

УДК 631.363.285

Д.В. Кузенко, доц. канд. техн наук., І.О. Ніщенко, доц. канд. техн наук.,
С.І. Левко, асист.

Львівський національний аграрний університет

Дослідження процесу переміщення рослинної маси у формувальній головці преса

У статті досліджено вплив технологічних та конструктивних параметрів формувальної головки на зміну тиску рослинного матеріалу по довжині каналу із криволінійною твірною, що описується рівнянням трактиси. Виведено залежність тиску в каналі формувальної головки від довжини каналу, коефіцієнта бокового тиску, коефіцієнта тертя та залишкового тиску матеріалу.

паливні брикети, головка преса, трактриса, тиск, коефіцієнт бокового тиску

Д.В. Кузенко, І.О. Ніщенко, С.І. Левко

Львовский национальный аграрный университет

Исследование процесса перемещения растительной массы в формовочной головке преса

В статье исследовано влияние технологических и конструктивных параметров формовочной головки на изменение давления растительного материала по длине канала с криволинейной образующей, описываемой уравнением трактисы. Выведена зависимость давления в канале формовочной головки от длины канала, коэффициента бокового давления, коэффициента трения и остаточного давления материала.

топливные брикеты, головка преса, трактриса, давление, коэффициент бокового давления

Постановка проблеми. Процес отримання паливних брикетів із рослинних матеріалів є достатньо складним та енергозатратним. Результати досліджень існуючого обладнання показують, що саме ущільнення матеріалу відбувається в кінцевій частині шнека та головці преса, де одночасно відбувається формування паливного брикету [1,13,15]. Зважаючи на те, що значна частина ущільнення відбувається у каналі шнека, то відповідно до шнеків ставляться високі вимоги, щодо конструкції, матеріалу та точності виконання. На головку преса покладаються функції кінцевого ущільнення маси, її формування та релаксацію сформованого виробу. Тому її форма та довжина мають важливе значення для отримання якісного брикету.

У переважній більшості сучасних брикетувальних пресів формувальні головки мають циліндричний чи шестигранний вихідний отвір постійного перерізу, а шнеки конусної форми або з конусними кінцевими частинами та відповідною формою корпусу [1,13,15]. В таких пресах основний процес ущільнення відбувається в каналі шнека, а головка виконує функцію формування виробу та часткового ущільнення матеріалу.

Таке поєднання конструкції робочих елементів не в повній мірі задовольняє вимогам технологічного процесу ущільнення рослинної маси, коли має місце значна динаміка зміни фізико-механічних властивостей. З другої сторони використання головок з прямолінійними робочими поверхнями супроводжується непродуктивними затратами енергії на подолання опору переміщення маси.

Як показали дослідження [2] в цьому технологічному процесі доцільне використання головок з криволінійними робочими поверхнями та змінного поперечного перерізу, проте в цьому напрямку необхідно провести більш детальні теоретичні та експериментальні дослідження.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На даний час в науково-технічних інформаційних джерелах достатньо повно висвітлено проблеми та результати дослідження процесу ущільнення різних матеріалів в робочих каналах пресів. Зокрема, деякі автори описують процес ущільнення степеневими функціями (Х. Скальвейт, С.А. Алферов, Г.Я. Фарбман, Ю.В. Подкользин) [4,6,7,14]. Інші за допомогою показникової функції (М.А. Пустигін, Х.Ф. Мак-Коолі, П.В. Яговнік, І.А. Долгов) [5,6,7,14].

Відомі теорії пресування матеріалів різних галузей виробництва не в достатній мірі описують процес ущільнення, оскільки в них не повністю враховуються фізико-механічні властивості матеріалу чи особливості конструкції пресів.

Такі залежності дають змогу описати тиск в прямолінійній робочій камері преса чи в каналі шнека з постійним перерізом, враховуючи їх конструктивні параметри та фізико-механічні особливості матеріалу. Проте для опису камери чи каналу з криволінійною твірною їх недостатньо.

В роботі [5] авторами запропонована залежність для визначення осьових напружень (тиску) в каналі із змінним поперечним перерізом маючи конструктивні параметри каналу та коефіцієнти тертя і бокового тиску маси.

Використання криволінійних робочих поверхонь у сільськогосподарській техніці дають змогу покращити технологічний процес завдяки зменшенню шкідливих опорів. Так, Горячкіним В.П. [9] розглядається форма ножів соломорізок у вигляді кривих архімедової спіралі, ексцентрикової окружності, кривої оберненої розгортки. В працях Тищенка С.С. [10], запропоновано та досліджено використання логарифмічної спіралі в якості твірної леза стріччатої лапи культиватора. Для зневоднення високовологих рослинних матеріалів автором [11] запропоновано використовувати насадку із криволінійною поверхнею, що описується експоненціальним рівнянням, проте достатнього теоретичного обґрунтування ним не проведено.

