожуха конвеєра, надання йому обертового руху для зниження пускового моменту двигуна та зменшення енергоємності процесу транспортування, а також надання гвинтовим конвеєрам додаткових технологічних можливостей є актуальною задачею.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням дослідження кінематики зернового вантажу у гвинтових транспортно-технологічних механізмах присвячені наукові праці Василенка П.М. [1], Григор'єва А.В. [2], Гевка Б.М. [3], Гевка І.Б. [4], Owen P.J. [5], Shimizu Y. [6], Roberts A.W. [7] та багатьох інших. У вказаних працях досліджено кінематику вантажу у швидкохідних та тихохідних гвинтових конвеєрах із шнеками, що мають постійний крок витків. Застосування конвеєрів із обертовим кожухом вносить свої корективи у кінематику вантажу, оскільки обертання кожуха призводить до зміни величини кроку руху вантажу при швидкісному режимі.

Мета дослідження – дослідити кінематику зернового матеріалу у гвинтовому конвеєрі із обертовим кожухом, застосовуючи графоаналітичний метод.

Результати дослідження. Гвинтовий конвеєр із обертовим кожухом (рис. 1) виконано у вигляді вала 1, до якого жорстко закріплено шнек 2, що знаходиться в циліндричному кожусі 3 з можливістю кругового повертання. Подача матеріалу 6 здійснюється через бункер 4, що встановлений на рамі 5.

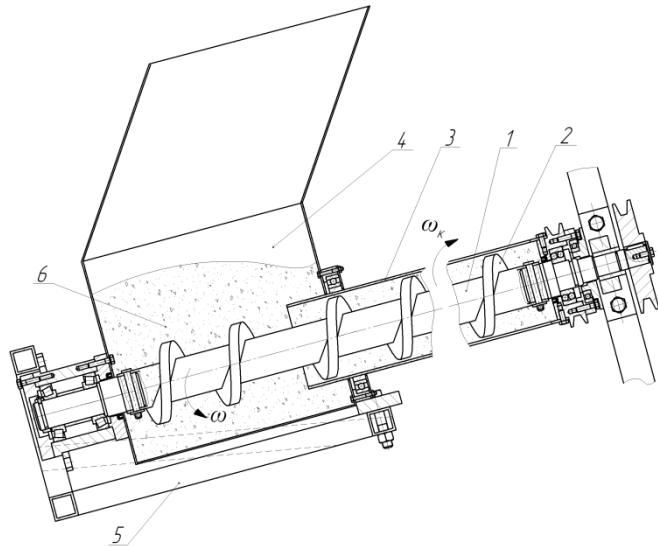


Рис. 1 – Конструкційна схема гвинтового конвеєра з обертовим кожухом: 1 – привідний вал; 2 – гвинтовий робочий орган; 3 – обертовий кожух; 4 – бункер; 5 – рама; 6 – матеріал, що переміщується

З метою спрощення розрахунку гвинтових конвеєрів і надання йому наочності, розроблена і широко використовується в роботі модель графічного розрахунку на основі плану швидкостей і, відповідно, плану прискорень. Особливість їх побудови полягає в наступному. При повному захопленні частини матеріалу гвинтовим робочим органом конвеєра його колова швидкість дорівнює $v_t = \omega D / 2$, де ω – частота обертання гвинтового робочого органу, D – зовнішній діаметр гвинтового робочого органу, а при чистому осьовому транспортуванні, його осьова швидкість дорівнює $v_z = \omega T / 2\pi$, де T – крок витків гвинтового робочого органу. Якщо взяти розгортку витка по діаметру D , і відповідно на осях Ox і Oz відкласти вектори цих швидкостей, то із залежності $v_z = \frac{T(\omega - \omega_e)}{2\pi}$ [3], де ω_e – частота обертання вантажу, випливає, що кінці векторів швидкостей частини матеріалу при будь-якому режимі транспортування лежать на прямій MN , що з'єднує кінці векторів \vec{v}_z і \vec{v}_t (рис. 2.a). Нахил цієї прямої до осі Ox рівний куту підйому витка α .

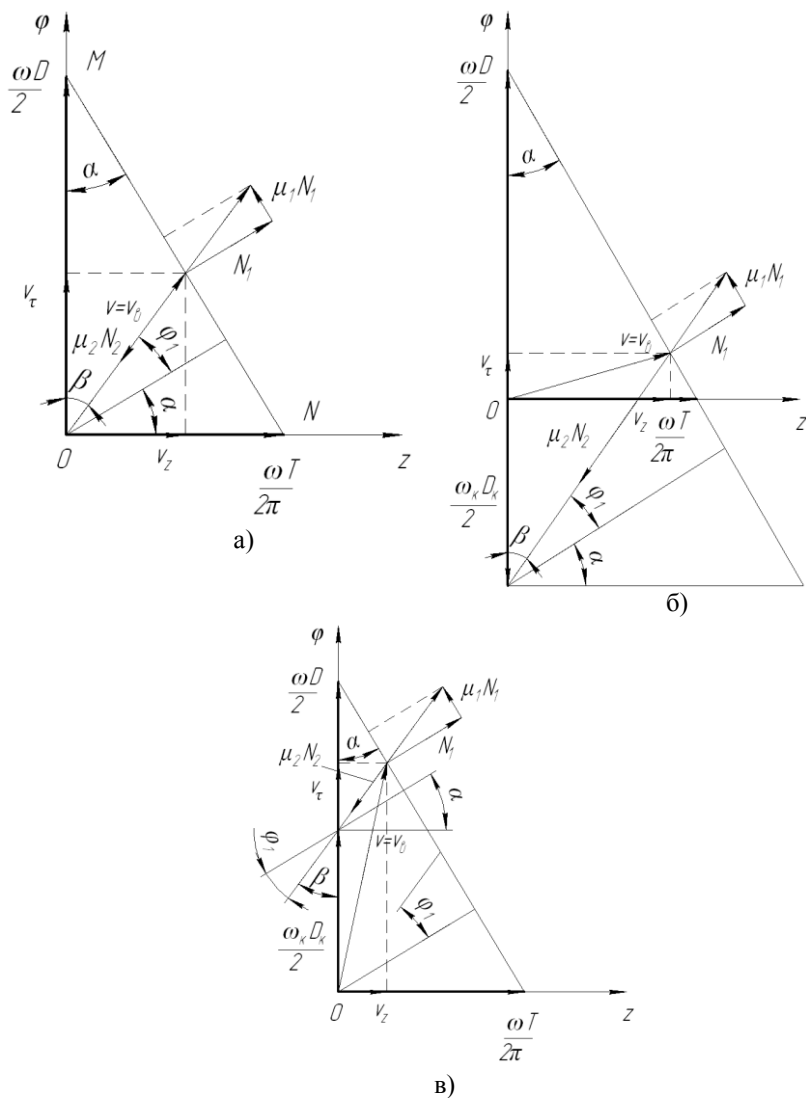


Рис. 2 – Схеми до графоаналітичного розрахунку гвинтового конвеєра:
 а) без обертання кожуха; б) з обертанням кожуха проти напрямку обертання гвинтового робочого органу;
 в) з обертанням кожуха в тому ж напрямку, що і обертання гвинтового робочого органу

Особливості руху частини матеріалу досить наглядно пояснюються за допомогою розробленої кінематичної моделі. Так, при нехтуванні силами земного тяжіння (ідеальний режим транспортування) і при коефіцієнті тертя вантажу до спіралі $\mu_1 = 0$, кут підйому транспортування $\beta = 90 - \alpha$ і вектор швидкості направлений перпендикулярно лінії підйому витка розгортки.

При $\mu_1 \neq 0$ відповідно $\beta = 90 - \alpha - \varphi_1$, де $\varphi_1 = \arctg \mu_1$ - кут тертя. Оскільки сила опору переміщення частини вантажу зі сторони кожуха направлена протилежно вектору її швидкості, то коефіцієнт тертя частини матеріалу до кожуха не впливає на зміну напрямку сил.

При сталій проектній частоті обертання і при постійних геометричних параметрах спіралі кінці векторів швидкостей лежать тільки на лінії швидкостей, а тому вектор прискорення $\vec{a} = \frac{d\vec{V}}{dt}$ направлений виключно до лінії витка з кутом нахилу рівним куту підйому витка α . Із врахуванням того, що напрямки сил безпосередньо пов'язані із напрямком нормалей поверхонь та напрямком відносних переміщень і прискорень вантажу, то розроблена графічна модель може бути використана для силового розрахунку процесу транспортування. Розроблена графічна модель дозволяє провести відповідний векторний аналіз при транспортуванні частин вантажу у гвинтових конвеєрах, служать наглядною ілюстрацією взаємодії частинки із поверхнями конвеєра при складанні рівняння сил рівноваги і розв'язку рівняння руху частини матеріалу. Крім цього, розроблена модель використовується в графоаналітичному методі розрахунку гвинтових конвеєрів.

Для випадку транспортування вантажу в горизонтальному (низько нахиленому) конвеєрі згідно [3] усереднене значення швидкості переміщення вантажу у конвеєрі незначно відхиляється від розрахункового значення швидкості, отриманого без врахування сил тяжіння.

Згідно розрахункової схеми на рис. 2а при нерухомому кожусі осьова швидкість дорівнює

$$v_z = \omega_* \frac{D}{2} \operatorname{tg} \beta, \quad (1)$$

$$v_z = (\omega - \omega_*) \operatorname{tg} \alpha \frac{D}{2}. \quad (2)$$

Прирівнюючи рівняння (1) та (2), одержуємо:

$$\omega_s = \omega \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \alpha}. \quad (4)$$

Після перетворень рівняння (4) отримали:

$$\omega_s = \frac{\omega \sin \alpha \cos \beta}{\sin \beta \cos \alpha + \sin \alpha \cos \beta}. \quad (5)$$

Для випадку ідеального транспортування із врахуванням тертя матеріалу по робочому органу $\beta = 90 - \alpha - \varphi_1$ рівняння (5) після перетворень набуває вигляду:

$$\omega_s = \omega \frac{\sin \alpha \sin(\alpha + \varphi_1)}{\cos \varphi_1}. \quad (6)$$

Тоді із рівняння (1) осьова швидкість дорівнює:

$$v_z = \omega \frac{D \sin \alpha \cos(\alpha + \varphi_1)}{2 \cos \varphi_1}. \quad (7)$$

Колова швидкість дорівнює:

$$v_\tau = \omega \frac{D \sin \alpha \sin(\alpha + \varphi_1)}{2 \cos \varphi_1}. \quad (8)$$

Керовані гвинтові конвеєри - конвеєри, у яких появляється можливість керувати процесом транспортування вантажу шляхом надання кожуху додаткового руху. При наданні кожуху обертання з кутовою швидкістю протилежною швидкості гвинтового робочого органу ω транспортування проводиться на граничних умовах. При цьому вектор швидкості v наближається до базового вектора v_τ . Осьова швидкість і продуктивність зростають скачкоподібно без значних енергетичних затрат. У вантажі виникають значні зсувні напруження, які можна використовувати для певного функціонального призначення.

Згідно розрахункової схеми на рис. 2б, коли кожух обертається проти напрямку обертання гвинтового робочого органу

$$v_z = (\omega_s + \omega_\kappa) \frac{D}{2} \operatorname{tg} \beta; \quad (9)$$

Прирівнюючи рівняння (9) та (2), одержуємо:

$$\omega_e = \frac{\omega \operatorname{tg} \alpha - \omega_k \operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \alpha}. \quad (10)$$

Тоді із рівняння (9) осьова швидкість дорівнює:

$$v_z = \left(\frac{\omega \operatorname{tg} \alpha - \omega_k \operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \alpha} + \omega_k \right) \frac{D}{2} \operatorname{tg} \beta. \quad (11)$$

Колова швидкість дорівнює:

$$v_\tau = \frac{D(\omega \operatorname{tg} \alpha - \omega_k \operatorname{tg} \beta)}{2(\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \alpha)}. \quad (12)$$

Умова швидкісного осьового переміщення вантажу $v_\tau = 0$ забезпечується підбором величини кутової швидкості обертання кожуха, що обертається в протилежну сторону обертання гвинтового робочого органу, тому приймаємо

$$\frac{D(\omega \operatorname{tg} \alpha - \omega_k \operatorname{tg} \beta)}{2(\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \alpha)} = 0. \quad (13)$$

Із умови (13) знаходимо

$$\omega_k = \frac{\omega \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \beta}. \quad (14)$$

Для випадку ідеального транспортування із врахуванням тертя матеріалу по робочому органу величина кутової швидкості обертання кожуха для осьового переміщення в горизонтальному конвеєрі

$$\omega_k = \omega \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1), \quad (15)$$

або

$$\omega_k = \frac{\omega \sin \alpha \sin(\alpha + \varphi_1)}{\cos \varphi_1 - \sin \alpha \sin(\alpha + \varphi_1)}. \quad (16)$$

Регульовані гвинтові конвеєри можна використовувати тоді, коли потрібна зміна продуктивності в часі, точне дозування, змішування і т.д. досягається наданням кожуху регульованого обертового руху того ж напрямку, що і у гвинтового робочого органу конвеєра, що забезпечує стабільне утримання потоку в різних режимах, особливо на вертикальних трасах, а також реверс вантажу ($\omega_k < \omega$ – транспортування, $\omega_k > \omega$ – реверс). Обмежується параметр $\omega_k > \omega_{\min}$.

Згідно розрахункової схеми на рис. 2в, коли кожух обертається в тому ж напрямку, що і обертається гвинтовий робочий орган

$$v_z = (\omega_o - \omega_k) \frac{D}{2} \operatorname{tg} \beta. \quad (17)$$

Прирівнюючи рівняння (17) та (2), одержуємо:

$$\omega_o = \frac{\omega \operatorname{tg} \alpha + \omega_k \operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \alpha}. \quad (18)$$

Тоді із рівняння (17) осьова швидкість дорівнює:

$$v_z = \left(\frac{\omega \operatorname{tg} \alpha + \omega_k \operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \alpha} - \omega_k \right) \frac{D}{2} \operatorname{tg} \beta. \quad (19)$$

Колова швидкість дорівнює:

$$v_\tau = \frac{D(\omega \operatorname{tg} \alpha + \omega_k \operatorname{tg} \beta)}{2(\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \alpha)}. \quad (20)$$

Для цього виду конвеєра, змінюючи частоту обертання кожуха, можна регулювати швидкість подачі матеріалу до повного його зупинення при обертанні гвинтового робочого органу.

Висновки. Представлено нову конструкцію гвинтового конвеєра із обертовим кожухом, що дозволяє знизити пусковий момент головного двигуна, зменшити енергоємність процесу транспортування зернового матеріалу, а також керувати режимами транспортування. Досліджено кінематику сипкого матеріалу у гвинтовому конвеєрі із обертовим кожухом. Встановлено, що для режиму швидкохідного транспортування доцільно надавати обертовий рух кожуху в напрямку протилежному обертанню гвинтового робочого органу, а для процесу змішування транспортованого матеріалу доцільним є обертання кожуха в напрямку обертання шнека.

Література

1. Василенко П.М. Теория движения частиц по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / П.М. Василенко. – К. : Издательство УАСХН, 1960. – 284 с.
2. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры / А.М. Григорьев. – М. : Машиностроение, 1972. – 184 с.
3. Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский. – Львів : Вища школа, 1989. – 176 с.
4. Рогатынский Р.М. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів : монографія / Р. М. Рогатынский, І.Б. Гевко, А.Є. Дячун. – Тернопіль : Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2014. – 280 с.
5. Owen P.J. Prediction of screw conveyor performance using the Discrete Element Method (DEM) / P.J. Owen, P.W. Cleary // Powder Technology. – 2009. - Vol. 193. - P. 274–288.
6. Shimizu Y. Threedimensional DEM simulation of bulk handling screw conveyors / Y. Shimizu, P.A. Cundall // J. Engineering Mechanics. - 2001, P. 864–872.
7. Roberts A.W. The influence of granular vortex motion on the volumetric performance of enclosed screw conveyors / A.W. Roberts // Powder Technology. - 1999. - № 104, P. 56–67.

УДК 677.11.021

©В.А. Сай, к.т.н., С.Г. Панасюк, к.т.н., Л.М. Козел
Луцький національний технічний університет

ОБГРУНТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ВИРОБНИЦТВА ОЛІЇ З НАСІННЯ ЛЬОНУ ОЛІЙНОГО

У статті розглянуто напрями використання насіння льону олійного. Проведено обґрунтування технології виробничого процесу отримання олії з насіння льону олійного.

ЛЬОН ОЛІЙНИЙ, НАСІННЯ, ОЛІЯ, ТЕХНОЛОГІЯ, ПРЕСУВАННЯ

Постановка проблеми. Значна частина населення України віддає перевагу здоровому харчуванню. Неперевершеним дієтичним продуктом харчування високої біологічної цінності є насіння льону

олійного. Ляне насіння використовується як добавки в хлібопекарстві та для приготування продуктів дієтичного харчування. Харчова цінність білка з ляного насіння в бальній оцінці (за 100 бальною оцінкою) оцінюється в 92 одиниці [1, 2].

Олію льону рекомендується використовувати як заправку до салатів. Її приємний аромат та смак додає різноманіття до повсякденного раціону і корисні вітаміни (А, Е та F). Ляну олію також вживають в їжу в разі порушення обміну речовин та при атеросклерозі. Відносно інших олій (соняшникової, оливкової, соєвої, пальмової та ін.) ляна олія відрізняється найбільш низьким вмістом небажаних для вживання в складі харчового раціону насичених жирних кислот. Основним недоліком ляної олії є високий вміст лінолевої кислоти, що спричиняє швидке окислення та появу гіркоти. Внаслідок цього вона має відносно невеликий термін збереження (до двох місяців).

Варена ляна олія (натуральна оліфа) широко використовується в лакофарбовій промисловості для виробництва лінолеуму, деяких сортів клейонки, електроізоляційних та інших матеріалів. Обробка нефарбованих дерев'яних поверхонь ляною оліфою рахується найбільш стійкою, екологічно чистою і естетично приємною, хоча є ряд її замінників [2].

Вирощувати льон олійний можна у всіх регіонах нашої країни. Він має просту технологію вирощування. Але попит на насіння на внутрішньому ринку дуже низький. Не всі підприємства олієжирової промисловості займаються переробкою насіння льону із за відсутності досконалих технологій переробки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У сучасному олійному виробництві основними способами одержання олії є механічне пресування та екстракція. Деколи використовують комбінований спосіб, під час якого основну частину олії виробляють механічним пресуванням, а потім частково знежирений напівфабрикат піддають екстракції. Основна увага в дослідженні технологічних режимів виробництва рослинної олії приділена таким олійним культурам, як соняшник, соя, ріпак. Дослідження технологічних процесів та обладнання для виробництва олії представлені у працях Логинова В.Я., Ковалишина С.Й. Шевчука Р.С. та інших науковців [3, 4, 5]. Однак ще не достатньо досліджено вплив технологічних параметрів, які забезпечують виробництво олії льону олійного високої якості.

