



УДК 633.2/4.631.3

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ВДОСКОНАЛЕННЯ ЖИВИЛЬНОГО ПРИБОРУ ПЕРСПЕКТИВНОГО БРИКЕТНОГО ПРЕСА

Єременко О.І., к.т.н.,

Національний університет біоресурсів і природокористування
України,

Лук'янець В.О., інж.

ННЦ "Інститут механізації та електрифікації сільського
господарства"

Тел. (044)5278299. E-mail: eremolex@ukr.net

Анотація – проведено аналіз та технічні вдосконалення живильного пристрою штемпельного преса для виготовлення біопаливних брикетів, отримані залежності показників процесу від параметрів машини.

Ключові слова - брикети, процес, дослідження, живильний пристрій, прес, удосконалення, параметри.

Постановка проблеми. Паливні брикети, які виготовлені з вторинної біомаси аграрних, переробних, деревообробних та ін. виробництв, мають суттєві переваги над традиційними енергетичними ресурсами, а саме: сприятливі екологічні показники під час енергетичної конверсії завдяки закритому вуглецевому обміну; високу структурну якість і щільність у виробі 900-1700 кг/м³; теплотворну здатність 4,5–5,0 кВт/кг, що у 1,2-1,4 раза більша, ніж у деревини; можливість використання в опалювальних котлах будь-якої потужності; відносно низьку собівартість виробництва тощо. Пресування вторинної біомаси у паливні брикети здійснюється під високим тиском 30-60 МПа в машинах з пресувальними органами шнекових, поршневих або штемпельних типів [1, 2, 4-6, 8, 11].

Разом з цим, механізми живлення і дозування біомаси у камери пресування брикетних машин мають суттєві технологічні і технічні недоліки. Тому що, сировина для біопаливних брикетів має, як правило, невисоку вологість і щільність, підвищені пружні властивості тощо. Отже, аналіз процесів попереднього ущільнення вторинної біомаси при виготовленні паливних брикетів та конструкційні вдосконалення живильних пристроїв є проблемними питаннями наукових тематик.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. За результатами досліджень відомо, що для ефективного спалювання відходів органічного походження матеріал має бути у вигляді виробів майже однакових за розмірами та формою. Це забезпечує під час спалювання ефективну взаємодію палива з киснем повітря для отримання найбільшої тепловіддачі, сприяє створенню умов автоматизації процесів в опалювальних установках [1, 2, 4, 5, 7-12]. Сучасні твердопаливні технології передбачають зменшення витрат на збереження і транспортування біопалив порівняно з непереробленою сировиною [1-10].

Брикетування біомаси є процесом з'єднання дискретних твердих частинок для збільшення щільності і виникнення між ними зв'язку, що забезпечує форму і міцність отриманих брикетів. В робочих органах відбуваються структурні зміни біомаси, зокрема, витиснення повітря, суха дифузія, збільшення контактної поверхні частинок. Тому для більш ефективного брикетування необхідне попереднє ущільнення і точне дозування біомаси перед пресуванням [1, 4, 7-11].

Формулювання мети досліджень. Метою досліджень є підвищення ефективності виробництва паливних виробів з біомаси в брикетній машині ударно-механічної дії шляхом техніко-технологічного вдосконалення пристрою подачі сировини у пресову камеру.

Для досягнення поставленої мети застосовано такі методи досліджень: структурний аналіз і синтез технологічних процесів брикетного преса; фізичне і математичне моделювання роботи живильного пристрою, як об'єкта досліджень.

Основна частина. Для промислового виробництва біопаливних брикетів доцільно застосовувати преси ударно-механічної дії, такі як DiPiu (Італія), CF Nielsen (Данія) та ін., оскільки вони високопродуктивні (понад 500 кг/год.), прості в обслуговуванні, забезпечують низьку собівартість продукції. Проте, коштують ці машини дорого, тому інвестори нерідко обирають шнекові преси або гідравлічні установки. За результатами аналізу для подальших досліджень було прийнято, як прототип, брикетний штемпельний прес Б 9032.