Постановка завдання. Метою роботи є теоретично дослідити процес ущільнення рослинного матеріалу в робочому каналі із криволінійною поверхнею формульованої головки преса.

Виклад основного матеріалу. Нами запропоновано використовувати головку преса із робочим каналом, твірна внутрішньої поверхня якого описується трактрисою [2].

Як відомо [3], трактриса це крива в якій довжина дотичної є величиною постійною до осі абсцис (або асимптоти трактриси). Іншими словами ця крива є природно утворена завдяки найменшому опору частинки, що переміщується по ній на сталій відстані від деякої прямої (асимптоти).

Будемо вважати, що рослинний матеріал рухається рівномірно та зусилля пресування розподілено однаково по всій площині поперечного перерізу на кінці корпусу шнека.

Розглянемо процес пресування матеріалу у формульованій головці преса, внутрішня поверхня якої утворена обертанням трактриси навколо її асимптоти $x = 0$ (рис. 1). Як відомо, рівняння трактриси у параметричній формі має вигляд [3,8]:

$$\begin{cases} x = a \ln \left(\operatorname{tg} \frac{t}{2} \right) + a \cos t & \frac{\pi}{2} \leq t < \pi, \\ y = a \sin t \end{cases} \quad (1)$$

або, після виключення параметра t :

$$x = a \ln \left(\frac{a + \sqrt{a^2 - y^2}}{y} \right) - \sqrt{a^2 - y^2}, \quad (2)$$

де a – довжина дотичної трактриси;

t – кут між дотичною до трактриси та додатнім напрямом осі абсцис.

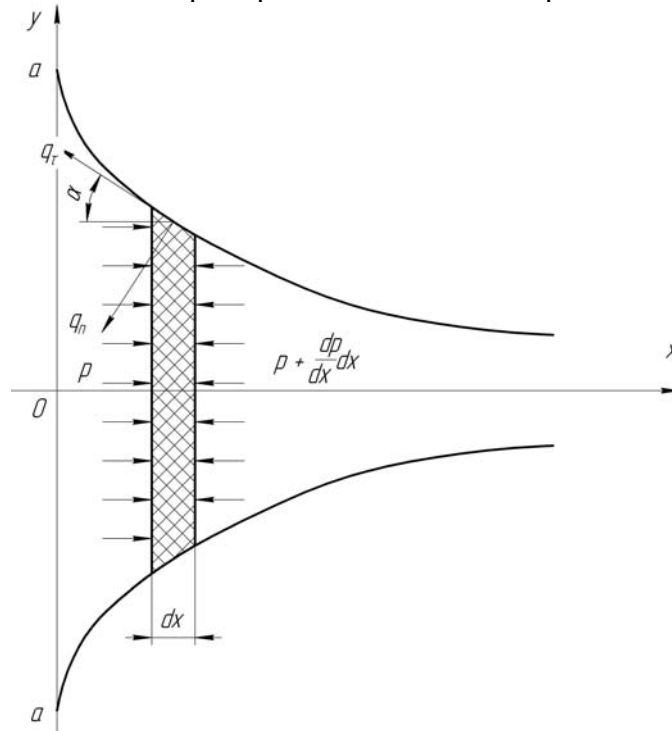


Рисунок 1 – Схема дії навантажень на елементарний об’єм матеріалу

Виріжемо двома поперечними площинами елементарний об’єм матеріалу довжиною dx . На цей об’єм діють зусилля пресування, сила опору направлені протилежно зусиллю пресування, розподілені нормальні зусилля направлені перпендикулярно дотичній кривизни стінки каналу; розподілені сили тертя матеріалу по стінці каналу.

Зусилля пресування F_1 :

$$F_1 = pS, \quad (3)$$

де p – тиск;

S – площа поперечного перерізу каналу:

$$S = \pi \cdot y^2(t). \quad (4)$$

Сила опору F_2 визначається як:

$$F_2 = \left(p + \frac{dp}{dx} dx \right) \left(S + \frac{dS}{dx} dx \right) \approx pS + p \frac{dS}{dx} dx + S \frac{dp}{dx} dx,$$

$$\text{де } \frac{dS}{dx} = \frac{dS}{dt} \frac{dt}{dx} = 2\pi y(t) \frac{\dot{y}}{\dot{x}}.$$

Сили тертя матеріалу по стінці каналу головки q_τ :

$$q_\tau = f_m \cdot q_n, \quad (5)$$

де q_n – розподілені нормальні зусилля;

f_m – коефіцієнт тертя матеріалу по стінці камери.