Метою дослідження є обґрунтування технології виробництва олії з насіння льону олійного харчового і технічного призначення високої якості при мінімізації виробничих затрат.

Результати дослідження. Сучасний процес виробництва рослинної олії можна поділити на такі етапи:

- підготовка насіння олійних культур до зберігання P_n ;
- зберігання насіння P_z ;
- підготовка насіння до виробництва олії P_{ne} ;
- видалення олії із сировини P_e ;
- очищення олії P_p .

Усі ці етапи мають значний вплив на формування споживчих властивостей та якості рослинної олії, тобто:

$$Y_o = f(P_n, P_z, P_{ne}, P_e, P_p).$$

Насіння льону олійного, призначене для промислової переробки, згідно з ДСТУ 4967:2008, повинне мати вологість не більше 10 % і вміст домішок: сміттєвих не більше 3 % і олійних не більше 5 %. Насіння ріцини не дозволено, ураженість шкідниками не дозволено, крім ураженості кліщем не вище II ступеня.

Колір лляного насіння повинен бути властивим кольору нормального насіння. У лляному насінні не повинно бути стороннього запаху.

Насінневий ворох, який поступає від збиральних машин, не відповідає базисним кондиціям за вологістю та засміченістю. У зв'язку з цим для запобігання самозігріванню і псуванню, його піддають очищенню та сушінню. Для попереднього очищення насіння від великих домішок, м'якоті і полови рекомендується використовувати очисник вороху ОВП-20А. Він є повітряно-решітною машиною і використовується для обробки зернового матеріалу на відкритих площадках або в складських приміщеннях.

Якщо насінневий ворох після попереднього очищення має вологість вище 13 %, то його сушать. Температура нагріву насіння не повинна перевищувати 35 – 45°C. Сушити ворох краще у шахтних сушарках. Тому що через малий розмір насіння, низьку шпаруватість, схильність вологого насіння до злипання сушіння його у нерухомому шарі затруднене. Найбільшого використання набули шахтні сушарки безперервної дії: типів Т662, Т663 фірми «Пектус» (Німеччина) та вітчизняні сушарки типу СЗШ-16, що входять до комплексів КЗС-20Ш.

Кінцеве очищення насіння виконують на насіннеочисних машинах ОС-4,5А, СМ-4, МС-4,5, “Петкус-Гігант” К-531/1, “Петкус-Селектра” К-218, “Петкус-Гігант” К-548А, які обладнані набором відповідних решіт і трієрних циліндрів. Для відділення великих домішок використовують решета з видовженими отворами шириною 1,5 – 1,7 мм, дрібних домішок – з круглими отворами діаметром 2,0 –

2,2 мм. Довгі та короткі домішки видаляються в трієрних циліндрах з вічками розміром відповідно 5 – 7 мм та 3 – 4 мм.

Під час зберігання вологість насіння має бути не вищою 10 – 12 %. Враховуючи, що обсяги насіння льону олійного в Україні незначні, елеватори його на зберігання не приймають. Зберігають його в темному, провітрюваному сухому приміщенні з вологістю повітря на 2 – 3 % менше критичної вологості в мішках, складених у штабелі, або насипом шаром до 1 м. При зберіганні насіння в мішках їх укладають в штабелі висотою не більше 8 мішків на дерев'яних настилах або піддонах, які стоять від рівня підлоги не менше 15 см, від зовнішніх стін сховища – 70 см.

Підготовка насіння олійних культур до виробництва містить такі операції:

- очищення насіння від домішок, калібрування та доведення його до оптимальної вологості;
- видалення оболонки насіння та розділення отриманої маси на ядро та лузгу;
- подрібнення ядра рушанки для отримання сипкої маси – м'ятки;
- підсмажування м'ятки в жаровнях.

Згідно з проведеними експериментальними дослідженнями встановлено, що шляхом пресування при питомому тиску 19 – 22 МПа з цілого насіння льону олійного сорту “Лірина” отримано 18 – 20 % олії, з обрушеного насіння льону олійного – 23 – 25 %, з подрібненого насіння льону олійного – 10 – 11 %. Це свідчить, що найвищий вихід олії шляхом пресування отримується із обрушеного насіння – рушанки. Обрушення насіння має велике значення для отримання високоякісної олії. Оскільки з лузги в олію можуть переходити ліпіди оболонки, що містять значну кількість супутніх речовин, в тому числі барвних речовин, які погіршують якість олії, а також збільшуються втрати олії з лузгою за рахунок її замааслювання. Операція подрібнення ядра рушанки для отримання сипкої маси з насіння льону олійного зменшує вихід олії шляхом пресування. Відповідно подрібнення ядра рушанки для отримання сипкої маси при підготовці насіння льону олійного до виробництва виконувати не має потреби.

З аналізу наукових досліджень встановлено, що найкращу харчову цінність має олія з насіння льону, яке не піддавалося підвищеній температурній обробці. Якісна ляна олія отримується тільки холодним пресуванням, тобто при температурі не вище 40°C. Також встановлено, що зміна температурного режиму під час пресування від 15°C до 40°C на вихід олії не впливає.

Тому остаточно підготовчі операції насіння льону олійного до виробництва містять:

- очищення насіння від домішок та доведення його до оптимальної вологості;
- видалення оболонки насіння та розділення отриманої маси на ядро та лузгу.

Очищення насіння від домішок та доведення його до оптимальної вологості виконують аналогічно, як і при підготовці насіння до зберігання. Для обрушення насіння піддають багатократним і однократним ударами на бильних і відцентрових обрушуючих машинах. Отриману рушанку піддають розділенню спочатку за розмірами на ситах і потім в повітряному потоці за аеродинамічними властивостями.

Отримана після попередньої підготовки насіння рушанка відправляється на видалення олії холодним пресуванням. Пресують рушанку шнековими пресами. Доцільно використовувати шнекові преси подвійної дії, які здійснюють попереднє і кінцеве відділення олії. Під час пресування слідкують за такими технологічними режимами, як тиск на сировину в камері пресування та часом перебування сировини в камері пресування. Технологічні режими пресування визначаються експериментально для кожної підготовленої партії сировини.

Отримана олія після холодного пресування поступає на очищення від механічних домішок. Найпоширенішим способом очищення є фільтрування на спеціальних фільтрпресах рамного або камерного типу, фільтрувальним елементом у яких є тканина з фільтрувальним папером. Відфільтровану олію відправляють на зберігання та реалізацію.

Враховуючи, що насіння льону олійного у фазі повної стиглості містить в середньому 31 – 32 % жиру, то після пресування у макусі (частково знежиреній рушанці) залишається значна кількість олії. Макуху доцільно відправити на екстракцію для кінцевого видалення олії, яку можна використати для технічних цілей. Для цього макуху спочатку пропускають через плющик з гладкими вальцями і отримують пластинки товщиною 0,2 – 0,4 мм (пелюстки).

Пелюстки макухи подаються у екстрактор, де залишок олії відбирається розчинником, утворюючи місцелу. Залишок (шрот) після екстрактора містить також значну кількість розчинника. Його подають у випарювач, де здійснюється випарювання розчинника, а шрот підсушують і охолоджують.

Місцелу очищують у спеціальних фільтрах і у дистиляційній установці проводять відгонку олії. Така олія може використовуватися для виробництва високоякісних оліф і фарб.

Висновки. У результаті проведеного комплексу досліджень особливостей насіння льону олійного обґрунтовано технологію виробництва лляної олії для харчових та технічних цілей комбінованим способом, яка є перспективною для льоносіючих господарств та олієпереробних підприємств. Дана технологія дозволить отримати високий вихід лляної олії, але вимагає проведення подальших досліджень та створення спеціалізованого обладнання для підготовки насіння та його пресування.

Література

1. Льон олійний: біологія, сорти, технологія вирощування: А.В. Чехов, О.М. Лапа, Л.Ю. Міщенко, І.О. Полякова – К.: Українська академія аграрних наук. Інститут олійних культур, 2007. – 59 с.
2. Сай В.А. Технологія вирощування, збирання та первинної переробки льону олійного / В.А. Сай. – Луцьк: ЛНТУ, 2012. – 166 с.
3. Логинов В.Я. Выбор конструктивных параметров одношнекового пресса, обеспечивающих условия его непрерывной стабильной работы/ В.Я. Логинов, Л.В. Равичев, А.В. Беспалов, Н.Г. Старостина // Химическая промышленность, 1998. – № 2. – С. 112-114.
4. Ковалишин С. Оптимізація параметрів олієвідтисного преса/ С. Ковалишин, В. Том'юк // Вісник Львівського нац. аграрного ун-ту: Агроінженерні дослідження. – 2010. – № 14. – Т. 2. – Львів, 2010. – С. 261-269.
5. Шевчук Р.С. Шнековый маслооджимной пресс / Р.С. Шевчук, В.О. Василькевич, В.В. Томюк // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – №10 – С 11-12.

Рецензент д.т.н. В.Ф.Дідух

УДК 633.854.54

©І.В. Тараймович, к.т.н., С. Тимчук
Луцький національний технічний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ГРАНУЛЮВАННЯ ЛЛЯНОГО ЖМИХУ В ТЕХНОЛОГІЇ ОТРИМАННЯ ПРОДУКТІВ РІЗНОГО ФУНКЦІОНАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

У статті розглянуто основні напрями використання насіння льону олійного в Україні та зокрема, на Поліссі, проаналізовано доцільність вирощування льону олійного в умовах Західного Полісся в розрізі сучасних умов економічного функціонування України, обґрунтовано необхідність гранулювання лляного жмиху в процесі переробки насіння з отриманням продуктів різного функціонального призначення.

ЛЬОН ОЛІЙНИЙ, ЕФЕКТИВНІСТЬ, НАСІННЯ, ГРАНУЛЮВАННЯ, ЛЛЯНИЙ ЖМИХ.

Постановка проблеми. За останні двісті років харчування людини зазнало великих змін. У результаті інтенсифікації аграрного виробництва у ХХ столітті відбулося виснаження ґрунтів, а масове застосування хімічних добрив призвело до зміни хімічного складу продуктів рослинництва. Знижена кількість вітамінів, мікроелементів, різних вуглеводів та амінокислот поєднується в цих продуктах із підвищеним вмістом нітратів, отрутохімікатів та важких металів [1, 2].

На основі результатів визначення вмісту вітамінів та мікроелементів у рослинних продуктах харчування, яке здійснювалося різними вченими протягом останніх десяти років, встановлено, що показники їх хімічного складу приблизно на 30...40% нижче зазначених у нормативній, довідковій та науковій літературі 1970-х років [3–5]. До того ж зменшення частки ручної праці у всіх сферах діяльності за рахунок розвитку техніки та автоматизації виробництва призвело до зниження фізичного навантаження організму. Якщо раніше дорослій людині для нормальної життєдіяльності потрібно було 3500 ккал на добу, то сьогодні достатньо лише 2000...2500 ккал. Зниження енергетичної цінності харчового раціону шляхом зменшення кількості продуктів харчування, що споживаються, призводить до того, що організм людини недоотримує до 20% необхідної кількості нутрієнтів для нормальної життєдіяльності.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Насіння і продукти їх переробки, крім олії та білка містять багатий комплекс біологічно активних речовин, таких як вітаміни і провітаміни, фосфатиди, мінеральні солі та ін. Однією з цілей процесу переробки насіння є збереження всіх цих речовин, підвищення якості продукції – рослинних олій та макухи (жмиху).

Попереднє зняття олії шнековими пресами є одним з основних процесів в технології добування рослинних олій. Більше 75% найбільш цінної харчової олії витягується з олієвмісного матеріалу пресуванням. У зв'язку з цим розробці методів розрахунку технологічних параметрів пресів з метою підвищення їх продуктивності та оптимізації процесу віджиму завжди приділялася велика увага [6].

У сучасній технології виробництва рослинних олій пресування як спосіб добування олії з насіння найчастіше передусе остаточному знежиренню матеріалу органічним розчинником – екстракції. Тільки в порівняно невеликих обсягах використовують чисто пресовий віджим олії [7].

Аналіз літературних джерел показав, що зі всіх способів переробки насіння льону найбільш добре вивчений процес отримання олії. Також достатньо уваги приділено можливостям використання олійного виробництва – жмиху та шроту. Жмих отримують при виробництві олії за допомогою пресування, шрот – при отриманні олії екстрагуванням. В жмиху кількість сирого жиру складає 5-6, в шротах – 2-3%. Льняні жмих та шрот – відмінний білковий корм.

Результати аналізу літературних джерел виявив, незначну кількість відомостей про дослідження процесів, що відбуваються при переробці насіння для виробництва функціональних харчових продуктів.

Насіння льону та продукти їх переробки відрізняються за своїми технологічним і функціональними властивостями від традиційної сировини олійного виробництва. У зв'язку з цим необхідні наукові та практичні дослідження щодо їх впровадження в харчові та переробні технології. Використання насіння льону та продуктів їх переробки: борошна з різним вмістом ліпідів та білку, гранульованого жмиху та білкового концентрату, дозволить розширити сировинну базу як переробної, так й харчової промисловості.

У зв'язку з вищесказаним **метою дослідження** є розробка комплексних технологічних рішень переробки насіння льону для підвищення ефективності отримання олії та гранульованого високопротеїнового жмиху, пошук оптимальних способів його переробки та використання у виробництві харчових продуктів.

Результати дослідження. В даний час велика частина вторинних ресурсів, що утворюються в результаті промислової переробки олійної сировини, що не використовується ефективно. Зазвичай все це йде у відвали або скидається в водойми, що завдає природі значний екологічний збиток. Тому необхідно звернути особливу увагу на підвищення ефективності використання відходів харчових і переробних підприємств для виробництва енергоресурсів і вторинних ресурсів, що значно забезпечить збільшення ефективності виробництва, а також знизить шкідливий вплив підприємств на навколишнє середовище.

З метою підвищення ефективності виробництва та зниження собівартості продукції (підвищення доходності) багато олієекстракційних підприємств здійснюють модернізацію класичної схеми отримання олій.

Один зі способів вирішення даного питання – встановлення ліній гранулювання жмиху перед екстракцією. При такій обробці створюється пориста гранула, створюється оптимальна зовнішня та внутрішня структура матеріалу для кращого вилучення олії розчинником при екстракції.

Гранулювання жмиху перед екстракцією дозволяє збільшити виробництво основного продукту – соняшникової олії. Крім того, позитивний ефект виражається в збільшенні продуктивності екстракції не менше, ніж 30%; в зменшенні витрат розчинника – до 50% (за рахунок збільшення швидкості руху розчинника в пористих каналах); в зниженні залишкової олійності в жмиху – на 30% і більше, що гарантує збільшення виходу олії; без пилу при попаданні в екстрактор (відсутність борошністої фракції); в забезпеченні необхідної температури продукту перед екстракцією; в можливості отримання олії з ексклюзивних продуктів. В результаті отримується гранульований високопротеїновий шрот, який є ліквідним продуктом на ринку.

Вибір методу підготовки матеріалу до екстракції залежить від складу технологічної схеми, виду сировини та устаткування екстрактора. Традиційні методи підготовки – отримання крупки або пелюстки.

Більш широке поширення набула пелюсткова структура, яка формується з крупки. Схема отримання пелюстки містить всі елементи виробництва крупки. Тільки додатково після кондиціонування крупка транспортується на утворення пелюстки, що проводиться за допомогою двохпарних вальцевих верстатів, які є громіздкими, важкими в експлуатації та енергоємними. Це великий недолік способу.

Крім того, виходять частинки різних розмірів й неминуче утвориться борошніста фракція, що погіршує перколяцію розчинника

в шар матеріалу, забруднює міцеллу та ускладнює процес її фільтрації, ускладнює відгонку розчинника зі шроту, підвищує вибухонебезпечність шроту в складських приміщеннях.

Щоб зрозуміти, чому в екстрактор краще подавати пористу гранулу в порівнянні з пелюсткою чи крупкою, потрібно звернутися до фізико-хімічних властивостей матеріалу. До основних характерних його особливостей відноситься: наявність незруйнованих клітин, певну пористість з різними за величиною та формою порами, що утворюються в процесі підготовки матеріалу до екстракції. Так як основний критерій підготовки продукту – це створення сприятливих умов для більш ефективного проникнення розчинника всередину кожної частинки, а також розподілу його між частинками продукту та поверненню розчиненої олії у зовнішній розчин.

Зі збільшенням пористості збільшується питома поверхня, що є важливим параметром, який визначає проникність – здатність пористого матеріалу пропускати крізь себе рідину. Таким чином, розчинник інтенсивніше проникає крізь пори всередину гранули, вилучаючи олію з капілярів, розміщених не лише на поверхні, але й в глибині частинки. Також при збільшенні проникності шару зростає швидкість руху розчинника, за рахунок чого прискорюється молекулярна дифузія. Взаємодія рідини та простору, який заповнений олією з відгородженою або незруйнованою клітинною мембраною, призводить до збільшення її виходу та зниженню залишкової олійності шроту.

Переробка насіння льону для отримання олії являє послідовність ряду технологічних стадій. Поетапне видалення олії з насіння льону сприяє підвищенню білка в кінцевому продукті.

Технологічний цикл в цьому випадку можна представити таким чином: подрібнення природнього насіння льону – видалення олії методом «холодного» пресування – подрібнення льняної макухи – видалення залишкової олії методом екстракції – подрібнення льняного шроту. При цьому для цілей харчового виробництва необхідне проведення промивання та термообробки сировини, в даному випадку насіння льону. Промивання насіння льону ускладнюється наявністю добре розчинного у воді слизу і значної кількості водорозчинних білків.

Для створення пористих гранул жмиху з певними параметрами у виробничий ланцюжок між подрібненням та екстракцією вводять лінію гранулювання. Жмих у вигляді ракушки потрапляє на ділянку подрібнення, де він подрібнюється до крупки розміром менше 3 мм та крізь циклон потрапляє в проміжний бункер для зберігання сировини. Перед гранулятором встановлений магнітний сепаратор, на якому

крупка очищується. Потім вона дозується та подається в змішувач безперервної дії, в якому здійснюється змішування та обробка парою для надання продукту однорідності та пластичності. Додавання пари сприяє зниженню витрат енергії, зменшенню зношування робочих органів гранулятора. Підготовлений продукт потрапляє в гранулятор. В камері пресування за рахунок проштовхування його зубчатими колесами відбувається гранулювання.

Гарячі гранули (температура біля 80°C) охолоджуються потоком повітря в охолоджувачі до температури, необхідної для екстракції – 55 – 60°C. Охоложені гранули після вивантаження з охолоджувача відокремлюються від дрібних частинок на просіювачі та направляються в екстракційний цех, а дрібні частинки – на повторне гранулювання.