Маховик 5 і кривошипно-шатунний механізм 1 преса (рис. 1) слугує для перетворення обертового руху вала електродвигуна 3 в зворотно-поступальний рух штемпеля 2. Віддача енергії, що накопичувалася маховиком, проходить при невеликому (160 мм) значенні ходу штемпеля, що дозволяє при пресуванні утворювати значний (до 60 МПа) тиск. Пресувальна головка 8 за допомогою станини з'єднана з кривошипно-шатунним механізмом. Формувальний пристрій пресувальної головки складається з верхньої і нижньої матриць, які встановлені в корпусі головки і фіксуються упорними наплічниками і затяжними клинами.

Натискний пристрій 6 – вузол важільної дії з жорстким упором складається з гвинтового перетворювача, коромисла (важеля), натискного штоку. Пристрій завантаження 7 (живильник) складається з бункера з двома бітерами. Верхній бітер перемішує матеріал, нижній направляє і рівномірно подає матеріал в пресувальну камеру. Олива для змащення і охолодження високонавантажених вузлів подається за допомогою насоса 12 через розподільник 14. Вивантажувальні лотки 9 приймають брикети із матричного каналу, забезпечують охолодження для зменшення пружного розширення і утворенню тріщин у брикетах.

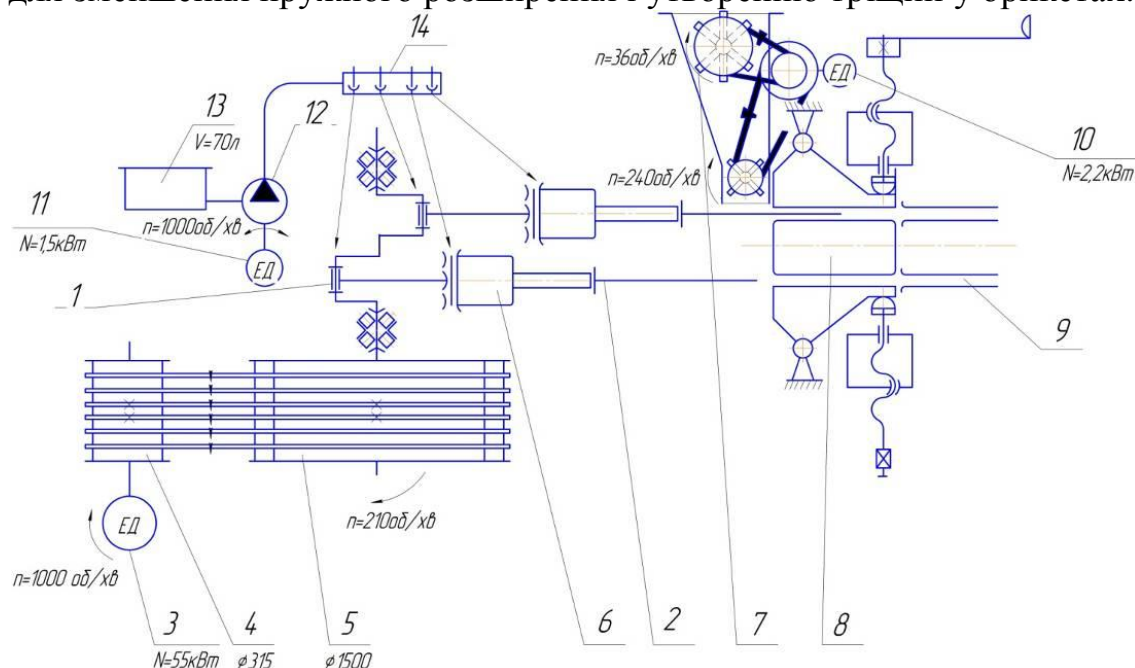


Рис. 1. Кінематично-технологічна схема брикетного штемпельного преса: 1 – колінчастий вал; 2 – штемпель; 3, 10, 11 – електродвигуни; 4 – шків; 5 – маховик; 6 – повзун; 7 – живильник; 8 – пресова головка; 9 – лоток; 12 – гідронасос; 13 – гідравлічний бак; 14 – розподільник.

Перевагою бітерних живильників 7 (рис. 1) періодичної дії є те, що сировина для брикетування потрапляє в пресову камеру в момент виходу штемпеля 2 з порожнини пресової головки 8. Це дозволяє розвивати високий тиск при попередньому ущільненні брикетів. До недоліків даних живильників варто віднести такі: низька продуктивність через обмеженість часу прийому сировини невисокої щільності; складність кінематики привода за необхідністю синхронізації з приводом штемпеля; наявність сортування сировини в процесі ущільнення. Тому доцільно для подачі вторинної біомаси застосовувати живильники безперервної дії, які забезпечать більшу продуктивність і надійність технологічного процесу.

За результатами досліджень прийнято ущільнювач з циліндровим пружинним шнековим робочим органом. Таке конструктивне рі-

шення дозволяє об'єднати технічні якості живильників безперервної та періодичної дій. Тобто, поряд з високою продуктивністю і заданою щільністю попереднього пресування забезпечується періодичне імпульсне завантаження пресової камери. У цьому пристрої камера попереднього ущільнення є продовженням транспортуючого каналу.

У типових шнекових живильниках матеріал, що брикетується, подається в робочу порожнину ущільнюючого шнека за допомогою бічного завантаження. Таке конструктивне рішення не забезпечує достатнє заповнення ущільнюючого шнека з причини відбивання його витками сировини. Крім того, режим подачі матеріалу в робочу порожнину ущільнюючого шнека залишається незмінним у міру його осевого переміщення, що негативно позначається на енергоємності процесу.

Живильник-ущільнювач (рис. 2) складається з подавального і ущільнюючого механізмів. Подавальний механізм включає два шнекових робочих органи 1 і 2 відповідно лівого і правого напрямків. Вони закінчуються лопатками 3 і синхронізовані за допомогою двох циліндричних шестерень 4, закріплених на валах шнеків. Шнеки 1, 2 спираються на кульові підшипники 5, змонтовані в корпусі 6, що має завантажувальну горловину 7. За допомогою фланця 8 і підшипників 9 здійснюється з'єднання подавального і ущільнюючого механізмів.

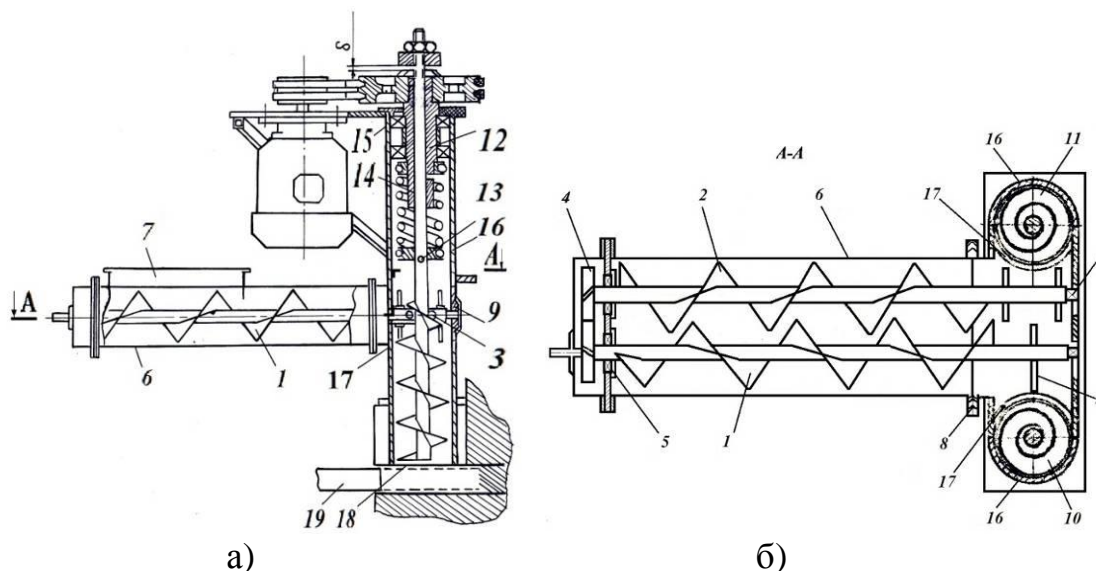


Рис. 2. Конструкторська схема шнекового живильного пристрою: а – загальний вигляд; б – розріз А-А.