Використання всіх перерахованих технологічних операцій дозволить обґрунтувати комплексну технологію використання насіння льону для отримання різних функціональних властивостей.

Висновки. Отже, технологічні рішення, запропоновані в даній роботі (рис.1), дозволяють створити технологію комплексної переробки насіння льону, в межах якої вторинні продукти однієї стадії стають сировиною наступної, а всі кінцеві продукти, в тому числі природне насіння льону олійного використовуються для харчових продуктів функціонального призначення [8].

Гранулювання жмиху перед екстракцією дозволить збільшити виробництво основного продукту – олії. Крім того, позитивний ефект досягається за рахунок збільшення продуктивності екстракції – не менше, ніж 30%; в зменшенні витрат розчинника – до 50% (за рахунок збільшення швидкості руху розчинника в пористих каналах); в зниженні залишкової олійності в жмиху – на 30% і більше, що гарантує збільшення виходу олії; у відсутності пилу при потраплянні в екстрактор (відсутність борошнистої фракції); в забезпеченні необхідної температури продукту перед екстракцією; в можливості отримання олії з ексклюзивних продуктів.

Гранульований жмих, в порівнянні з розсипним, менш гігроскопічний, тому зберігається довше нього; має меншу об'ємну масу, що дозволяє не збільшувати потужності з його зберігання, а також знизити затрати на транспортування.

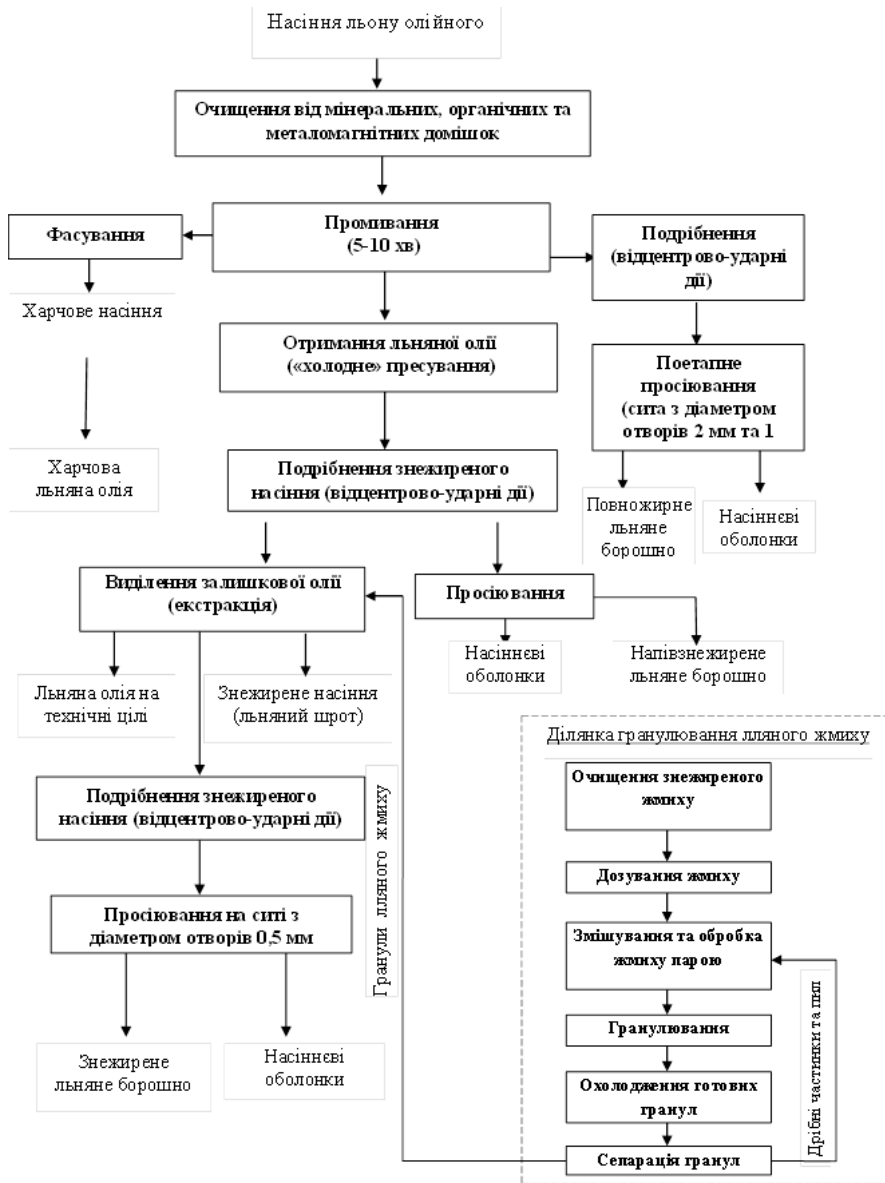


Рис. 1 – Технологічна схема комплексної переробки насіння льону олійного з отриманням продуктів різного функціонального призначення

Література

1. Корзун В.Н. Вимоги до якості харчування населення в умовах екологічного неблагополуччя / В.Н. Корзун // Екологічний вісник. – 2006. – № 6. – С. 10–14.
2. Смоляр В. І. Основні тенденції в харчуванні населення України / В. І. Смоляр // Проблеми харчування. – 2007. – № 4. – С. 3.
3. Цимбаліста Н. В. Стан фактичного харчування населення та аліментарно обумовлена захворюваність / Н.В. Цимбаліста, Н.В. Давиденко // Проблеми харчування. – 2008. – № 12. – С. 32–35.
4. Смоляр В. І. Сучасне обґрунтування нормативів харчування / В.І. Смоляр // Проблеми харчування. – 2006. – № 3. – С. 24–30.
5. Басюркіна Н.Й. Дослідження проблем забезпечення продовольчої безпеки держави / Н.Й. Басюркіна // Розвиток наукових досліджень 2008 : Міжнар. наук.-практ. конф.: матеріали / ПДПУ, 2008. – С. 34–39.
6. Ипатова Л.Г. Жировые продукты для здорового питания / А.А. Кочеткова, А.П. Нечаев, В.А. Тутельян – М: Современный взгляд, 2009. – 396 с.
7. Тихомирова Н.А. Технология продуктов функционального питания [Текст] / Н.А. Тихомирова. - М.: Франтэра, 2002. – 213 с.
8. Тараймович І.В. Удосконалена технологія переробки насіння льону олійного з отриманням продуктів різного функціонального призначення / І. В. Тараймович, М. С. Душук // Сільськогосподарські машини. – 2016. – Вип. 35. – С. 92-98.

Рецензент д.т.н. В.Ф.Дідух

УДК 631.363.2:633.521

© Н.О.Толстушко, к.т.н., С.Ф.Юхимчук, к.т.н., В.С.Пуць, к.т.н.
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ СТИСКУ СТРІЧКИ СТЕБЕЛ ЛЬОНОТРЕСТИ

У статті наведено методику та результати експериментального дослідження стиску стрічки стебел льонотрести. Встановлена залежність тиску пресування снопа стебловій стрічці льонотрести від його щільності.

РОЗРИВНА МАШИНА, ЗУСИЛЛЯ, ТИСК ПРЕСУВАННЯ, ЩІЛЬНІСТЬ, ГНУЧКИЙ ЛИСТ, СТРІЧКА СТЕБЕЛ.

Постановка проблеми. Наявні пресувальні камери рулонних прес-підбирачів недостатньо якісно виконують процес формування рулону зі стеблової стрічки льонотрести. Сформовані ними рулони мають значні пошкодження стебел і порушення паралельності між стеблами, а також недостатньо ущільнені зовнішні шари стрічки порівняно з внутрішніми, причому останнє призводить до значної нерівномірності розподілу щільності льонотрести. А тому актуальним є завдання поліпшення якості формування рулонів зі стрічки льонотрести рулонним прес-підбирачем. Для обґрунтування параметрів і режимів роботи рулонних прес-підбирачів необхідно знати фізико-механічні властивості льонотрести в період збирання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить про те, що є багато експериментальних досліджень присвячених стиску стебел льону [1-6]. Значний обсяг робіт проведено Г.А. Хайлісом для вивчення властивостей групи рослинних матеріалів [1, 2]. Серед цих робіт найбільш глибокі дослідження проведені з питань стиску групи паралельно розміщених стебел льону. Для цього застосовувались спеціальні прилади поршневого та стрічкового типів, які добре описані вченим [1, 2].

У результаті проведеного аналізу різних джерел встановлено низку питань, які потребують вивчення. Зокрема, мало досліджено стиск стрічки стебел льонотрести, з якої формується рулон.

Мета дослідження – встановити залежність тиску пресування снопа стеблової стрічки льонотрести від його щільності.

Результати дослідження. Досліди проводились у лабораторних умовах із застосуванням універсальної розривної машини УММ-5, для якої було виготовлено спеціальне пристосування для стискання снопа стеблової стрічки льонотрести [4, 5].

Таке пристосування для стискання снопа стеблової стрічки складається із сталюого гнучкого листа 1 прямокутної форми із вирізами, які показані на рис. 1. Краї гнучкого листа 1 загнуті для утворення захватів та закріплені заклепками 5. У захвати листа 1 просунуті металеві стрижні 2 діаметром 10 мм, які за допомогою пластин 4 з'єднані із такими ж стрижнями 2, на яких надіті захвати 3. На рис. 1, а дано креслення пристосування у розгорнутому положенні, а на рис. 1, б подано вид збоку пристосування в робочому положенні, коли частини одного кінця листа 1 входять у прорізи іншого кінця цього листа. При розтягу захватів 3 діаметр петлі з гнучкого листа 1 буде зменшуватися.

Для дослідів на льоновищі в період збирання льонотрести вибиралися ділянки стеблової стрічки льонотрести із непереплутаними і незабрудненими бур'янами стеблами та методом накочування

формувалися снопи зі стеблової стрічки льонотрести діаметром приблизно 25 см. При цьому брали стеблову стрічку з вологістю, яка характерна для стебел у період збирання. Снопи формувались без їх пресування, тому їх щільність приблизно дорівнювала щільності стеблової стрічки льонотрести, розстеленої на льоновищі. Далі снопи обв'язувалися вручну шпагатом і зберігалися в лабораторії.

Перед проведенням дослідів коренева частина снопів підрівнювалась і снопи у верхній частині обрізалися таким чином, щоб їх довжина була рівною ширині гнучкого листа, тобто 70 см. Після цього отримані снопи зважували на електронній вазі з точністю до 1 г і по одному поміщували у петлю з гнучкого листа пристосування для стискання снопа (рис. 2).

Захвати пристосування для стискання снопа затискалися у затискачах універсальної розривної машини УММ-5. Щоб уникнути перекосів віток гнучкого листа пристосування, враховуючи конусність стебел льону, захвати переміщалися на стрижнях і натягували ці вітки під час прикладання стягувального зусилля.

При розтягуванні затискачів розривної машини вітки гнучкого листа будуть натягуватися і петля почне зменшуватися в діаметрі. При цьому на папері записувального пристрою розривної машини отримаємо залежність видовження L гнучкого листа від прикладеного зусилля F_{cm} . Видовження L відповідає зменшенню периметра петлі з гнучкого листа. Якщо вважати, що петля кругла, тоді:

$$L = \pi \cdot (d_{cn0} - d_{cn}), \quad (1)$$

де d_{cn0} – початковий діаметр снопа, в нашому випадку рівний 0,25 м;
 d_{cn} – проміжне значення діаметра снопа, м.

З формули (1) отримаємо: $d_{cn} = d_{cn0} - (L/\pi)$.

Площа поперечного перерізу снопа стеблової стрічки льонотрести $S_{cn} = \pi \cdot d_{cn}^2 / 4$ у м², а щільність снопа стеблової стрічки льонотрести у кг/м³ дорівнює:

$$\rho = \frac{m_{cn}}{B_{cn} \cdot S_{cn}} = \frac{4 \cdot m_{cn}}{B_{cn} \cdot \pi \cdot d_{cn}^2} = \frac{4 \cdot m_{cn}}{B_{cn} \cdot \pi \cdot (d_{cn0} - (L/\pi))^2}, \quad (2)$$

де m_{cn} і B_{cn} – відповідно маса в кг і ширина снопа стеблової стрічки льонотрести у метрах.

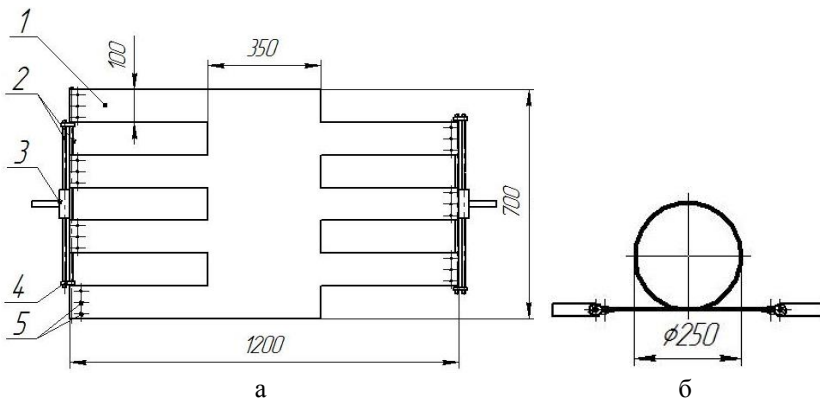


Рис. 1 – Пристосування для стиснення снопа стеблової стрічки
(а – вид у розгорнутому положенні; б – вид збоку в робочому положенні): 1 – гнучкий лист; 2 – металеві стрижні; 3 – захват; 4 – пластини; 5 – заклепки



Рис. 2 – Стиснення снопа стеблової стрічки льонотрести у пристосуванні на універсальній розривній машині УММ-5

Тиск пресування снопа стеблової стрічки льонотрести визначається за формулою:

$$q = \frac{2 \cdot F_{cm}}{B_{cn} \cdot d_{cn}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot F_{cm}}{B_{cn} \cdot (\pi \cdot d_{cn0} - L)} \quad (3)$$

Отримавши експериментальну залежність видовження L гнучкого листа від прикладеного зусилля F_{cm} , складемо таблицю, в першу колонку якої запишемо значення L , починаючи від 0 з інтервалом 0,05 м; в другу колонку – відповідні для кожного L значення F_{cm} ; в третю колонку – обчислені за формулою (2) для відповідного L значення щільності ρ ; а в четверту колонку – обчислені за формулою (3) для відповідних L і F_{cm} значення тиску пресування q . За даними третьої і четвертої колонок таблиці будемо графічну залежність тиску пресування q від щільності ρ (рис. 3).

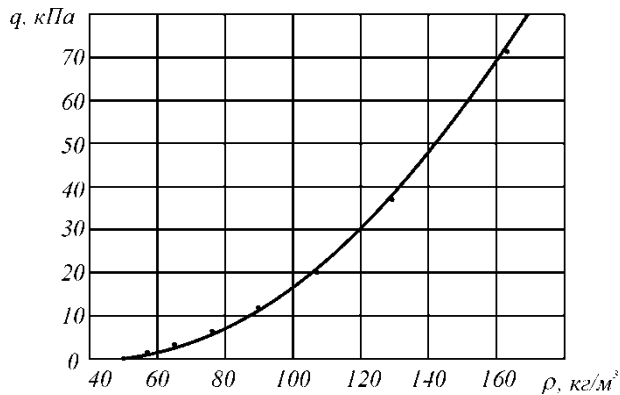


Рис. 3 – Залежність тиску пресування q від щільності ρ снопа стеблової стрічки льонотрести

Досліди проводилися на трьох снопах стеблової стрічки льонотрести, отримані дані статистично оброблялися та апроксимувалися емпіричною залежністю $q = q(\rho)$.

Стрічка стебел льонотрести, на якій пророблялись досліді, мала такі характеристики: сорт льону – Чарівний, довжина стебел – 76...94 см, діаметр стебел – 1,2...1,9 мм, вологість стебел – не більше

19%, стебла обчисані, відносна розтягнутість стебел у стрічці – не більше 1,2 рази, перекіс стебел у стрічці – не більше 20°, кількість стебел на погонному метрі стрічки – 1497...1559 штук, маса погонного метра стеблової стрічки на льоновищі – 0,56...0,64 кг. Для дослідів бралася стрічка стебел льонотрести, з якої формувались снопи діаметром приблизно 25 см, шириною 70 см (коренева частина снопа підрівнювалась, а верхівки стебел обрізалися) і масою біля 1,718 кг.

Апроксимуючи залежність $q = q(\rho)$ квадратичною функцією для щільності ρ від 50 до 160 кг/м³, отримали функціональну залежність для тиску q :

$$q = 7,0694 - 0,3814 \cdot \rho + 0,0048 \cdot \rho^2. \quad (4)$$

Висновки. Як видно з рис. 3, зі збільшенням тиску пресування q щільність ρ снопа стеблової стрічки льонотрести зростає. Отриманою залежністю (4) можна користуватись при дослідженні пресування стеблової стрічки льонотрести рулонними прес-підбирачами. Так, для вибраної щільності ρ шарів стеблової стрічки у рулоні визначаємо необхідне значення тиску пресування q .

Література

1. Хайліс Г.А. Механика растительных материалов / Хайліс Г.А. – К.: УААН, 2002. – 374 с.
2. Хайліс Г.А. Теория льноуборочных машин / Хайліс Г.А. – М.: Росинформротех, 2011. – 322 с.
3. Толстушко М.М. Розстилальні пристрої льнозбиральних машин / Толстушко М.М., Хайліс Г.А., Толстушко Н.О. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2014. – 160 с.
4. Толстушко Н.О. Визначення щільності шарів стрічки стебел льону в рулоні / Н.О. Толстушко, С.Ф. Юхимчук // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 26. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ. – 2013. – С. 101 – 106.
5. Толстушко Н.О. Обґрунтування параметрів пресувальної камери рулонного прес-підбирача стрічки льону: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 / Толстушко Наталія Олександрівна. – Луцьк, 2016. – 224 с.
6. Vanot J. La passion le lin. – Notre Dame de Gravenchon: Corlet, 2003. – 72 p.

Рецензент д.т.н. Г.А.Хайліс

УДК 631.303

© Г.А. Хайлис, д.т.н.

Уманский национальный университет садоводства

© В.А. Шейченко, д.т.н., И.А. Дудников, к.т.н.

Полтавская государственная аграрная академия

© И.С. Мурованый, к.т.н., Н.Н. Толстушко, к.т.н.

Луцкий национальный технический университет

© В.В. Шевчук, к.т.н.

Уманский национальный университет садоводства

АНАЛИЗ ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ТРАКТОР СИЛ ПРИ ЕГО РАБОТЕ НА СКЛОНЕ ПОЛЯ

В статье рассмотрены работа трактора на склонах полей и пути улучшения его устойчивости.