Ущільнюючий механізм складається з двох ущільнюючих шнеків 10, 11, вали яких за допомогою подушок з'єднані з валами приводів 12. Вали шнеків 10 і 11 мають можливість осевого переміщення завдяки телескопічній зв'язці з валами 12. Крім того, у вали ущільнюючих шнеків 10 і 11 запресовані пальці 13, тому шнеки мають можли-

вість переміщення по гвинтових пазам 14, виконаним у валах приводів 12 в напрямку протилежному обертанню останніх. Вали 12 встановлені на конічних роликів підшипниках 15. Корпусні труби 16 мають завантажувальні вікна 17 і вихідні отвори 18, розташовані над штемпелями 19.

У свою чергу, ущільнюючі шнеки 10, 11 в зоні завантажувальних вікон 17 виконані у вигляді конусів, опори яких звернені в напрямку вихідних отворів 18 і розташовуються на рівні нижніх обрізів завантажувальних вікон 17. Для підвищення щільності завантаження шнеків 10, 11 та здійснення автоматичного управління процесом їх заповнення необхідно, щоб кут нахилу твірної L конусної частини ущільнюючих шнеків 10, 11 до основи був більше кута тертя біомаси по поверхні ущільнюючого шнека. Наприклад, при ущільненні подрібненої соломи вологістю 18 % кут тертя по сталі складає 24° . Тому кут нахилу твірної L конусної частини ущільнюючого шнека повинен бути більше 24° . Максимальний кут нахилу твірної при діаметрі подавального шнека 250 мм і діаметрі ущільнюючого шнека 200 мм становитиме $L = 68^\circ$.

Таким чином, для даних конструкторських параметрів робочих органів в залежності від необхідної чутливості авторегулювання процесом можна приймати кут L у діапазоні: $68^\circ > L > 24^\circ$.

Для виконання технологічного процесу живильника біомаса, що брикетується, наприклад, подрібнена солома, подається за допомогою робочих органів 1, 2 через завантажувальне вікно 17 на ущільнюючий шнек 10. Далі за допомогою конуса відбувається нагвинчування матеріалу у простір ущільнюючого шнека 10. При цьому підвищується щільність його завантаження. У міру накопичення біомаси в зоні вихідного отвору 18, ущільнюючий шнек 10 піднімається, а його конусна частина виходить із зони завантажувального вікна 17, що сприяє збільшенню відбивної здатності ущільнюючого шнека 10 і, отже, зниженню щільності його завантаження. Аналогічно подається сировина ущільнюючим шнеком 11.

В момент, коли штемпель звільняє пресову камеру, шнек 10 різко опускається, реалізуючи енергію стиснутої пружини, і прискорює свою частоту обертання. При переміщенні штемпеля в площину пресової камери процес ущільнюючого шнека 10 повторюється.

Для обґрунтування техніко-технологічних параметрів живильного пристрою проведені дослідження процесу завантаження пресової камери брикетної машини. Оскільки стеблова сировина характеризується незначною щільністю, зокрема об'ємна маса подрібненої соломи з довжиною частинок 30-60 мм, вологістю 10-14 % становить 55-70 кг/м³, необхідно, щоб продуктивність живильника $W_{\text{ж}}$ була дещо меншою продуктивності преса, тобто $W_{\text{п}} \geq W_{\text{ж}}$.

Продуктивність W_n штемпельного преса залежить від об'єму пресової камери V_k , швидкості переміщення штемпеля n_n , кількості пресових камер m та щільності біомаси ω :

$$W_n = H \cdot S \cdot L \cdot n_n \cdot m \cdot \omega. \quad (1)$$

Продуктивність шнекового живильника визначається за формулою:

$$W_{ж} = \frac{\pi}{4} [(D + 2 \cdot \delta)^2 - d_e^2] \Gamma \cdot n_{ж} \cdot m \cdot \omega_0 \cdot \xi \cdot f \cdot k_n^{-1} \cdot k_\delta^{-1} \cdot c, \quad (2)$$

де $V_{вз}$ – об'єм між витками робочого шнека в зоні завантаження сировини;

D – зовнішній діаметр шнекової навивки шнека;

δ – радіальний зазор між зовнішньою кромкою шнека і внутрішньою поверхнею кожуха;

d_e – діаметр вала шнека;

T – крок шнекової навивки;

$n_{ж}$ – частота обертання вала шнека;

ω_0 – початкова щільність матеріалу, який поступає в живильник;

ξ – коефіцієнт заповнення шнека в зоні завантаження;

f – коефіцієнт колового ковзання матеріалу по корпусу живильника;

k_n – коефіцієнт попереднього ущільнення в камері живильника;

c – коефіцієнт, який враховує зниження продуктивності живильника в залежності від кута нахилу шнеків до горизонту.

Застосувавши значення W_n з виразу (1) та $W_{ж}$ з виразу (2), маємо:

$$H \cdot S \cdot L \cdot n_n \cdot m \cdot \omega = \frac{\pi}{4} [(D + 2 \cdot \delta)^2 - d_e^2] \cdot \chi \cdot T \cdot n_{ж} \cdot m \cdot \omega_0 \cdot \xi \cdot f \cdot k_n^{-1} \cdot k_\delta^{-1} \cdot c. \quad (3)$$

Згідно прийнятої конструктивної схеми живильника (рис. 2) ущільнення матеріалу проходить в його конусній частині, а циліндричні частини виконують транспортні операції. В зв'язку з цим, коефіцієнт попереднього ущільнення k_n стеблового матеріалу шнековим робочим органом можна подати, як співвідношення об'єму, який займає порція на вході робочого шнека в конусну частину, до об'єму, що займає ця порція на виході із конусної частини.

За результатами досліджень [8] вираз для k_n можна записати так:

$$k_n = \frac{(D - T \cdot \operatorname{tg} \beta)^2 - d_e^2}{(D - \operatorname{tg} \beta (2l - T))^2 - d_e^2}, \quad (4)$$

де β – кут нахилу твірної конусної поверхні робочого шнека;

l – довжина конусної частини шнека.

Діаметр циліндричної частини шнека обумовлюється конструктивним виконанням штемпельного преса, тобто відстанню між осями пресових камер b .

$$D = b - 2 \cdot \delta. \quad (5)$$

Крок шнекової навивки можна визначити, виходячи з умови забезпечення максимального ККД шнека η :

$$\frac{d\eta}{d\alpha} = \frac{d \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}}{d\alpha} = 0. \quad (6)$$

де α – кут підйому шнекової лінії;

φ – кут тертя матеріалу по шнековій поверхні.

В результаті вирішення виразу (6) одержуємо значення:

$$\alpha = \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}.$$

Тоді крок шнекової навивки визначається виразом:

$$T = \pi \frac{D_1 - d_e}{2} \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right). \quad (7)$$

де D_1 – менший діаметр шнека конусної частини живильника.

Щоб не змінити властивості збереження об'єму матеріалу від конусної частини живильника до призматичної, беремо діаметр шнека останньої рівним меншому діаметру шнека конусної частини (D_1). Оскільки діаметр шнекової навивки на виході живильника в призматичній частині повинен бути відповідним з розміром призматичної пресової камери, то його значення визначається за виразом:

$$D_1 = S - 2\alpha, \quad (8)$$

де S – ширина пресової камери;

α – радіальний зазор між зовнішньою кромкою шнека і внутрішньою площиною призми.