ТРАКТОР, СКЛОН, ПОЛЕ, УСТОЙЧИВОСТЬ, КОЛЕСО, УГОЛ, СИЛА, ЦЕНТР ТЯЖЕСТИ.

Постановка проблемы. Работа тракторов в полевых условиях зависит от размеров полей, наличия на них склонов, а также от конструктивных особенностей трактора и машин, с которыми он агрегируется. Влияют на работу агрегата и углы наклона склонов полей к горизонту. Все это подлежит исследованию с целью добиться улучшения работы этих машин и повышения их устойчивости.

Анализ последних исследований и публикаций. По работе трактора и агрегируемых с ним машин на склонах полей проведены исследования [1-7], однако устойчивость их работы исследована недостаточно. Так, недостаточно исследовано влияние параметров трактора и особенностей расположения склонов полей на устойчивость работы агрегата.

Цель исследования – проанализировать возможные положения работающего трактора на склонах полей и определить пути повышения его устойчивости и недопущения его смещения и опрокидывания.

Результаты исследования. На рис. 1 представлена схема четырехколесного трактора при его расположении на горизонтальной плоскости. Силу тяжести трактора обозначим G , приложена эта сила в центре тяжести C , положение которого находится экспериментально. Силу G можно разложить на две вертикальные составляющие G_1 и G_2 , из которых линия действия силы G_1 проходит через точку C_1 и переднюю ось O_1 , а линия действия силы G_2 проходит через точку C_2 и

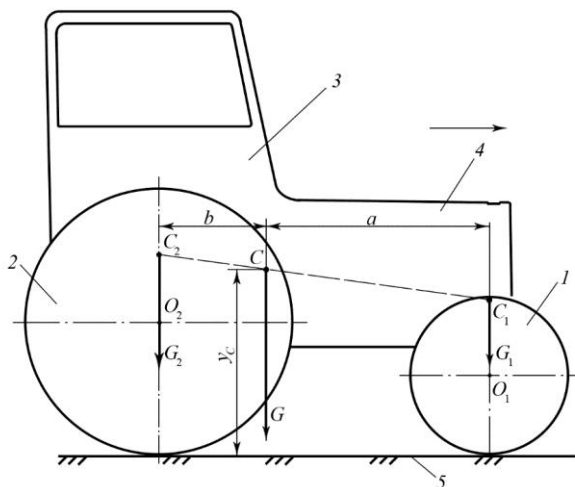


Рис. 1 – Схема четырехколесного трактора, находящегося на горизонтальной плоскости (вид сбоку):

- 1 – переднее правое колесо; 2 – заднее правое колесо;
3 – кабина; 4 – передняя часть трактора; 5 – почва

заднюю ось O_2 . Считаем, что центр C находится в средней продольной вертикальной плоскости трактора. Расстояние CC_1 по горизонтали обозначим a , а расстояние CC_2 также по горизонтали обозначим b . Тогда в соответствии с законами теоретической механики о разложении силы на две, ей параллельные, мы можем записать, что

$$G_1 a = G_2 b. \quad (1)$$

С другой стороны

$$G_1 + G_2 = G. \quad (2)$$

Из равенств (1) и (2) следует, что $G_1 = G - G_2$. Тогда проведя необходимые расчеты получим:

$$\left. \begin{aligned} G_1 &= G \cdot b / (a + b); \\ G_2 &= G \cdot a / (a + b). \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Из изложенного следует, что силу G можно заменить суммой сил G_1 и G_2 , из которых G_1 приложена в точке C_1 , а сила G_2 приложена в точке C_2 . Так действуют силы при нахождении трактора на горизонтальной плоскости.

Схемы нахождения передней и задней частей трактора на горизонтальных плоскостях представлены на рис. 2 и 3.

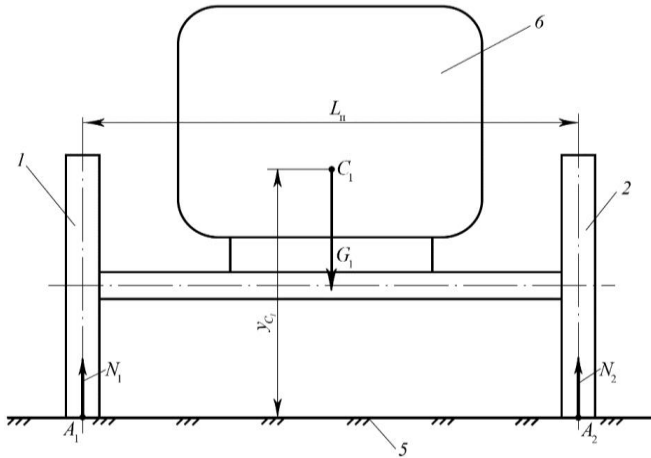


Рис. 2 – Вид ззади на передню частку трактора в вертикальній площині: 1 – ліве переднє колесо; 2 – праве переднє колесо; 5 – ґрунт; 6 – передня частку трактора

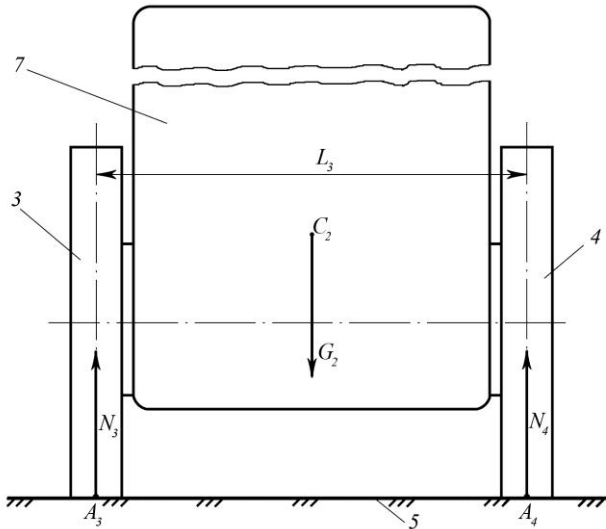


Рис. 3 – Вид ззади на трактор в вертикальній площині: 3 – заднє лівє колесо; 4 – заднє правє колесо; 5 – ґрунт; 7 – кабіна

Из рис. 2 видно, что на горизонтальной плоскости передние управляемые колеса дают на землю с силой G_1 , а силы реакции почвы на левое и правое колёса N_1 (в точке A_1) и N_2 (в точке A_2) равны каждая:

$$N_1 = N_2 = G_1/2. \quad (4)$$

Действие силы G_2 на оба задних колеса на горизонтальной плоскости (рис. 3) приводит к тому, что силы реакции почвы N_3 на обод левого колеса и N_4 на обод правого колеса действуют снизу-вверх по середине обода (т.е. перпендикулярно вверх); при этом сила N_3 приложена в точке A_3 , а сила N_4 приложена в точке A_4 . Итак, имеем:

$$N_3 = N_4 = G_2/2. \quad (5)$$

Силы N_1 , N_2 , N_3 и N_4 , как это видно из рис. 2 и 3, приняты направленными вверх по середине обода каждого из колес, начиная с нижних точек A_1 , A_2 , A_3 и A_4 .

А теперь посмотрим, что произойдет с машиной, если она окажется на поле с уклоном в какую-либо сторону. Пусть это будет уклон в правую сторону. Такая схема представлена на рис. 4. Поле здесь находится под углом α к горизонтали L_1L . В этом случае при повороте вокруг точки L_1 передней части машины на угол α (рис. 4) соответственно изменится и силы. При этом положение центра тяжести передней части трактора относительно самого трактора не изменится; этот центр останется в том же положении C_1 , если внутри трактора не произойдет перемещение каких-либо частей и не изменится сила G_1 . Новое положение передней части трактора показано на рис. 4, к нему по-прежнему приложена вертикально действующая сила G_1 , которая по величине такая же, как сила G_1 на рис. 1 и 2, но для большей ясности в проводимых построениях и расчетах вектор этой силы (G_1) на рис. 4 увеличен в два раза в сравнении с его изображением на рис. 1 и 2. Только этим отличается вектор силы G_1 на рис. 4 в сравнении с силой G_1 на рис. 1 и 2.

Углы δ отклонения сил R_1 и R_2 от нормальных сил N_1 и N_2 будут меньше угла трения скольжения при малых углах α наклона поверхности поля к горизонтали.

В результате поворота машины и ее становления перпендикулярно плоскости L_1L' сила G_1 будет давить перпендикулярно плоскости L_1L' с силой G_{1C} и параллельно наклонной плоскости L_1L' с силой G_{1H} , т.е. сила G_1 на рис. 4 представлена разложенной на составляющие G_{1C} и G_{1H} , равные:

$$\left. \begin{aligned} G_{1C} &= G_1 \cos \alpha; \\ G_{1H} &= G_1 \sin \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

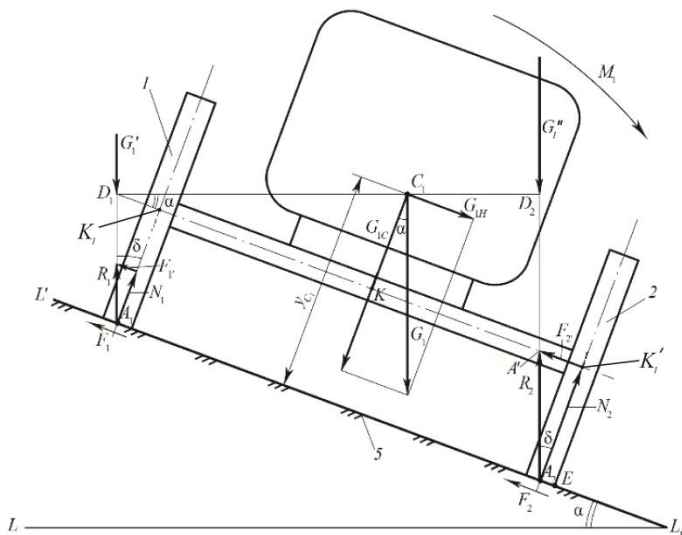


Рис. 4 – Схема передней части трактора на двух колесах после её поворота на угол α относительно горизонтали L_1L' при нахождении колес на склоне поля и действующие на эту часть трактора силы

Под действием составляющей G_{1C} передняя часть трактора прижимается к поверхности поля L_1L' , а под действием составляющей G_{1H} трактор стремится сдвигаться вправо и вниз, преодолевая при этом сопротивление трению, которое создается почвой в местах соприкосновения с ней передних колес трактора. Таким образом, при повороте передней части трактора ее колеса будут давить на линию L_1L' почвы с силой G_{1C} , параллельно же поверхности L_1L' на переднюю часть трактора будет давить сила G_{1H} .

Для того, чтобы под действием силы G_{1H} не произошло смещение колес вправо, нужно, чтобы сумма сил трения покоя обоих колес о почву была больше силы G_{1H} . Обозначим максимальную силу трения покоя переднего левого колеса о почву F_{1max} , а максимальную силу трения покоя переднего правого колеса о почву F_{2max} ; тогда условие нескользжения передней части трактора вправо и вниз будет:

$$G_{1H} < F_{1max} + F_{2max}, \quad (7)$$

где F_{1max} – максимальное значение силы трения покоя левого колеса при попытке сдвинуть его вниз и вправо, а F_{2max} – максимальное значение силы трения покоя правого колеса при попытке сдвинуть его вниз и вправо.

Сила F_{1max} равна $f_{1max} \cdot N_1$, где f_{1max} – максимальное значение коэффициента трения покоя обода колеса 1 о почву, а N_1 – нормальная сила реакции почвы на колесо 1. Точно также сила F_{2max} равна $f_{2max} \cdot N_2$, где N_2 – нормальная сила реакции почвы на колесо 2. Подставляя эти данные в (7), получим:

$$f_{1max} \cdot N_1 + f_{2max} \cdot N_2 > G_{1H}. \quad (8)$$

Под действием составляющей силы G_{1H} создается момент M_1 с плечом y_{C1} ; момент этот стремится опрокинуть переднюю часть трактора вокруг опорной точки E правого колеса (рис. 4). Этот момент равен:

$$M_1 = G_{1H} \cdot y_{C1}, \quad (9)$$

где y_{C1} – расстояние от центра C_1 до плоскости L_1L' (рис. 4).

На рис. 4 показано разложение силы G_1 на её составляющие G'_1 и G''_1 , линии действия которых параллельны силе G_1 и проходят через средние нижние точки A_1 и A_2 колес. Составляющие G'_1 и G''_1 находятся из равенств:

$$\left. \begin{aligned} G'_1(D_1C_1) &= G''_1(D_2C_1); \\ G_1 &= G'_1 + G''_1, \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

где D_1C_1 и D_2C_1 – расстояния D_1C_1 и D_2C_1 .

Расстояния D_1C_1 и D_2C_1 представлены на рис. 4 и получаются в результате разложения силы G_1 на две параллельные ей силы G'_1 и G''_1 , проходящие через средние нижние точки A_1 и A_2 колес, т.е. считаем, что сила G_1 тяжести передней части трактора передается на оба колеса и почву через их средние точки A_1 и A_2 . Линия $D_1C_1D_2$ горизонтальна, а линии D_1A_1 и D_2A_2 действия сил G'_1 и G''_1 вертикальны. С учетом этих соображений составлены равенства (10), в которых два неизвестных: D_1C_1 и D_2C_1 . Эти неизвестные находятся решением уравнений (10).

На действия сил G'_1 и G''_1 почва отвечает силами реакции R_1 и R_2 , приложенных в точках A_1 и A_2 и отклоненными от нормалей к поверхности касания на угол δ . Этот угол δ , как видно из построений (рис. 4), равен углу α ; получился этот угол из-за того, что кроме реакций N_1 и N_2 , почва действует на обода колес с силами F_1 и F_2 .

Обозначим через L_n расстояние между средними нижними точками A_1 и A_2 передних колес трактора (рис. 2). Это же расстояние на рис. 4 отклонено от горизонтали L_1L на угол α вверх. Тогда расстояние D_1D_2 на рис. 4 равно:

$$D_1D_2 = (A_1A_2) \cos \alpha = L_n \cos \alpha. \quad (11)$$

Так как силы G'_1 , G_1 и G''_1 параллельны, то угол δ равен углу α (о чем выше уже сказано), что справедливо в пределах значений угла α , при которых силы трения F_1 и F_2 [рис. 4 и неравенство (7)] не больше максимальных значений этих сил трения.

Обозначим точку пересечения линии $D_1KK'_1$ со средней линией обода левого колеса, проходящей через точку A_1 , буквой K_1 , а точку пересечения линии $D_1KK'_1$ с линией вектора R_2 через A' . Тогда линия D_1A' равна $r_n \operatorname{tg} \alpha + K_1K + KA'$, где r_n – радиус переднего левого колеса, а $K_1K + KA'$ равно $A_1A_2 - r_n \operatorname{tg} \alpha = L_n - r_n \operatorname{tg} \alpha$.

Расстояние D_1C_1 равно $D_1K / \cos \alpha$, а расстояние $D_1D_2 = L_n \cos \alpha$.

Точно также можно найти, что

$$D_1C_1 = (r_n \operatorname{tg} \alpha + (L_n/2)) / \cos \alpha. \quad (12)$$

Тогда D_2C_1 равно:

$$D_2C_1 = D_1D_2 - D_1C_1 = L_n \cos \alpha - (r_n \operatorname{tg} \alpha + (L_n/2)) / \cos \alpha. \quad (13)$$

Так будет поворачиваться передняя часть трактора, если она окажется на склоне под углом α .

Если же на склоне под некоторым углом β , направленным в ту же сторону, что и угол α , окажется задняя часть трактора, то с ней произойдут изменения, которые представлены на рис. 5; объяснения по всем этим изменениям приводятся ниже.

В данном случае (рис. 5) горизонтальная линия поля обозначена $L'_1L'_2$, а склон поля находится под углом β к горизонтали. При таком положении поля задняя часть трактора окажется под углом β к горизонтали, но положение центра тяжести C_2 относительно трактора не изменится и центр этот останется в своем положении C_2 , если внутри трактора не произойдет перемещение каких-либо частей. Изменение произошло лишь по части изображения вектора силы G_2 . Это вектор G_2 также, как на рис. 4 вектор G_1 , увеличен в два раза в сравнении с вектором на рис. 3 с целью добиться большей ясности в проводимых построениях.

В результате поворота силы G_2 и её становления перпендикулярно плоскости $L'_1L'_2$ (рис. 5) сила эта будет давить перпендикулярно этой плоскости $L'_1L'_2$ с силой G_{2C} и параллельно наклонной плоскости $L'_1L'_2$ с силой G_{2H} , т.е. сила G_2 стала разложенной на составляющие G_{2C} и G_{2H} , равные:

$$\left. \begin{aligned} G_{2C} &= G_2 \cos \beta; \\ G_{2H} &= G_2 \sin \beta. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

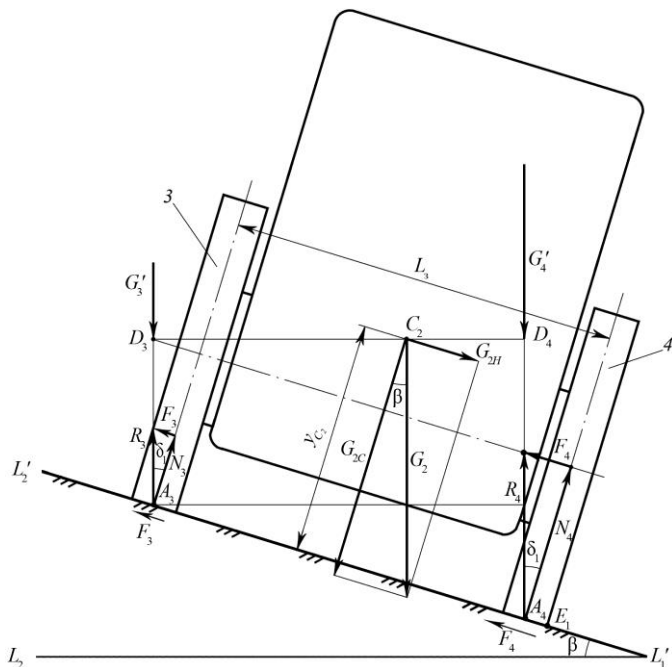


Рис. 5 – Схема задней части трактора на двух опорах после её поворота на склоне на угол β относительно горизонтали $L_1'L_2$ и действующие на эту часть трактора силы

Под действием составляющей G_{2C} задняя часть трактора прижимается к поверхности поля $L_1'L_2$, а под действием составляющей G_{2H} трактор стремится сдвигаться вправо и вниз, преодолевая при этом сопротивление трению, которое создается почвой в местах соприкосновения с ней задних колес трактора. Таким образом, при повороте задней части трактора её колеса будут давить на линию $L_1'L_2$ почвы с силой G_{2C} , параллельно же поверхности почвы $L_1'L_2$ на заднюю часть трактора будет оказано давление с силой G_{2H} .