Після підстановки значення D з (5) у вираз (7) маємо

$$T = \pi \frac{b - 2\delta - d_b}{2} \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right). \quad (9)$$

Після підстановки значень D з (5), T з (7) у вираз (4) одержуємо остаточну формулу коефіцієнта попереднього ущільнення k_n біомаси:

$$k_n = \frac{\left(2b - 4\delta - (b - 2b - d_b) \pi \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right) \operatorname{tg} \beta \right)^2 - d_b^2}{(2S - 4\alpha + (b - 2\delta - d_b) \operatorname{tg} \beta)^2 - d_b^2}. \quad (10)$$

Перетворивши вираз (3), з урахуванням (8), (9), (10), маємо:

$$H \cdot S \cdot L \cdot n_n \cdot \omega = \frac{\pi^2}{8} (b^2 - d_b^2) \cdot (b - 2\delta - d_b) \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right) \chi \cdot \frac{\omega_0^2}{\omega} \cdot n_{\text{жс}} \cdot \xi \cdot f \cdot c. \quad (11)$$

Залежність (11) є математичною моделлю системи «штемпельний прес – живильник». Ця модель встановлює взаємозв'язок між конструкційними і технологічними параметрами преса і живильника, а також фізико-механічними властивостями біомаси.

Аналіз залежності (11) свідчить, що параметри H , S , L , n_n , m , b визначаються конструкцією конкретного брикетного преса. Величини

параметрів φ , ω_0 , f , ξ , c характеризують фізико-механічні властивості матеріалу і визначаються експериментально або за даними літературних джерел. Діаметр вала шнека d_b та зазор δ визначаються за довідниками.

Щільність матеріалу на виході із живильника ω задається. Вона повинна бути такою, щоб забезпечити оптимальну продуктивність преса, тобто ту продуктивність, при якій не підвищуються питомі енерговитрати на приготування брикетів. Досягнути задану щільність матеріалу на виході із живильника можна при певній частоті обертання його шнеків. Частота обертання шнека живильника визначається за залежністю (12):

$$n_{жс} = \frac{8 \cdot H \cdot S \cdot L \cdot n_n \cdot \omega^2}{\pi^2 (b^2 - d_b^2) \cdot (b - 2\delta - d_b) \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\pi}{2} \right) \cdot \xi \cdot f \cdot c \cdot \omega_\alpha^2}. \quad (12)$$

Аналіз виразу (12) показує, що величина щільності ω сировини на виході із живильника знаходиться в ступеневій залежності від частоти обертання шнеків. Тобто, ступінь додаткового ущільнення, як похідна від ступеня стиснення пружини, залежить від кількості біомаси, що подається робочим шнеком в призматичну камеру (зону додаткового ущільнення).

На підставі отриманих математичних виразів отримуємо залежність частотного режиму шнеків живильника від коефіцієнтів f , ξ , c при роботі з пресом. Маємо такі конструктивно-режимні параметри: висота пресової камери $H = 80$ мм, ширина $S = 160$ мм, довжина $L = 240$ мм, частота ходу штемпелів $n_n = 200$ хв.⁻¹, відстань між осями штемпелів $b = 220$ мм. Конструкційні параметри живильника для преса такі: зазор між шнековою поверхнею та корпусом циліндричної частини живильника $\delta = 10$ мм; зазор між шнековою поверхнею і камерою додаткового ущільнення $a = 30$ мм; діаметр вала шнека $d_b = 30$ мм; діаметр шнекової навивки циліндричної частини $D = 200$ мм; діаметр шнека в зоні камери додаткового ущільнення $D_l = 154$ мм; кут нахилу твірної відносно осі шнека $\beta = 20^\circ$.

Розрахунки проведемо при куті тертя біомаси по шнековій поверхні $\varphi = 38^\circ$ та вихідній щільності $\omega_0 = 58$ кг/м³. Значення коефіцієнта заповнення робочих об'ємів ущільнюючого шнека знаходиться в межах $\xi = 0,4 \dots 0,8$. Визначені експериментально значення коефіцієнта колового ковзання матеріалу знаходяться в межах $f = 0,6 \dots 0,9$.