Для того, чтобы под действием силы G_{2H} не произошло смещение задних колес трактора вправо, нужно, чтобы сумма максимальных сил трения покоя обоих задних колес трактора о почву, была больше силы G_{2H} . Обозначим максимальную силу трения покоя заднего левого колеса трактора о почву F_{3max} , а максимальную силу трения покоя заднего правого колеса трактора о почву обозначим F_{4max} ;

тогда условие скольжения задних колес трактора вправо и вниз будет:

$$G_{2H} < F_{3max} + F_{4max}. \quad (15)$$

Сила F_{3max} равна $f_{пmax} \cdot N_3$, где $f_{пmax}$ – максимальное значение коэффициента трения покоя колеса о почву, а N_3 – нормальная сила реакции почвы на колесо 3. Точно также сила F_{4max} равна $f_{пmax} \cdot N_4$, где N_4 – нормальная сила реакции почвы на колесо 4. Тогда неравенство (15) представим следующим образом:

$$f_{пmax} (N_3 + N_4) > G_{2H}. \quad (16)$$

Под действием составляющей силы G_{2H} создается момент M_2 с плечом y_{C2} ; момент этот стремится опрокинуть заднюю часть трактора вокруг опорной точки E_1 правого колеса (рис. 5). Этот момент равен:

$$M_2 = G_{2H} y_{C2}. \quad (17)$$

На рис. 5 показано разложение силы G_2 на её составляющие G'_3 и G'_4 , линии действия которых параллельны силе G_2 ; проходят эти силы через нижние средние точки A_3 и A_4 колес. Составляющие G'_3 и G'_4 находятся из равенств:

$$\left. \begin{aligned} G'_3(D_3C_2) &= G'_4(D_4C_2); \\ G_2 &= G'_3 + G'_4, \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

где D_3C_2 и D_4C_2 – расстояния D_3C_2 и D_4C_2 .

Угол δ_1 , как это видно из рис. 5, равен углу β . Расстояния D_3D_4 , D_3C_2 и D_4C_2 определяются по таким же формулам, как формулы (11), (12) и (13), но в эти формулы вместо расстояния $L_{п}$ подставляется расстояние L_3 между серединами задних колес (рис. 3 и 5). Расстояние L_3 может быть равно $L_{п}$, но часто оно больше расстояния $L_{п}$.

Так будет поворачиваться задняя часть трактора, если она окажется на склоне под углом β к горизонтали.

Применяя изложенные выше данные по работе передней и задней частей трактора к случаю их совместной работы, с целью проверки его устойчивости, получим, что при такой работе трактор будет прижиматься к склону поля с силой G_C , равной сумме сил $G_{1C} + G_{2C}$, и стягиваться вдоль склона поля вниз и вправо с силой G_H , равной сумме сил $G_{1H} + G_{2H}$ (рис. 6).

При одинаковых углах α и β , т.е. при $\alpha = \beta$, сумма сил $G_{1C} + G_{2C}$ равна $G_1 \cos \alpha + G_2 \cos \alpha$, т.е. $(G_1 + G_2) \cos \alpha$ или $G \cos \alpha$. Точно так же, при $\beta = \alpha$, $G_{1H} + G_{2H} = G_1 \sin \alpha + G_2 \sin \alpha = G \sin \alpha$. Это значит, что схема сил на рис. 5 может относиться ко всему трактору, если вместо C_2 будет C , вместо G_2 будет G , вместо G_{2H} будет G_H , вместо G_{2C} будет G_C , вместо y_{C2} будет y_C , а вместо β будет α . Такая схема сил приводится на рис. 6.

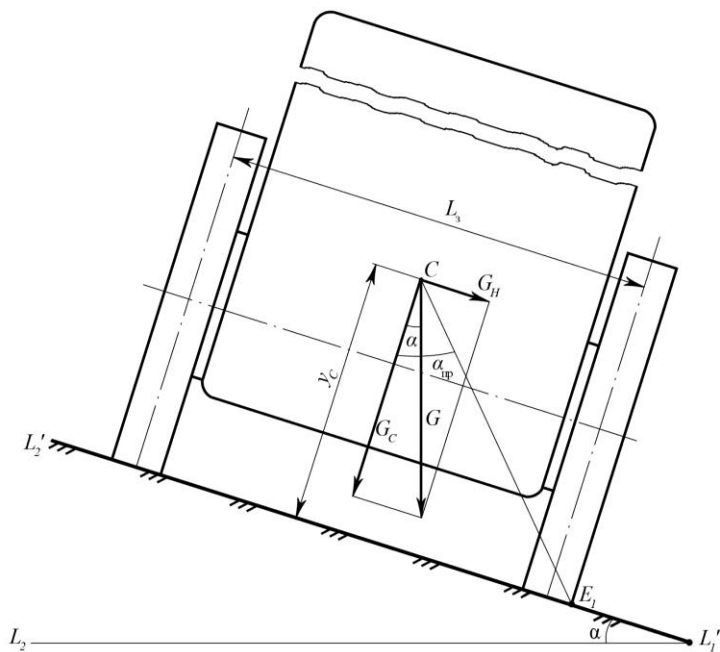


Рис. 6 – Вид сзади на наклоненный в правую сторону трактор и схема сил, действующих на него

Если угол α мал и меньше угла трения покоя, то для всего трактора составляющая сила G_H будет определяться по формуле:

$$G_H = G \sin \alpha. \quad (19)$$

В этом случае данная сила G_H недостаточна для сдвига трактора вправо и он будет устойчиво работать на склоне. При увеличении угла α будет возрастать составляющая сила G_H и может наступить момент, когда трактор будет сдвигаться вправо и вниз по линии $L_2'L_1'$. Это будет тогда, как уже указывалось, когда угол α станет больше угла трения покоя колес трактора о почву (рис. 6).

Анализ данного явления показал также, что чем меньше расстояния $L_{п}$ и L_3 , тем больше опасность опрокидывания трактора на склонах при его перемещении поперек склона.

Одновременно с возрастанием силы G_H при росте угла α будет меняться положение вектора G , нижний конец которого будет приближаться к нижнему правому концу E_1 правого колеса. Если вектор G достигнет такого положения и его линия действия окажется

правее точки E_1 , опрокидывание трактора вправо окажется неизбежным. Такого положения допустить нельзя, т.е. угол α должен быть меньше угла $\alpha_{\text{пр}}$, представляющего собой предельное значение угла α .

Тангенс угла $\alpha_{\text{пр}}$ равен $((L_3/2)+(b_1/2))/y_C$, где b_1 – ширина обода правого заднего колеса трактора, а y_C – высота центра тяжести трактора. Тогда из равенства $tg\alpha_{\text{пр}} = (L_3 + b_1)/(2y_C)$ находим:

$$\alpha_{\text{пр}} = \arctg((L_3 + b_1)/(2y_C)). \quad (20)$$

Выводы. Так будут развиваться события, если не учитывать, что к трактору может быть присоединена сзади сельскохозяйственная машина или транспортная тележка (в агрегате с которыми он работает). В этом случае надо еще учитывать влияние прицепной машины на устойчивость агрегата. При всех прочих равных условиях устойчивость трактора будет тем больше, чем больше у него расстояния $L_{\text{п}}$ и L_3 .

Литература

1. Львов Е.Д. Теория трактора. – М.: Машгиз, 1960. – 252 с.
2. Тракторы: Теория / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др. под ред. В.В. Гуськова – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
3. Чудаков Д.А. Основы теории трактора и автомобиля. – М.: Сельхозиздат, 1962. – 312 с.
4. Пришляк В.М. Проблеми землеробства та методологічні аспекти дослідження автоматизації процесів на схилах / В.М. Пришляк // Науковий вісник НУБіП України. – К.: НУБіП, 2010. – Вип. 144. – Ч. 5. – С. 134-142.
5. Кириенко М.Н. Моделирование параметров динамической устойчивости по уравнению опрокидывания в поперечной плоскости / М.Н. Кириенко, А.С. Полянский, В.В. Задорожный // Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенко. – Харків, 2011. – Вир. 107. – Том 2. – С. 22-24.
6. Смолінський С.В. Теоретичне обґрунтування умови поперечної стійкості зернозбирального комбайна під час роботи на схилах / С.В. Смолінський // Механізація та електрифікація сільського господарства. Міжвідомчий тематичний науковий збірник. – Вип. 98. – Том 1. – Глеваха, 2013. – С. 306-313.
7. Усенко М.В. Обґрунтування вдосконалення робочих органів малогабаритних машин для вирощування однорічних культур на схилах / М.В. Усенко // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті, 2014. – № 1. – С. 121-128.

УДК 631.331

©І.Є.Цизь, к.т.н., О.О.Мельник

Луцький національний технічний університет

©Р.В.Панечко

Ковельський промислово-економічний коледж Луцького НТУ

ДОСЛІДЖЕННЯ ДЕФОРМІВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ СТЕБЕЛ СОЛОМИ ПШЕНИЦІ

У статті наведено результати експериментальних досліджень деформівних властивостей стебел соломи пшениці під дією крутильних навантажень та вплив на ці властивості вологості матеріалу.

СОЛОМА, ВОЛОГИСТЬ, СТЕБЛО, КРУЧЕННЯ, КУТ, НАВАНТАЖЕННЯ, ДЕФОРМАЦІЯ.

Постановка проблеми. Дрібні, середні та нажаль і великі сільськогосподарські виробники практично не використовують величезний потенціал пожнивних решток. Основною на сьогоднішній день є проблема використання соломи зернових культур. Так за даними науковців на полях України щорічно спалюють у межах 20 млн. тон соломи. Такий підхід має катастрофічний вплив на стан ґрунтової мікрофлори та родючість ґрунтів. Спалювання соломи - чи не єдиний сільськогосподарський чинник прирівняний до промислових викидів в атмосферу.

Але в умовах пошуку альтернативних видів джерел енергії багато країн звертають увагу на солому зернових культур, як на паливо. Відомо, що без шкоди родючості ґрунтів можна використовувати на паливо від 20 до 50 % отриманої соломи. Аналіз господарської діяльності Волині вказує, що «паливний» потенціал соломи області еквівалентний 95 - 238 тис. кубічних метрів природного газу.

Проте використання такого потенціалу палива можливий лише у випадку розроблення ефективної техніки для переробки та спалювання соломи у котлах малої та середньої потужності.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розробка нових конструкцій машин та удосконалення технологій не можливе без знання властивостей матеріалу з яким взаємодіють робочі органи, а використання сільськогосподарської біомаси (у тому числі соломи) у якості палива має ряд особливостей, які відрізняють її від традиційних енергоресурсів. Тому важливе значення мають дослідження

специфічних властивостей соломи. Дослідженнями у даному напрямку займалися ряд вчених.

Так вплив часу вилежування соломи у полі на зміну її вологості, вмісту хлору та сірки для умов Білорусі досліджено Родькіним О.І. [1]. Дослідження фракційного складу соломи підібраної після обмолоту прес-підбирачем та сформованої у рулони наведені у праці [2].

Експериментальні дослідження вологопоглинаючої здатності соломи, проведені з метою оцінки якості соломи, як підстилкового матеріалу відображені у праці [3]. Результати цих досліджень можуть бути цінним і для визначення умов зберігання соломи, яка буде використана на енергетичні цілі.

Проте найбільш цінними є відомості про здатність соломи деформуватись під дією навантажень. Найчастіше для опису процесу деформації соломи під дією стискуючого навантаження використовують формулу запропоновану В.І. Особовим [4]

Характеристики, що описують процес деформації крученням одиничних стебел соломи, отримані у дослідженнях Хайліса Г.А. [4].

Підсумовуючи, можна зробити висновок, що здійснено значний об'єм досліджень із визначення властивостей соломи. Але у багатьох випадках ці дослідження вимагають уточнення значень відповідно до умов конкретного регіону в якому вирощується рослина. Також не розкритий вплив на деформівні властивості соломи її вологості.

Мета дослідження – встановлення залежності деформацій кручення стебел соломи пшениці під дією крутильних навантажень за змінної вологості матеріалу.

Результати дослідження. Солома зернових культур, як і більшість стебел рослинних матеріалів, мають нижчі значення опору деформаціям кручення ніж стиску. Опір деформаціям кручення під час досліджень оцінювали кутом закручування стебел та відповідним йому крутним моментом, а також максимальним значеннями цих величин за яких відбувалось руйнування стебла.

Кут закручування стебел та відповідний йому крутний момент визначали на установці для дослідження деформівних властивостей стебел соломи під дією крутильних навантажень (рис. 1). На рамі 1 установки розміщено верхню платформу 4 із нанесеною шкалою кута повороту шківів 6. Даний шків встановлений на зовнішньому кільці підшипника 8, який у свою чергу посаджений внутрішнім кільцем на циліндричний виступ верхньої платформи 4. На шківі 6 закріплено верхній механізм закріплення стебла 7 та вказівник його повороту 5. За допомогою болтів 2 до рами 1 приєднана нижня платформа 13. До

даної платформи за допомогою гвинтового механізму 14 приєднаний нижній механізм закріплення стебла 3.

Для прикладання до стебла 12 крутного моменту на шків 6 намотана нитка 9, яка проходить через шків 10 та з'єднана із платформою вантажів 11. Зміна віддалі між верхнім 7 та нижнім 3 механізмами затискання стебла забезпечується системою отворів у рамі 1 та перестановкою нижньої платформи 13. Остаточне регулювання віддалі здійснюється гвинтовим механізмом 14.

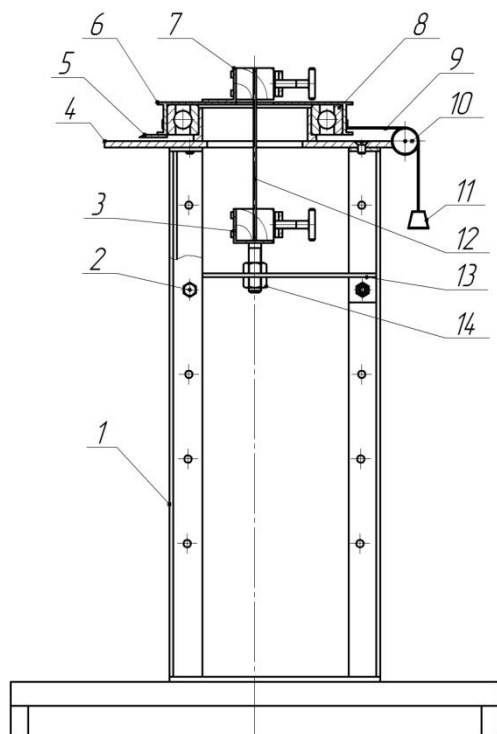


Рис. 1 - Експериментальна установка для дослідження деформівних властивостей стебел соломі під дією крутильних навантажень: 1 – рама; 2 – болт; 3 – нижній механізм закріплення стебла; 4 – верхня платформа; 5 – вказівник повороту шківів, 6 – шків; 7 – верхній механізм закріплення стебла; 8 – підшипник; 9 – нитка; 10 – шків; 11 – платформа вантажів; 12 – досліджуване стебло; 13 – нижня платформа; 14 – гвинтовий механізм

У процесі реалізації експерименту за допомогою перестановки нижньої платформи 13 та гвинтового механізму 14 забезпечували встановлення віддалі між губками верхнього 7 та нижнього 3 затискного механізмів, яка відповідає встановленій планом експерименту досліджуваній довжині стебла.

Тоді, після намотування максимально можливої довжини нитки на шків, у розведені губки верхнього 7 та нижнього 3 затискного механізму встановлювали досліджуване стебло 12 і затискали його у цих механізмах.

Потім на платформу вантажів 11 вкладали гирьку масою 10 г (компенсатор сили тертя) та фіксували покази вказівника повороту 5 шківа за циферблатом верхньої платформи 4 шляхом записування їх у журнал. Далі вкладали на платформу вантажів 11 гирьку вагою 5 г та фіксували відповідне цьому навантаженню положення вказівника повороту 5. Витримку під навантаженням здійснювали протягом не інтервалу не меншого 10 с. Тоді масу вантажу знову збільшували на 5 г та фіксували значення вказівника повороту 5. Експеримент продовжували до тих пір поки не відбувалося руйнування стебла шляхом його різку.

Значення кута закручування стебла φ_{zi} визначали за формулою:

$$\varphi_{zi} = \varphi_i - \varphi_0, \quad (1)$$

де φ_i – біжуче значення показів зафіксованих вказівником повороту 5, град.; φ_0 – початкове значення показів вказівника повороту 5, град.

Числове значення крутного моменту M_i прикладеного до стебла у Н·мм, якому відповідав кут закручування φ_{zi} визначали за формулою:

$$M_i = \frac{(m_\Sigma - 10) \cdot g \cdot r_{ш}}{1000}, \quad (2)$$

де m_Σ – сумарна маса вантажів на платформі 11 у момент фіксації кута закручування, г; $g = 9,81 \frac{M}{c^2}$ – прискорення вільного падіння; $r_{ш} = 50 \text{ мм}$ - робочий радіус шківа 6.

У результаті досліджень деформівних властивостей соломи пшениці проведених за описаною методикою отримані залежності зміни кута закручування стебел від величини прикладеного крутного моменту. Під час досліджень використовувались стебла вологістю $W = 15; 30; 45 \pm 1\%$. А також дослідження проводились для одного, двох та трьох стебел. Також досліджувався вплив робочої

(випробовуваної) довжини стебла для значень: 40, 50 та 60 мм. Отримані графічні залежності наведено на рис. 2 – 14.

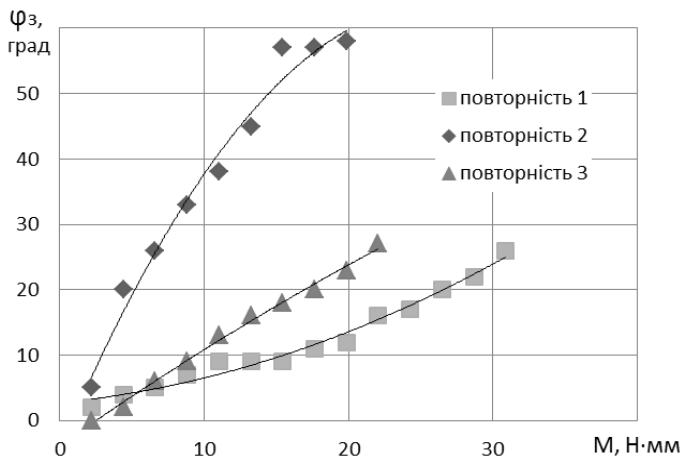


Рис. 2 – Залежність кута закручування φ_3 від прикладеного крутного моменту M для 3 стебел вологістю $W = 15\%$ та досліджуваної довжини $l = 40\text{мм}$

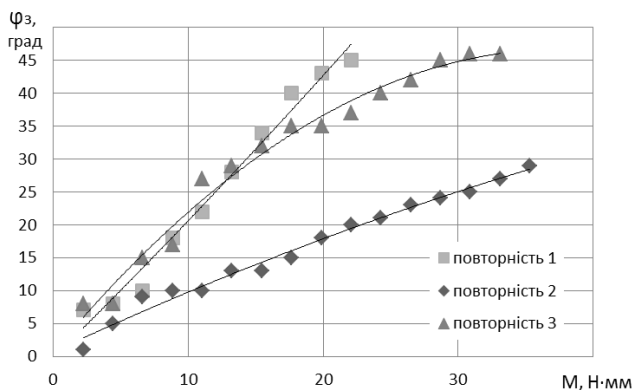


Рис. 3 – Залежність кута закручування φ_3 від прикладеного крутного моменту M для 1 стебела вологістю $W = 15\%$ та досліджуваної довжини $l = 50\text{мм}$

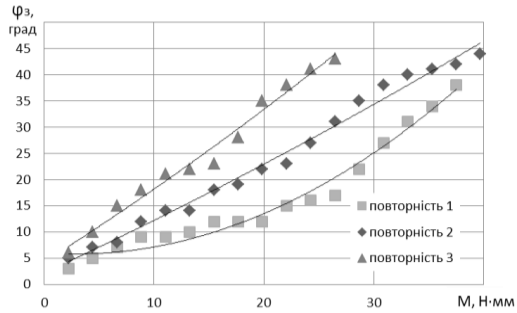


Рис. 4 – Залежність кута закручування φ_z від прикладеного крутного моменту M для 2 стебел вологістю $W = 15\%$ та досліджуваної довжини $l = 50\text{мм}$

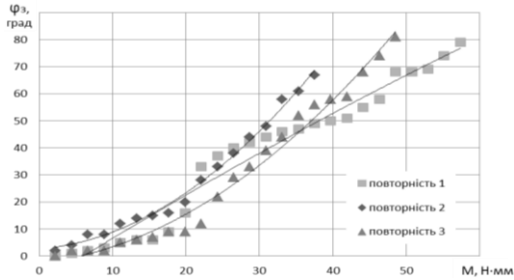


Рис. 5 – Залежність кута закручування φ_z від прикладеного крутного моменту M для 3 стебел вологістю $W = 15\%$ та досліджуваної довжини $l = 50\text{мм}$

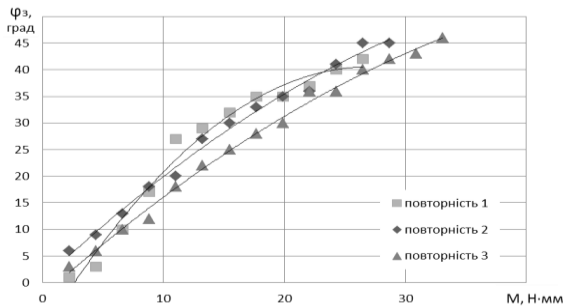


Рис. 6 – Залежність кута закручування φ_z від прикладеного крутного моменту M для 1 стебла вологістю $W = 45\%$ та досліджуваної довжини $l = 50\text{мм}$

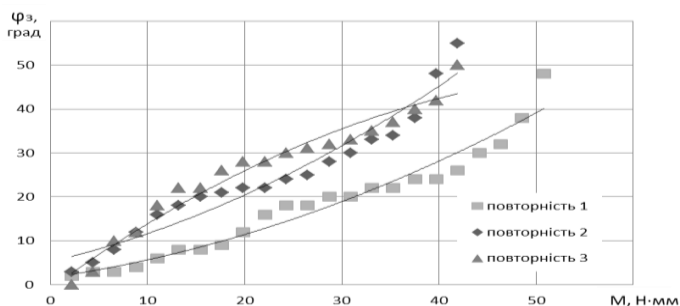


Рис. 7 – Залежність кута закручування φ_3 від прикладеного крутного моменту M для 2 стебел вологістю $W = 45\%$ та досліджуваної довжини $l = 50\text{мм}$

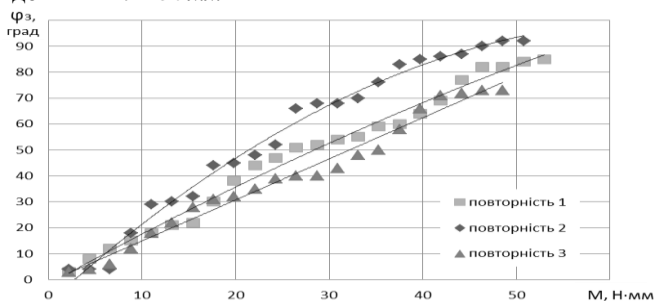


Рис. 8 – Залежність кута закручування φ_3 від прикладеного крутного моменту M для 3 стебел вологістю $W = 45\%$ та досліджуваної довжини $l = 50\text{мм}$

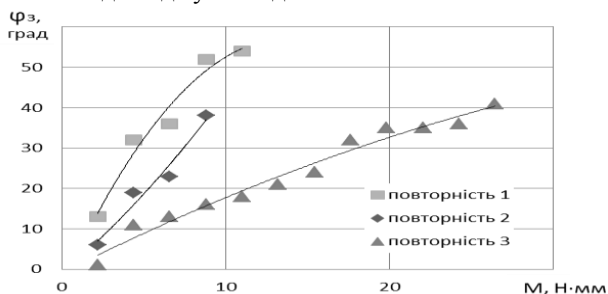


Рис. 9 – Залежність кута закручування φ_3 від прикладеного крутного моменту M для 1 стебла вологістю $W = 15\%$ та досліджуваної довжини $l = 60\text{мм}$

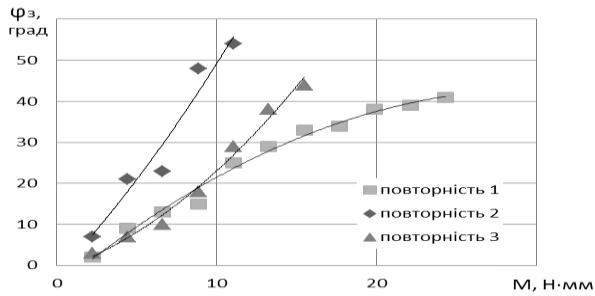


Рис. 10 – Залежність кута закручування φ_z від прикладеного крутного моменту M для 2 стебел вологістю $W = 15\%$ та досліджуваної довжини $l = 60\text{мм}$

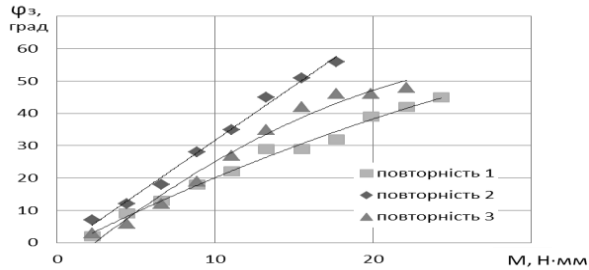


Рис. 11 – Залежність кута закручування φ_z від прикладеного крутного моменту M для 3 стебел вологістю $W = 15\%$ та досліджуваної довжини $l = 60\text{мм}$

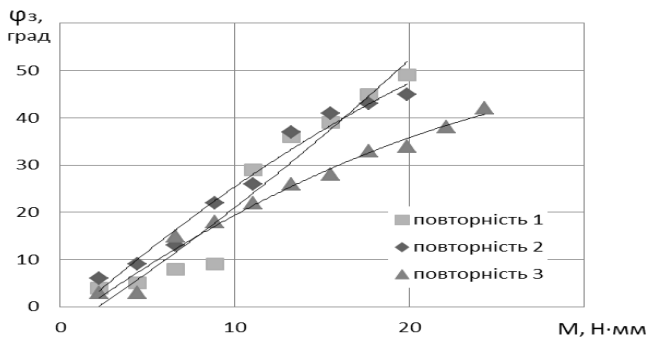


Рис. 12 – Залежність кута закручування від прикладеного крутного моменту M для 1 стебла вологістю $W = 45\%$ та досліджуваної довжини $l = 60\text{мм}$

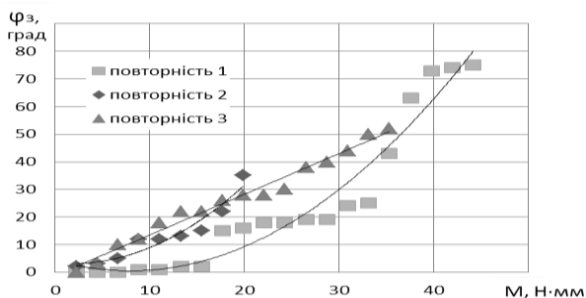


Рис. 13 – Залежність кута закручування φ_z від прикладеного крутного моменту M для 2 стебел вологістю $W = 45\%$ та досліджуваної довжини $l = 60\text{мм}$

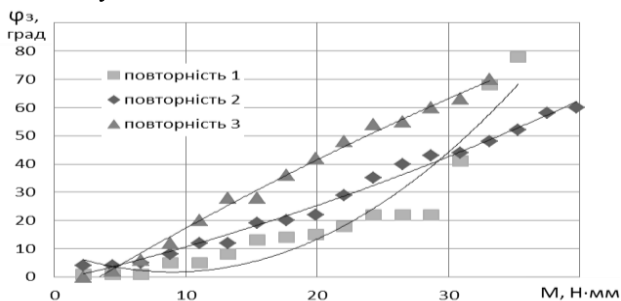


Рис. 14 – Залежність кута закручування φ_z від прикладеного крутного моменту M для 3 стебел вологістю $W = 45\%$ та досліджуваної довжини $l = 60\text{мм}$

Висновки. Як видно із отриманих залежностей має місце значна дисперсія експериментальних значень за повторностями. Це явище очевидно має місце через вплив неврахованого фактора чи факторів. Таким фактором може бути використання для досліджень у випадковому порядку нижньої, верхньої або середньої частина стебла. А також діаметр стебла та наявність на ньому мікропошкоджень.

Але усереднені значення вказують на те, що зі збільшенням вологості матеріалу його здатність до деформування зростає і відбувається за менших зусиль.

Література

1. Родькин О.И. Экологическая оценка и потенциал использования соломы зерновых культур в качестве биотоплива //

Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Экономика и экологический менеджмент». - 2013 г. - Вып 3.

2. Семирненко Ю.И. Исследование физико-механических свойств соломы как топлива [Электронный ресурс] / Ю.И. Семирненко, С.Л. Семирненко // Техника и технология. Проблематика, наработки, инновации, практика, теория : сборник научных докладов, (Польша, Лодзь, 29.04.2015-30.04.2015). - Лодзь, 2015. - С. 21-24.

3. Сергиенко А.Г., Псюкало С.П., Луханин В.А., Усова Е.В. Исследование свойств подстилочного материала для животных северокавказского региона // Научный журнал КубГАУ. 2015. - №109(05). – С. 1-11.

4. Ковалёв Н.Г., Хайлис Г.А., Ковалёв М.М. Сельскохозяйственные материалы (виды, состав, свойства). – М.: ИК «Родник», журнал «Аграрная наука», 1998. – 208 с.

Рецензент д.т.н. В.І.Шваб'юк

ANNOTATIONS - / - АННОТАЦИИ

N. Vrzheshch, V. Penkalia, O. Kasian Heat-balancing testing of engines gasoline-powered saws

This article discusses the issues of designing and manufacturing heat-balance test rigs that allow in vitro to estimate the state of the specified equipment and form a set of measures for its recovery, as well as perform a comparative analysis of the effectiveness of the use of gasoline-powered saws models from different manufacturers. It was found that with increasing power of the test ICE gasoline-powered saws Husqvarna 236, Husqvarna 340 and Taiga 245 increasing all the components of the heat balance and hour fuel consumption grows, but effective efficiency decreases. In addition, the efficiency essentially depends on the engine speed ICE, and in the frequency range from idle to rated speed it's growing, and the nominal – falls.

ENGINE, POWER, STAND, HEAT-BALANCE, SAW

- / -

Н.В.Вржещ, В.Е.Пенкаля, А.Н.Касян Теплобалансные испытания двигателей бензиномоторных пил

В статье рассмотрено конструкцию разработанного теплобалансного стенда, методику испытаний и результаты экспериментальных исследований характеристик двигателей бензиномоторных пил Husqvarna 236, Husqvarna 340, Тайга 245.

ДВИГАТЕЛЬ, МОЩНОСТЬ, СТЕНД, ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС, ПИЛА

N. Vrzheshch, A. Shulhan, O. Chaika Testing of petrol motors on dynamometric steel

This article discusses the issues of designing and manufacturing specialized test rigs that allow in vitro to estimate the state of the specified equipment and form a set of measures for its recovery, as well as perform a comparative analysis of the effectiveness of the use of gasoline-powered saws models from different manufacturers. Established that the largest reserves of torque registered for ICE in chainsaw Taiga 245 and in the other models he gradually changing. ICE in chainsaws Husqvarna 236 and Husqvarna 340 support the high power over a wide range of the crankshaft frequency and ICE in chainsaw Taiga 245 shows a rapid change mode. The smallest amount of fuel for the operation spent ICE in chainsaw Husqvarna 236, and the highest — ICE in chainsaw Taiga 245. Fuel consumption of ICE of all chainsaw models have approximately the same value of minimum quantity.

DYNAMOMETER, TORQUE, POWER, STAND.

- / -

Н.В.Вржещ, А.В.Шульган, А.А.Чайка Испытания двигателей бензиномоторных пил на динамометрическом стенде

В статье рассмотрено результаты экспериментальных исследований характеристик двигателей бензиномоторных пил Husqvarna 236, Husqvarna 340, Тайга 245, которые были получены на разработанном динамометрическом стенде.

ДИНАМОМЕТР, КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ, МОЩНОСТЬ, СТЕНД

O. Gerasymchuk, O. Shovkomud, O. Markova Analysis of the directions of the modification of the construction of the caterpillar propulsion with the aim of increasing the permeability and reducing the pressure on the soil.

The efficiency of the operation of machines in severe road conditions is determined by their patency. The problem of passability on support surfaces with low bearing capacity is solved by improving the design of the propulsors. One of the engines, significantly increase the permeability of vehicles, is a caterpillar engine. From the analysis of known design solutions it is established that the use of a pneumatic track increases the running and performance of tracked vehicles, such as smooth running, noiseless operation, off-road speed, durability. Pneumatic caterpillars also have disadvantages: relatively low traction; sensitivity to low temperatures; low maintainability. Increase the patency of machines with caterpillar propellers is possible due to the use of rubber reinforced caterpillars. The use of rubber-reinforced caterpillars allows carrying out work in conditions of high soil moisture, significantly reduces soil compaction by running machine systems, ensures the tractor's ability to drive on hard-surfaced roads, has a good ability to self-clean from dirt at any humidity.

With the aim of final selection of the type of caterpillar engine with high cross-country capacity, it is necessary to evaluate the conditions of its operation, including natural and climatic conditions, in particular soil conditions. The problem of patency can be solved by replacing the traditional metal elements of caterpillar propellers with elastic ones. in particular rubber-reinforced ones.

- / -

А.П.Герасимчук, А.В.Шовкомуд, О.В.Маркова Анализ направлений изменения конструкции гусеничного движителя с целью повышения проходимости и уменьшение давление на почву.

Эффективность эксплуатации машин в тяжелых дорожных условиях определяется их проходимостью. Проблема проходимости по опорным поверхностям с низкой несущей способностью решается путем усовершенствования конструкции движителей. Одним из движителей, значительно повышают проходимость транспортных средств, является гусеничный движитель. Из анализа известных конструктивных решений установлено, что применение пневматической гусеницы повышает ходовые и эксплуатационные качества гусеничных машин, такие как плавность хода, бесшумность работы, скорость движения по бездорожью, долговечность. Пневматические гусеницы имеют и недостатки: сравнительно низкую тяговую способность; чувствительность к низким температурам; низкую ремонтпригодность. Увеличение проходимости машин с гусеничными движителями возможно за счет использования резиноармированных гусениц. Применение резиноармированных гусениц позволяет проводить работы в условиях повышенной влажности почв, значительно уменьшает уплотнение почвы ходовыми системами машин, обеспечивает способность трактора двигаться по дорогам с твердым покрытием, имеет хорошую способность к самоочищению от грязи при любой влажности.

С целью окончательного выбора типа гусеничного движителя с высокой проходимостью нужно оценить условия его эксплуатации, в том числе природно-климатические условия, в частности состояние почвы. Решение проблемы проходимости может осуществляться заменой традиционных металлических элементов гусеничных движителей на эластичные. в частности резиноармированные.

I.Golovachuk, V.Velychko Analysis of mathematical model of flax stem

In the process of flailing stems of flax are exposed by the working bodies of flax harvesting machines. In this case, the plant material is distorted, which can lead to its breakage. In the article the stem is proposed to be considered as a multi-link system with elastic joints. This allows you to simulate the behavior of the stem under the influence of external forces. Investigation of the elastic properties of flax stems under the influence of external factors is a very important task.

- / -

И.П.Головачук, В.Л. Величко Анализ математической модели стебли льна

В процессе тербления стебли льна подвергаются воздействию со стороны рабочих органов льноуборочных машин. При этом растительный материал искривляется, что может привести к его взлому. В статье стебель предлагается рассматривать как многосвязную систему с упругими шарнирами. Это позволяет смоделировать поведение стебли под действием внешних сил. Исследование упругих свойств стеблей льна под действием внешних факторов является весьма важной задачей.

A.Golubev, V.Tarasyuk, V.Khvesic, R.Panechko Theoretical prerequisites of drying processes modeling of disperse plant material

Drying of bulk agricultural materials by using conical chamber drier.

Drying is an important stage of crop production. Effective removal of moisture from the grain can provide reliable and long-term its preservation. The high energy costs of the drying process arise as a result of incomplete use of the drying agent potential.

The analysis of modern dryers of grain materials is carried out. There are many drying units with a cylindrical drying chamber. Such a design of the dryer does not ensure the uniformity of drying at the height of the layer. This is due to the creation of a grain of aerodynamic resistance. As a result, the loss of flow pressure and the appearance of uneven ventilation of the material. The use of a drying chamber in the form of a cut cylinder makes it possible to equalize the amount of drying agent in the dryer. The inclination of the creative imaginary cone can be established on the basis of the experimental data obtained on the ventilation of the material.

- / -

А.В.Голубев, В.В.Тарасюк, В.А.Хвесик, Р.В.Панечко Применение конусообразных камер для сушки сыпучих сельскохозяйственных материалов

В статье представлен анализ существующих методов сушки сыпучих сельскохозяйственных материалов, в частности зерновых. Установлены закономерности изменения напора сушильного агента по сечению сушилки. Предложено для полного использования потенциала сушильного агента применять конусообразные камеры сушки, что позволит обеспечить равномерность расхода сушильного агента по слоям материала в сушилке.