Аналіз графіків залежностей (рис. 3) показує, що зі зменшенням коефіцієнтів заповнення і колового ковзання, значення частоти обертання робочих шнеків зростають, тобто зі зменшенням вказаних коефіцієнтів для підтримання заданої продуктивності обладнання необхідно збільшувати частоту обертання шнеків живильника, що не ба-

жано з причини підвищення енергоємності процесу. Наприклад, зі зменшенням значення коефіцієнта заповнення від 0,8 до 0,4 при коефіцієнті колового ковзання $f=0,9$ для підтримання заданої продуктивності частоту обертання робочих шнеків живильника необхідно збільшити з 330 до 650 хв^{-1} . Аналогічно зі зменшенням коефіцієнта колового ковзання від 0,9 до 0,6 при коефіцієнті заповнення $\xi=0,8$ частоту обертання робочих шнеків необхідно збільшити у межах 330-520 хв^{-1} . Найбільшого значення частота обертання робочих шнеків набуває при $\xi=0,4$ і $f=0,6$. Рациональна частота обертання робочих шнеків досягається при значеннях коефіцієнта заповнення $\xi=0,8$ і коефіцієнта колового ковзання $f=0,9$.

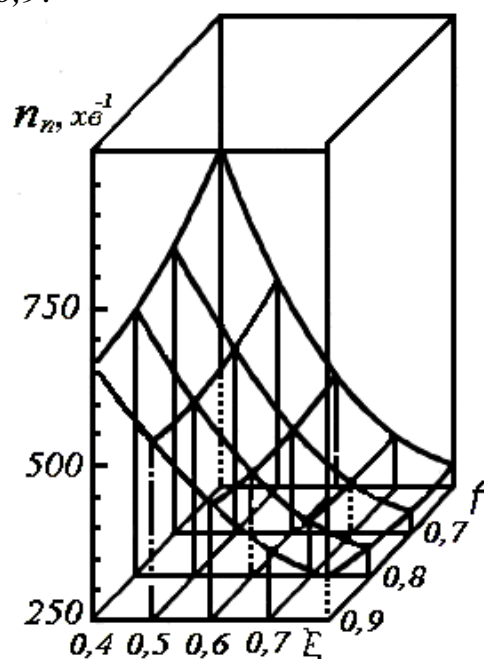


Рис. 3. Залежність частоти обертання шнеків живильника від коефіцієнтів заповнення робочих об'ємів шнеків ξ та колового ковзання f біомаси по корпусу живильника.

Значення коефіцієнта $f=0,9$ відповідає прямокутній формі виконання камери додаткового ущільнення, тобто з точки зору енергоємності виконання камери додаткового ущільнення прямокутної форми є найраціональнішим відносно інших конструкційних форм.

Висновки. 1. Штемпельні брикетні преси найбільш ефективні для пресування стеблових матеріалів з пружними властивостями за умови попереднього ущільнення сировини і подачі в пресову камеру машини. Найбільш ефективні двоступеневі живильники-ущільнювачі шнекового типу з пружною компенсацією. Таке конструктивне виконання живильника дозволяє попередньо ущільнювати та періодично завантажувати стеблову біомасу з різноманітним структурним та гранулометричним складом.

2. Аналіз роботи живильника показує, що зі зменшенням частоти обертання робочих шнеків в діапазоні від 300 до 100 хв⁻¹ продуктивність живильника зменшується, а величина коефіцієнта завантаження при оптимальному куті нахилу $\lambda = 45^\circ$ залишається майже незмінною, тому зменшувати частоту обертання нижче 300 хв⁻¹ не раціонально. Як показали експериментальні дослідження, збільшення частоти обертання робочих шнеків від 300 до 400 хв⁻¹ призводить до приросту продуктивності живильника приблизно на 20 %, але при цьому збільшується енергетична місткість процесу на 12 %, а при частоті обертання, яка перевищує 500 хв⁻¹, спостерігається зниження продуктивності. Тому для практичного застосування доцільно встановлювати частоту обертання робочих шнеків в межах 300-350 хв⁻¹, а кут їх нахилу до горизонту повинен бути близько 45°. При цьому форма камери додаткового ущільнення має бути прямокутною.