Y.Hunko, M.Shvedik, V.Tesliuk, P.Tkachuk Research results of operation of the sugar production filtering station

It is known, that the filtration process provides mechanical separation of suspensions through filters that pass the liquid, but retain solid particles.

In this case, the filters used in the sugar industry should have sufficient retaining capacity in relation to the disperse phase, insignificant hydraulic resistance during filtration, long service life and convenient and efficient cleaning

(regeneration of the filter).

In general, the filtering process is influenced by two groups of factors: micro factors and macro factors. The macro factors include the structure and geometry of the filtering partition and the sediment layer, the filtrate density, the pressure difference across the filter sides; the micro factors - the size and shape of the pores on which the fluid moves in the sieve to the filtering partition.

Thus, it can be stated that the filtering process is accompanied by a rather complex influence of a number of factors, which, in turn, make it necessary for operative and continuous monitoring of the parameters and indicators that determine the efficiency of the passage of the filtration process.

In particular, for this purpose, appropriate prerequisites have been created at the Hnidava Sugar Plant, where automatic process control systems were introduced. One of these control systems allows us to investigate the processes that occur when filtering diffusion juice efficiently.

On the basis of the analysis of the peculiarities of the diffusion juice filtration process, the tasks of experimental studies of the automated filtration station were identified. The control system of the filtration process allowed to obtain a regressive dependence for determination of spending of filtered juice, as well as to obtain graphical dependencies of the filtering speed, which allow to determine the factors that influence the filtering station efficiency.

- / -

Ю.Л.Гунько, Н.С.Шведик, В.В.Теслюк, П.И.Ткачук *Результаты исследования работы фильтровальной станции сахарного производства.*

В статье приведены результаты анализа особенностей процесса фильтрования диффузионного сока с помощью автоматизированной фильтровальной станции, а также результаты экспериментальных исследований работы фильтровальной станции, на основании которых определены факторы, влияющие на эффективность процесса фильтрования.

V.Didukh, S.Yagelyuk, Y.Onyuh *Popular properties of oil flax fiber, grown under western polisy conditions indicators*

The results of study of the values of single and complex indices of the consumer properties of fiber obtained from oil flax grown in the conditions of western Polissya are presented. The bursting load, mass length, linear density and fiber color were investigated. From the indices of the properties of flaxseed oil fiber study results, one can see that these indices are close to the same ones of long-fiber flax. These indicators become the objects for a comprehensive assessment of oil flax fiber quality, grown under Western Polissya climatic conditions. in subsequent studies.

- / -

В.Ф.Дидух, С.В.Ягелюк, Ю.М.Онюх *Показатели потребительских свойств волокна льна масличного, выращенного в условиях западного Полесья*

Приведены результаты исследования значений разрывной нагрузки, массодлины, линейной плотности, и цвета волокна, полученного из льна масличного, выращенного в условиях западного Полесья. Данные можно использовать для комплексной оценки качества волокна льна масличного.

V.Didukh, I.Dude, S.Yagelyuk, J. Onyuk, B.Boychuk. Technology of the processing of stone lounge mash of olive , received in west polish conditions

The results of the substantiation of the physical model of the flaxen oil stem model as the basis for conducting theoretical studies and the technology of processing stem mass for the harvesting of flaxseed oil, grown in the conditions of Western Polissya to provide fibrous material properties that are decisive in its further use are givenю.

LION OIL, STEEL, COLLECTION, FIBER, FUEL MATERIALS, DRYING, MODEL, PROPERTIES, VOLTAGE.

- / -

В.Ф.Дидух, И.З.Дуць, С.В.Ягелюк, Ю.М.Онюх, Б.В.Бойчук. Технология переработки стеблевой массы льна масличного, получаемой в условиях западного полясья

Приведены результаты обоснования физической модели стебли льна масличного, как базовой для проведения теоретических исследований и технологии переработки стеблевой массы при уборке льна масличного, выращенного в условиях Западного Полесья для обеспечения волокнистых материалов свойств, которые являются определяющими в дальнейшем его использовании.

ЛЕН МАСЛИЧНЫЙ, СТЕБЛИ, УБОРКА, ВОЛОКНО, ТОПЛИВНЫЕ МАТЕРИАЛЫ, ИЗМЕЛЬЧЕНИЕ, МОДЕЛЬ СВОЙСТВА, ВЛАЖНОСТЬ

I.Dudarev, L. Zabrodotska, S.Skhab, O.Holiy. Experimental research of bulk materials mixing process. The construction of a spiral mixer of bulk materials is proposed in the article. Also, the method for determining the content of components in a mixture of bulk materials is proposed in the article. Experimental research of mixing process of bulk materials (wheat and rye) on the laboratory equipment was carried out according method which was developed. The laboratory equipment is a model of the spiral mixer. The results of the research showed that the spiral mixer provides good quality mixing of bulk materials. Also, the results of experimental research have shown that mathematical model describes the mixing process of bulk materials with sufficient accuracy. Thus, the spiral mixer can be used for mixing bulk materials.

- / -

И.Н.Дударев, Л.Ю.Забродотская, С.П.Схаб, А.В.Голий. Экспериментальное исследование смешивания сыпучих материалов. В статье предложена методика определения содержания компонентов в смеси сыпучих материалов, которая получена в спиральном смесителе. Согласно предложенной методике проведены экспериментальные исследования процесса смешивания двух сыпучих материалов (пшеница и рожь) в пропорции 1:1 на разработанной лабораторной установке, которая являет собой развертку спирального материалопровода смесителя. Результаты исследования показали, что спиральный смеситель обеспечивает хорошее качество смешивания сыпучих материалов. Сравнение результатов экспериментальных исследований с данными, которые получены при математическом моделировании процесса смешивания в спиральном смесителе, показали, что математическая модель с достаточной точностью описывает данный процесс.

A.Diachun, V.Dzyura, V.Klenny, O Tretyakov The method 3d scanning of rolling screws after process shock strengthening

Vegetable waste from agricultural production is used for the production of solid fuels. Such waste can be classified as straw, husk, sunflower, rice, fodder corn, and so on. Solid fuel will be pressed with a screw press from this raw material. This reduces the screw resource and increases costs.

The main operational defects of the screw working bodies are chips, cracks, loss and wear of the main material. Defects can be divided into: local; located in restricted areas and located throughout the volume of the coil or on its entire surface.

The surface quality is estimated by geometric parameters and the state of the surface layer. It is determined by the physical and mechanical properties and structure of the material.

On the basis of these data, a lining tool for strengthening screw working bodies is proposed, which is done in the form of a disk.

The article presents the analytical dependencies of the approximation of various types describing the influence of technological factors on the roughness of the helical surface obtained as a result of experimental studies. The analysis of the obtained results of experimental studies made it possible to determine the nature of the influence of individual technological factors on the roughness of the treated surface.

- / -

А.Е.Дячун, В.О.Дзюра, В.М.Клендий, О.Л.Третьяков Метод 3д сканирование шероховатости винтовых поверхностей после процесса ударного укрепление

В статье приведены аналитические зависимости аппроксимации различных видов, описывающих влияние технологических факторов на шероховатость винтовой поверхности, полученные в результате экспериментальных исследований. Анализ полученных результатов экспериментальных исследований позволил определить характер влияния отдельных технологических факторов на значение шероховатости обработанной поверхности.

Ключевые слова: шероховатость, винтовая поверхность, винтовой рабочий орган.

V. Zakharchuk, O. Zakharchuk. Evaluation of economic efficiency of use of alternative fuels in the means of technological transport.

There is a big wheeled vehicles fleet and mobile agricultural machinery that run on petroleum based fuels in our country today. But the fuel price rises all the time and the environmental situation deteriorates in the country too. One of the main ways to solve the problem is the adaptation of the vehicles to run on the alternative fuels. The purpose of this article is the evaluation of economic efficiency of the use of alternative motor fuels on the four-wheel tractor. The study was made by using a computational method of research. Recent studies and publication on solving the task of the evaluation of economic efficiency of the investments use were analyzed. Motor fuels for further research were determined by ranking. Indicators of economic efficiency of exploitation of four-wheel tractor that runs on natural gas and on biodiesel were found out. The use of natural gas has the greatest economic effect. MTZ-80 tractor exploitation as a technologic vehicle that runs on gas fuel in

comparison to diesel fuel will provide an annual economic effect in 6,078 thousand UAH and the payback period of costs for conversion to run on gas will be 1,41 of the year. Conversion of the diesel engines to run on natural gas is the most economically profitable during their repair. In the case of the exploitation of the vehicle to run on biodiesel fuel an annual economic effect will be 0,177 thousand UAH and the payback period of costs for conversion will be 4,9 of the year.

- / -

В.И.Захарчук, О.В.Захарчук *Оценка экономической эффективности использования альтернативных топлив в средствах технологического транспорта.*

Статья посвящена определению экономического эффекта от использования альтернативных моторных топлив. Проанализировано последние достижения и публикации, в которых положено начало решению задач оценки экономической эффективности использования инвестиций. Ранжированием определены моторные топлива для дальнейших исследований. Определены показатели экономической эффективности эксплуатации колесного трактора на природном газе и биодизельном топливе. Наибольший экономический эффект от использования природного газа.

V.Karas *Problems of certification of state standards in the field of machine building*

Harmonization of national standards creates promising conditions for the equal presence of domestic products in foreign markets. Given the high intensity of the development of the work of harmonization work must be done quickly. Therefore, the basic principle should be ahead of standardization. The development and approval of a harmonized standard project, the abolition of outdated standards, the issuance and approval of a draft normative document greatly complicates the process of creating any industry.

In modern conditions of the development of the machine-building complex, in which cooperation and cooperation between manufacturers of various industries and enterprises take a significant place, it is impossible without international standards. Therefore, the role of the technical committees on standardization of Ukraine, which closely cooperate with the structural divisions of the International Electrotechnical Commission and the international standardization organization, is increasing.

The article deals with some features in the field of harmonization of Ukrainian standards with international ones. It is established that it is necessary to accelerate the process of harmonization itself, to harmonize the rules and norms of national normative documents with international ones, taking into account modern scientific and technical terminology. It is determined that the adoption of international standards as national ones is the fastest and most cost-effective solution to the problem of providing the domestic machine-building industry with modern normative documents.

- / -

В.И.Карась *Проблематика согласования государственных стандартов в области машиностроения*

В статье рассмотрены некоторые особенности в области гармонизации украинских стандартов с международными. Установлено, что необходимо ускорять сам процесс гармонизации, согласовывать правила и нормы национальных нормативов документов с международными, учитывая современную научно-техническую терминологию. Определено, что принятие международных стандартов как

национальных является наиболее быстрым и экономически выгодным решением проблемы обеспечения отечественной машиностроительной отрасли современными нормативными документами.

V.Klenny, A.Dragan, V.Gupka R.Kotyk Technological precipites of manufacturing of gvintovoi gorfated different professional working bodies

In engineering, the level of technological support for the production of screw corrugated billets is insufficient, and the scientific basis for its creation does not meet modern requirements. Among these problems, research and development of progressive technological processes of shaping screw corrugated billets is important. They have become widely used in mixers, heat exchangers, confectionery machines, food and pharmaceutical industries.

Research aimed at the development and practical implementation of progressive technological processes of obtaining screw corrugated and annular billets are relevant and of great importance.

The construction of a circular machine with conical shapes with forming wheels for the manufacture of screw corrugated blanks is presented. The analytical dependences for determining the power and structural parameters of the technological process of bending of screw corrugated billets between two sprocket wheels are deduced.

- / -

В.М.Клендий, А.П.Драган, В.В.Гупка, Р.М.Котик Технологические предпосылки изготовления винтовых гофрированных разнопрофильных рабочих органов

Приведена конструкция обкаточного станка с коническими формами формовочными колесами для изготовления винтовых гофрированных заготовок. Выведены аналитические зависимости для определения силовых и конструктивных параметров технологического процесса гибки винтовых гофрированных заготовок между двумя прямозубыми колесами.

V.Klenny, N.Marchuk, V.Gupka, R. Kotyk, M. Radyk The substance of the parameters of the preventional elements of technological equipment for mechanical processing

Safety devices are used to protect the elements of machine drives and mechanisms from overloads and breakdowns. At a dangerous moment, they disconnect the kinematic drive chain of the machine. This prevents damage to the working bodies or damage to the drive. The use of safety devices is important for modern machine tools. Clamping devices of type of cartridges have a considerable sphere of application in modern machine-building.

At present, many designs of safety cartridges have been developed. For most equipment, mechanisms, parts and cutting tools, work is typical under variable load conditions. The system of operating loads has a different structure, which is formed by the influence of periodic and random factors.

The design of a safety coupling for protection of elements of drives of cars and technological equipment from an overload and protection of tools from a breakage is resulted. The analytical dependences for determination of torque value from different factors are deduced.

- / -

В.М.Клендий, Н.М.Марчук, В.В.Гупка, Р.И.Котик, М.Д.Радик *Обоснование параметров меры элементов технологического оборудования для механической обработки*

Приведена конструкция предохранительной муфты для защиты элементов приводов машин и технологической оснастки от перегрузки и защиты инструментов от поломки. Выведены аналитические зависимости для определения величины крутящего момента от различных факторов.

I.Lutsiv, Iv.Hevko, T.Dubynyak, V.Hud. *Results of experimental researches of the obertal moment of elastic-powerful clutch of the flexible screw conveyor*

Creation of new and improvement of the existing designs of transport-technological mechanisms works for to mechanization and automation of production processes and increase in labour productivity. During transport- technological processes by screw conveyers (SC) performance the overloadings caused by technological processes operation as well as by stochastic phenomena result in significant deformation and breakdown of the screw operating devices and other mechanism parts. It is possible to prevent overloadings of technological character providing efficient loading of SC but it is difficult to predict stochastic overloadings and they can be prevented using safety clutches (SC) with elastic and protecting properties in SC drives constructions.

A prototype of a flexible screw conveyor elastic-safety clutch was designed and manufactured and an experimental installation for its experimental study. The structure of an elastic-safety clutch and an experimental installation for its research is described. Experimental investigations of elastic-safety couplings of flexible screw conveyor were carried out. According to their results, the regression equation was derived and graphical dependences of the moment of operation of the investigated coupling were constructed.

- / -

И.В.Луцив, Ив.Б.Гевко, Т.С.Дубиняк, В.З.Гудь. *Результаты экспериментальных исследований крутящего момента упруго-предохранительной муфты гибкого винтового конвейера*

Спроектирован и изготовлен опытный образец упруго-предохранительной муфты гибкого винтового конвейера и экспериментальную установку для ее исследования. Описано строение упруго-предохранительной муфты и экспериментальной установки. Проведены экспериментальные исследования напряженно-предохранительной муфты гибкого винтового конвейера и по их результатам выведено уравнение регрессии и построены графические зависимости момента срабатывания исследуемой муфты.

T.Navrotskaya *Technological equipment for control of quality of details of mine mechanisms*

One of the main areas of improvement of production technology is the introduction of advanced technological processes and their provision of equipment. Technological equipment is an additional auxiliary device that complements and extends the functionality of process equipment. In engineering, the technological equipment includes machine tools, assembly and control devices and auxiliary and

working tools. The largest share is machine tools. They are an integral part of the technological process, extending the parameters of accuracy, rigidity and durability inherent in machine designs. It is important that the parameters of all the structural elements of the power system of the devices are coordinated among themselves, and machine tools would not be the weakest link.

The use of the gadgets ensures the automatic orientation of the workpieces during their installation, increases the accuracy of the processing and the quality of the products, increases productivity, expands the technological capabilities of the machine tools, improves the working conditions and safety of work.

The purpose of the work is to improve the design of devices for controlling screw elements of transport and technological systems, increase their productivity and expand technological opportunities.

The designs of technological equipment for controlling screw elements and drive shafts are presented. Determine the total error of fastening the workpiece to the device during rotation.

- / -

Т.Д.Навроцкая Технологическая оснастка для контроля качества деталей винтовых механизмов

Приведены конструкции технологической оснастки для контроля винтовых элементов и приводных валов. Определены суммарную погрешность закрепления заготовки в устройства при вращении.

O.Nalobina, A.Herasymchuk., R.Koval'chuk, O.Tkachuk. System-technological analysis of the device for harvesting hemp stalks.

Qualitative harvesting of hemp stems requires a productive and energy efficient device for harvesting hemp stalks. Increasing the technical level of existing devices is possible on the basis of the system-technological method of modernizing the equipment.

The purpose of the work is to carry out a systematic and technological analysis of the device for harvesting hemp stalks.

As a result of the systematic analysis of the technological process of collecting hemp stems, the systemic influence of elementary operations on the formation of indicators of quality and energy consumption was revealed. The dependence of quality and energy consumption indicators on the parameters and modes of functioning of working bodies is established. The results of the study can be used to find ways to increase the technical level of the hemp assembly.

- / -

A.A.Налобина, А.П.Герасимчук, Р.В.Ковальчук, О.Л.Ткачук. Системно-технологический анализ устройства для сбора стеблей конопли.

В статье выполнен системный анализ технологического процесса сбора конопли с целью поиска направлений повышения технического уровня устройства для сбора стеблей конопли.

R.Rogatynskiy, A.Diachun, A.Melnychuk The study of grain material velocities in a screw conveyor with rotating casing by grapho-analytical method

The new construction of screw conveyor with rotating casing for transporting of bulk materials in livestock sector is represented. Such conveyers, are characterized by the simple design, high reliability, easy handling and adaptation in the automated systems being ecologically-friendly, have been widely used for the

technological operations of the bulk-cargo transporting and mixing. Application of such screws requires to solve problems dealing with the determination of loadings on the screw operating member and the characteristic of the bulk-cargo movement, as well reasonability of their application. The cargo speeds while transporting have been found and analytical dependences have been deduced. Analytical dependencies for finding angular speeds and linear speeds of the cargo movement along the inclined surfaces have been deduced.

Based on the grapho-analytical method in a screw conveyor with rotating casing, the velocities parameters of bulk material are researched. The motion of bulk material in high-speed operation mode of screw conveyor is analysed.

It is determined, that for the high-speed transporting mode it is better to give circulating motion to the rotating casing in direction to the opposite rotation of spiral working body, and for the process of mixing of the transported material the rotation of casing in direction of rotation of auger is expedient.

- / -

Р.М.Рогатынский, А.С.Дячун, А.Л.Мельничук Исследование скоростей зернового материала в винтовом конвейере с оборотным кожухом графоаналитическим методом

В статье представлена новая конструкция винтового конвейера с оборотным кожухом для транспортировки сыпучих материалов в животноводстве. Исследованы скоростные параметры зернового материала на основе графоаналитического метода в винтовом конвейере с оборотным кожухом. Проведен анализ движения материала при установившемся быстрходном режиме.

V. Say, S. Panasiuk, L. Kozel Discours of oil production technology from oil flax seed

The article deals with the directions of using oil flax seeds, the main of which is its processing into the oil. The modern process of production of oil was analyzed and it was determined that the main stages are the preparation of oil seed crops for storage, storage of seeds, preparation of seeds for the production of oils, oil removal from raw materials, oil purification. There were studied all stages of production oil from flax seed oil. It has been established that the best nutritional value has flax seed oil, which was not subjected to high temperature processing. High quality linseed oil is obtained only by cold pressing, that is, at a temperature not higher than 40 ° C. It has been experimentally investigated that with a specific pressure of pressing 19-22 MPa from the whole seed of flax seed oil, 18-20% of oil was obtained, from the fallen seeds of flaxseed oil - 23 - 25%, from crushed seeds of flax seed oil - 10-11%. This indicates that the highest yield of oil by pressing is obtained from the fallen seeds. The oilcake obtained after pressing the seeds is recommended to be sent for extraction for the final removal of oil, which can be used for technical purposes. This technology will allow obtaining a high volume of flax seed oil.

- / -

В.А. Сай, С.Г. Панасюк, Л.Н. Козел Обоснование технологии производства масла из семян льна масличного

В статье рассмотрены направления использования семян льна масличного. Проведено обоснование технологии производственного процесса получения масла из семян льна масличного.

I. Tarajmovich, S. Tymchuk Justification of the expediency of granulation of linen pulp in the technology of obtaining products of various functional purposes.

In the article the main directions of the use of oilseed oil seeds in Ukraine and in particular in Polissya are analyzed, the expediency of cultivating oil flax in conditions of Western Polissya in the context of modern conditions of economic functioning of Ukraine is analyzed, the necessity of granulating flax pomace in the process of seed processing with the receipt of products of various functional purposes is substantiated.

Granulation of the pulp before extraction will increase the production of the main product - the oil. In addition, the positive effect is achieved by increasing the extraction efficiency; in reducing the cost of solvent; in reducing the residual oil content in the pulp, which guarantees an increase in the yield of oil; in the absence of dust when entering the extractor (absence of powdery fraction); in providing the required temperature of the product before extraction; in the possibility of obtaining oil from exclusive products.

Pelletized pulp, in comparison with pouring, is less hygroscopic, therefore it is stored longer than it; has a smaller volumetric mass, which allows not to increase the capacity for its storage, as well as reduce transportation costs.

LINSEED, EFFICIENCY, SEEDS, GRANULATION, VEGETABLE PROTEIN.

- / -

И.В. Тараймович., С. Тымчук Обоснование целесообразности гранулирования льняного жмыха в технологии получения продуктов различного функционального назначения

В статье рассмотрены основные направления использования семян льна масличного в Украине и в частности, на Полесье, проанализирована целесообразность выращивания льна масличного в условиях Западного Полесья в разрезе современных условий экономического функционирования Украины, обусловлена необходимость гранулирования льняного жмыха в процессе переработки семян с получением продуктов различного функционального назначения.

ЛЕН МАСЛИЧНЫЙ, ЭФФЕКТИВНОСТЬ, СЕМЕНА, ГРАНУЛИРОВАНИЕ, ЛЬНЯНОЙ ЖМЫХ.

N. Tolstushko, S. Yukhymchuk, V.Puts, Research of tape compression of flax stems

The article presents the method and results of experimental research of the compression of the ribbon of the stems of flax straw. The pressure dependence of pressure of a sheaf of stem ribbon linonetres on its density is established. The existing pressing cameras of roll balers do not adequately perform the process of forming a roll of stem ribbon flax straws. The rolls formed by them have significant damage to the stems and the violation of the parallelism between the stems, as well as insufficiently sealed outer layers of the tape compared to the inner ones, and the latter leads to a significant uneven distribution of the density of the linotest. Therefore, the task of improving the quality of forming rolls from a tape of flax roots is a roller press-picker. To substantiate the parameters and operating modes of roll balers, it is necessary to know the physical and mechanical properties of the flax straws during the harvesting period. An analysis of recent research and publications

suggests that there are many experimental studies on the compression of flax stems. A considerable amount of work has been done to study the properties of a group of plant materials. Among these works, the most in-depth studies have been conducted on the issues of compression of a group of parallel placed flax stems. For this purpose, special piston and ribbon types were used which are well described by scientists.

TEARING MACHINE, FORCE, PRESSING PRESSURE, DENSITY, FLEXIBLE SHEET, RIBBON OF STEMS.

- / -

Н.А. Толстушко, С.Ф. Юхимчук, В.С. Пуць *Исследование сжатия ленты стеблей льнотресты*

В статье приведена методика и результаты экспериментального исследования сжатия ленты стеблей льнотресты. Установлена зависимость давления прессования снопа стеблевой ленты льнотресты от его плотности.

РАЗРЫВНАЯ МАШИНА, УСИЛИЕ, ДАВЛЕНИЕ ПРЕССОВАНИЯ, ПЛОТНОСТЬ, ГИБКИЙ ЛИСТ, ЛЕНТА СТЕБЛЕЙ.

H. Khailis, V. Sheychenko, I. Dudnikov, I. Murovanyi, M. Tolstushko, V. Shevchuk *Analysis of the forces acting on the tractor when it operates on the slope of the field*

The article deals with the operation of a tractor on the slopes of fields and ways to improve its stability. The work of tractors in the field depends on the size of the fields, the presence of slopes on them, and also on the design features of the tractor and the machines with which it is being aggregated. Affect the operation of the unit and the slopes of the slopes of the fields to the horizon. All this is to be investigated in order to improve the performance of these machines and increase their stability. According to the work of the tractor and machines aggregated with it on the slopes of fields, studies have been carried out, however, the stability of their work has not been adequately studied. Thus, the influence of the tractor parameters and the peculiarities of the location of the slopes of fields on the stability of the operation of the unit has not been sufficiently studied. The purpose of the study is to analyze the possible positions of the operating tractor on the slopes of fields and to determine ways to increase its stability and prevent its displacement and overturning. Schemes of a four-wheeled tractor are presented with its different arrangement on the plane. The scheme of the front part of the tractor on two wheels is presented after it is rotated to some angle with respect to the horizontal when the wheels are on the field slope and the forces acting on this part of the tractor.

TRACTOR, SLOPE, FIELD, STABILITY, WHEEL, ANGLE, FORCE, CENTER OF GRAVITY.

- / -

Г.А. Хайліс, В.О. Шейченко, І.А. Дудніков, І.С. Мурований, М.М. Толстушко, В.В. Шевчук *Аналіз діючих на трактор сил при його роботі на схилі поля*

У статті розглянуті робота трактора на схилах полів і шляхи поліпшення його стійкості.

ТРАКТОР, СХИЛ, ПОЛЕ, СТІЙКІСТЬ, КОЛЕСО, КУТ, СИЛА, ЦЕНТР ВАГИ.

I. Tsiz', O. Melnyk, R. Panechko Investigation of deformable properties of wheat straw stems

On the fields of Ukraine annually burned within 20 million tons of straw. But straw of grain crops is an alternative kind of fuel. To use straw as a fuel, it is necessary to investigate its properties. Therefore, the purpose of the study is to determine the deformation of torsion of stems of straw wheat under the action of torsional loads on the variable moisture content of the material.

According to the results of the research, graphic dependencies of the angle of twisting of the stems from the applied torque have been constructed.

As a result, it was discovered that there is a significant dispersion of experimental values for repetitions. This phenomenon is obviously due to the influence of the unaccounted factor or factors. Such a factor may be the use of random, lower, upper or middle part of the stem for research. And also the diameter of the stem and the presence of micro-damage on it.

But the averaged values indicate that with increasing moisture of the material, its ability to deform increases and occurs at less effort.

STRAW, HUMIDITY, STEM, TORSION, ANGLE, LOAD, DEFORMATION.

- / -

И.Е.Цызь, А.А.Мельник, Р.В.Панечко Исследования деформационных свойств стеблей соломы пшеницы

В статье приведены результаты экспериментальных исследований деформационных свойств стеблей соломы пшеницы под действием крутящих нагрузок и влияние на эти свойства влажности материала.

СОЛОМА, ВЛАЖНОСТЬ, СТЕБЕЛЬ, КРУЧЕНИЯ, УГОЛ, НАГРУЗКИ, ДЕФОРМАЦИЯ.

ЗМІСТ

1. Вржещ М.В., Пенкаля В.Є., Касян, О.М. Теплобалансні випробування двигунів бензиномоторних пилок 3
2. Вржещ М.В., Шульган А.В., Чайка О.О. Випробування двигунів бензиномоторних пилок на динамометричному стенді 11
3. Герасимчук О.П. Маркова О.В. Шовкомуд О.В. Аналіз напрямків зміни конструкції гусеничних рушіїв з метою підвищення прохідності та зменшення тиску на ґрунт 18
4. Головачук І.П., Величко В.Л. Аналіз математичної моделі стебла льону 27
5. Голубєв О.В., Тарасюк В.В., Хвесик В.О., Панечко Р.В. Застосування конусоподібних камер для сушіння сипких сільськогосподарських матеріалів 34
6. Гунько Ю.Л., Шведик М.С., Ткачук П.І., Теслюк В.В. Результати дослідження роботи фільтрувальної станції цукрового виробництва 40
Дідух В.Ф., Ягелюк С.В., Онюх Ю.М. Показники споживних властивостей волокна льону олійного, вирощеного в умовах західного полісся 47
7. Дідух В.Ф., Ягелюк С.В., Онюх Ю.М., Бойчук Б.В., Дуць І.З. Технологія переробки стеблової маси льону олійного, отриманої в умовах західного полісся 53
8. Дударєв І.М., Забродоцька Л.Ю., Схаб С.П., Голій О.В. Експериментальне дослідження змішування сипких матеріалів 60
9. Дячун А.Є., Дзюра В.О., Клендій В.М., Третьяков О.Л. Дослідження методом 3d сканування шорсткості гвинтових поверхонь після процесу ударного зміцнення 66
10. Захарчук В.І., Захарчук О.В. Оцінка економічної ефективності використання альтернативних палив у засобах технологічного транспорту 75
11. Карась В.І. Проблематика погодження державних стандартів у галузі машинобудування 84
12. Клендій В.М., Драган А.П., Гупка В.В., Котик Р.М. Технологічні передумови виготовлення гвинтових гофрованих різнопрофільних робочих органів 89
13. Клендій В.М., Марчук Н.М., Гупка В.В., Радик М.Д., Котик Р.І. Обґрунтування параметрів запобіжних елементів технологічного оснащення для механічної обробки 99
14. Луців І.В., Гевко І.Б., Дубиняк Т.С., Гудь В.З. Результати

експериментальних досліджень обертального моменту пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра	105
15. Навроцька Т.Д. Технологічне оснащення для контролю якості деталей гвинтових механізмів	113
16. Налобіна О.О., Герасимчук О.П., Ковальчук Р.В., Ткачук О.Л. Системно-технологічний аналіз пристрою для збирання стебел конопель	120
17. Рогатинський Р.М., Дячун А.Є., Мельничук А.Л. Дослідження швидкостей зернового матеріалу у гвинтовому конвеєрі із обертним кожухом графоаналітичним методом	125
18. Сай В.А., Панасюк С.Г., Козел Л.М. Обґрунтування технології виробництва олії з насіння льону олійного	133
19. Тараймович І.В., Тимчук С. Обґрунтування доцільності гранулювання лляного жмиху в технології отримання продуктів різного функціонального призначення.	139
20. Толстушко Н.О., Юхимчук С.Ф., В.С. Пуць Дослідження стиску стрічки стебел льонотрести	145
21. Хайлис Г.А., Шейченко В.А., Дудников И.А., Мурованый И.С., Толстушко Н.Н., Шевчук В.В. Анализ действующих на трактор сил при его работе на склоне поля	151
22. Цизь І. Є., Мельник О.О., Панечко Р.В. Дослідження деформівних властивостей стебел соломи пшениці	162
Анотації	172

**ВИМОГИ ДО МАТЕРІАЛІВ, ЩО ПРОПОНУЮТЬСЯ ДО ДРУКУ
У ЗБІРНИКУ „СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ”
ЛУЦЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ**

Публікуватись будуть статті, які містять теоретичні або експериментальні дослідження. У статтях повинно бути зрозуміло і повністю викладено зміст питання, що розглядається.

ПЛАН СТАТТІ

1. **Постановка проблеми** у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями.
2. **Аналіз останніх досліджень і публікацій**, в яких запропоновано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор, виділення раніше невирішених частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття.
3. Формулювання цілей статті (**мета дослідження**).
4. Виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих результатів (**результати дослідження**).
5. **Висновки** з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.
6. Використана **література**.

ТЕКСТ

1. Стаття подається на CD або DVD носіях, а також повинна бути роздрукована (на лазерному принтері) на білих аркушах формату A5 (з одного боку). Параметри сторінки: ліве поле – 1 см; праве – 2 см; верхнє – 2,0 см; нижнє – 2,0 см; брошування – 1 см; від краю до колонтитула верхнього – 1,25 см, до нижнього – 1,25 см.
2. Шапка статті містить: шифр УДК, ініціали та прізвище автора (–ів), науковий ступінь. Шифр УДК, прізвище, назва, текст статті розділені 1 інтервалом.

Назва статті повинна бути достатньо короткою (не більше 8 слів). Упродовж всієї статті необхідно строго дотримуватися однакових термінів, позначень, умовних скорочень та символів. Маловідомі скорочення розшифровуються при першому згадуванні. Наукові позначення, терміни та одиниці виміру застосовують згідно з діючими стандартами. Текст статті повинен містити необхідні формули без простих математичних перетворень. Якщо за результатами досліджень отримано таблицю і побудовано графік, то в статті наводять щось одне – або графік, або таблицю. Посилання в тексті на джерела слід зазначати порядковим номером за переліком

- посилань, виділеним двома квадратними дужками. Забезпечити нерозривність виразів типу „258 мм”, „І.П. Прізвище” та ін.
3. Шрифт заголовка статті **ARIAL із напівжирним виділенням**.
 4. На початку статті наводять *анотацію*, яка містить короткий виклад змісту (2–3 речення курсивом).
 5. Набір тексту здійснюється у редакторі не нижче **MS WORD 6.0/7.0**. Для основного тексту необхідно використовувати шрифт **Times New Roman**. Розмір шрифту – 10 пунктів з одинарним інтервалом міжрядь. Абзацний відступ 1,27 см. У параметрах абзацу встановлюють „перед” і „після” на величину 0.
 6. Літературу наводять у кінці статті згідно з вимогами державного стандарту (**ДСТУ ГОСТ 7.1:2006**) через один інтервал від останнього рядка. Літературні джерела розміщуються у порядку посилання на них у тексті статті. Обсяг літератури не повинен перевищувати 0,2 обсягу статті.
 7. Після літератури наводиться назва статті, автори та анотація російською та англійською мовами. Анотація англійською мовою подається у розширеному форматі та повинна містити не менше 200 слів, об’єднаних у 10–15 речень.
 8. Структурні частини статті *обов’язково* виділяються **підзаголовками** відповідно до вказаного вище плану статті.
 9. Нумерація сторінок – лише на роздрукованій копії олівцем.
 10. Роздрукований оригінал закінчується підписом автора.

ФОРМУЛИ

1. Формули будують у редакторах: **MS Equation, Math Type**. Для набірання формул застосовувати шрифти: **Times New Roman, Symbol** (*курсив*). Основний розмір шрифту формул – 10 пунктів. Формули вирівнюють по центру. Надто довгі формули розбивають на дрібні елементи. Формула не повинна займати більше 5/6 ширини рядка.
2. Після формули наводять пояснення усіх значень символів і числових коефіцієнтів у тій послідовності, у якій вони подані у формулі. Перший рядок пояснення починають без абзацного відступу зі слова „де”, без двокрапки. Нумерувати слід лише ті формули, на які є посилання у наступному тексті. Інші номерувати не рекомендується. Нумери позначають арабськими цифрами в круглих дужках біля правого краю сторінки.
3. Формули входять до речення як його рівноправний елемент, тому в кінці формул і в тексті перед ними розділові знаки ставлять відповідно до правил пунктуації. Двокрапка перед формулою ставиться лише у випадках, передбачених правилами пунктуації:

а) у тексті перед формулою є узагальнююче слово; б) цього вимагає побудова речення, що передує формулі.

ГРАФІЧНИЙ МАТЕРІАЛ

1. Рисунки, графіки, діаграми, фотографії та ін. розташовуються у тексті статті (після першого згадування). Їх розмір та контрастність повинні забезпечувати чітке читання.
2. Позиції на рисунках проставляються над виносками.
3. Підрисунковий підпис починається скороченим словом „Рис.”, далі йдуть: пробіл, номер рисунка, який позначається арабськими цифрами, тире, пробіл та назва рисунка. Якщо на рисунку вказані позиції його елементів, то вони *обов'язково* розшифровуються у підрисунковому підписі після назви рисунка і двокрапки або за текстом статті. Крапка в кінці підрисункового підпису не ставиться. Якщо в статті тільки один рисунок, то він не нумерується.

ТАБЛИЦІ

1. Таблиці розташовують у тексті статті (після першого згадування), над таблицею з вирівнюванням по лівому краю необхідно поставити її порядковий номер – Таблиця 1 – і т.д. та назву. Якщо в статті тільки одна таблиця, то вона не нумерується. Таблиця не виходить за поля тексту.
2. Числа та позначення не замінювати „лапками”. Усі позначення вказувати повністю, без скорочень.

ДОДАТКОВІ ДОКУМЕНТИ

1. Анкетні дані автора (–ів): Прізвище І.Б., науковий ступінь, вчене звання, місце роботи, посада, домашня адреса, номери дом., сл. телефонів.
2. Рецензія на статтю, підписана доктором технічних наук.

Подані матеріали будуть редагуватись.

Офіційний сайт видання: agrmash.info

Адреса редакції: 43018 м. Луцьк, вул. Львівська, 75, каб. 359.

Тел. (0332) 74–61–32.

E–mail: lab–amb@ukr.net

Наукове видання

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Збірник наукових статей
Випуск 38, 2017

Збірник входить до "Переліку наукових фахових видань
України...". Галузь наук - технічні
(Наказ Міністерства освіти і науки України № 241 від 09.03.2016)

Відповідальний за випуск: В.Ф. Дідух
Комп'ютерна верстка: О.М. Гапонюк

Підписано до друку 29.12.2017 р., Формат 60×84/16.
Ум. друк. арк. 8,0. Наклад 100.

Друк ПП Іванюк В.П.
43021 м. Луцьк, вул. Винниченка, 65
Свідоцтво Держкомінформу України ВЛн №31 від 04.02.2004р.

Реєстраційне свідоцтво
Міністерства юстиції України КВ №15902–4374 ПР