3. У процесі вивчення залежності щільності брикетів від тиску пресування різних видів біомаси, мають місце такі значення: - брикетування соломи - 65 МПа; - полови - 50 МПа; - сумішей (солома + 50 % подрібнених відходів) – 45 МПа. Коефіцієнти тертя цих матеріалів знижуються зі збільшенням тиску пресування.

Література

1. Альтернативна енергетика: навч. посібник для студ. вищ. навч. закл. / [М.Д. Мельничук, В.О. Дубровін, В.Г. Мироненко та ін.] – К.: Аграр Медіа Груп, 2011. – 612 с.
2. Біопалива (технології, машини і обладнання) / [В.О. Дубровін, М.О. Корчемний, І.П. Маслота ін.] – К.: Енергетика і електрифікація, 2004. – 256 с.
3. Гелетуша Г.Г. Комплексний аналіз технологій виробництва енергії з твердої біомаси в Україні. Частина 1. Солома / Г.Г. Гелетуша, Т.А. Железна, О.І. Дроздова // Промислова теплотехніка. – К.: 2013. - Т. 35, № 3. – С. 56-63.
4. Гомонай М.В. Производство топливных брикетов. Древесное сырье, оборудование, технологии, режимы работы: монография / М.В. Гомонай. – М.: ГОУ ВПО МГУЛ, 2006. – 68 с.
5. Єременко О.І. Аналіз енергетичного потенціалу біомаси в Україні / О.І. Єременко // Науковий вісник НУБіП України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К.: НУБіП України, 2013. – Вип. 185, ч. 3. – С. 347-355.
6. Єременко О.І. Аналіз стану та тенденції розвитку твердопаливних виробництв / О.І. Єременко, О.В. Паянок, Д.М. Усенко // Науковий збірник «Вісник Степу». - Ювілейний випуск до 100-річчя Кіровоградського інституту АПВ, ч. 2. – Кіровоград: КОД, 2012. – С. 234-240.

7. Єременко О.І. Перспективи розвитку засобів для виготовлення паливних брикетів / О.І. Єременко, О.В. Паянок // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: технічні науки. – Вінниця: ВНАУ, 2012. - № 11, т. 1 (65). – С. 327–331.

8. Кузьміч Я.А. Аналіз роботи системи: штемпельний брикетний прес - живильник / Я.А. Кузьміч, А.А. Кульчицький // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха: ННЦ ІМЕСГ, 1997. – Вип. 82. – С. 70-77.

9. Кузьміч Я.А. До питання експозиції завантаження пресових камер штемпельних брикетних пресів / Я.А. Кузьміч, А.А. Кульчицький // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха: ННЦ ІМЕСГ, 2001. – Вип. 85. – С. 150-154.

10. Особов В.И. Машины для брикетирования растительных материалов / В.И. Особов. – М.: Машиностроение, 1971. - 147 с.

11. Технології та обладнання для виробництва твердого біопалива[електронний ресурс]. Режими доступу до журн.: www.bioresurs.com.ua; www.biofuel.in.ua; www.evrobriquet.ru; www.presmash.if.ua; www.briquetmal.kiev.ua; www.brikk.info; www.brik.sitedit.ru;

12. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов / Г.А. Хайлис. – К.: УААН, 2002. - 374 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ И УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПИТАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ПЕРСПЕКТИВНОГО БРИКЕТНОГО ПРЕССА

А.И. Ерёмченко, В.О. Лукьянец

Аннотация – в статье рассматривается анализ и техническое усовершенствование питающего устройства штемпельного пресса для изготовления биотопливных брикетов, получены зависимости показателей процесса от параметров машины.

RESEARCH AND IMPROVEMENT OF NOURISHING DEVICE OF PERSPECTIVE BRIQUETTE PRESS

A. Yeremenko, V. Luk'yanets

Summary

An analysis and technical improvements of nourishing device of a stamp press is conducted for making of fuel briquettes, dependences of indexes of process are got on the parameters of machine.