Вважаємо, що прискорення, які виникають під час переміщення маси, малі, і тому силами інерції будемо нехтувати. Також нехтуємо силами власної ваги елемента на зусилля q_n .

Запишемо рівняння рівноваги елемента в проекціях на вісь Ox .

$$\sum F_x = 0;$$

$$F_1 - F_2 - q_n \cdot 2\pi y(t) dx \cdot \sin \alpha - q_\tau \cdot 2\pi y(t) dx \cdot \cos \alpha = 0, \quad (6)$$

$$\text{де } \cos \alpha = \frac{\dot{x}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}}; \sin \alpha = \frac{-\dot{y}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}}.$$

Оскільки

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \frac{dx}{dt} = a \frac{\cos^2 t}{\sin t}, \\ \dot{y} &= \frac{dy}{dt} = a \cos t, \end{aligned}$$

то можемо записати, що

$$\begin{aligned} \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} &= -a \frac{\cos t}{\sin t} = -a \cdot \operatorname{ctgt}; \\ \frac{dS}{dx} &= 2\pi y(t) \cdot \operatorname{tgt}; \\ \cos \alpha &= -\cos t; \\ \sin \alpha &= \sin t. \end{aligned}$$

Підставимо вирази сил із параметром t в рівняння (6), запишемо:

$$pS - pS - p \frac{dS}{dx} dx - S \frac{dp}{dx} dx - q_n \cdot (\sin t - f_m \cos t) \cdot 2\pi y(t) dx = 0$$

або

$$\pi y^2(t) \frac{dp}{dx} + p \cdot 2\pi y(t) \cdot \operatorname{tgt} + q_n \cdot (\sin t - f_m \cos t) \cdot 2\pi y(t) = 0. \quad (7)$$

Надалі, вважаємо, що розподілене навантаження q_n залежить від діючого тиску та залишкових деформацій матеріалу, а саме:

$$q_n = \eta \cdot p + q_{зл}, \quad (8)$$

де η – коефіцієнт бокового тиску;

$q_{зл}$ – тиск створений залишковими деформаціями матеріалу.

Враховуючи, що $\frac{dp}{dx} = \frac{dp}{dt \cdot \dot{x}} = \frac{\sin t}{a \cos^2 t} \frac{dp}{dt}$, після перетворень, диференціальне рівняння (7) матиме остаточний вигляд:

$$\frac{dp}{dt} + 2p \cdot \operatorname{ctg}^2 t (\operatorname{tgt} + \eta \sin t - \eta f_m \cos t) = -2q_{зл} (\operatorname{ctg}^2 t (\sin t - f_m \cos t)).$$

Знайдемо спочатку розв'язок однорідного рівняння:

$$\frac{dp}{dt} + 2p \cdot \operatorname{ctg}^2 t (\operatorname{tgt} + \eta \sin t - \eta f_m \cos t) = 0.$$

Відокремлюємо змінні і проводимо інтегрування:

$$\int \frac{dp}{p} = -2 \int \left(\operatorname{ctgt} + \eta \frac{\cos^2 t}{\sin t} - \eta f_m \frac{\cos^3 t}{\sin 2t} \right) dt + \ln B,$$

де B – довільна постійна.

Звідси

$$\ln p = -2 \left(\ln \sin t + \eta \left(\ln \operatorname{tg} \frac{t}{2} + \cos t \right) - \eta f_m \left(-\frac{1}{\sin t} - \sin t \right) + \ln B \right).$$

Після потенціювання одержимо:

$$p = B \frac{e^{-2\eta \left(\cos t + f_m \left(\frac{1}{\sin t} + \sin t \right) \right)}}{\sin^2 t \left(\operatorname{tg} \frac{t}{2} \right)^{2\eta}}. \quad (9)$$

Розв'язок неоднорідного рівняння знаходимо методом варіації постійної $B(t)$:

$$\frac{dB}{dt} = -2q_{zl} ctg^2 t (\sin t - f_m \cos t) \times \sin^2 t \left(tg \frac{t}{2} \right)^{2\eta} \cdot e^{2\eta \left(\cos t + f_m \left(\frac{1}{\sin t} + \sin t \right) \right)}.$$

Звідси знаходимо $B(t)$:

$$B(t) = -2q_{zl} \int_{\frac{\pi}{2}}^t \cos^2 z (\sin z - f_m \cos z) \left(tg \frac{z}{2} \right)^{2\eta} \times e^{2\eta \left(\cos z + f_m \left(\frac{1}{\sin z} + \sin z \right) \right)} dz.$$

Враховуючи початкові умови: при $t = \frac{\pi}{2}$, $p = p_0$, запишемо вираз для зміни тиску в кінцевому вигляді:

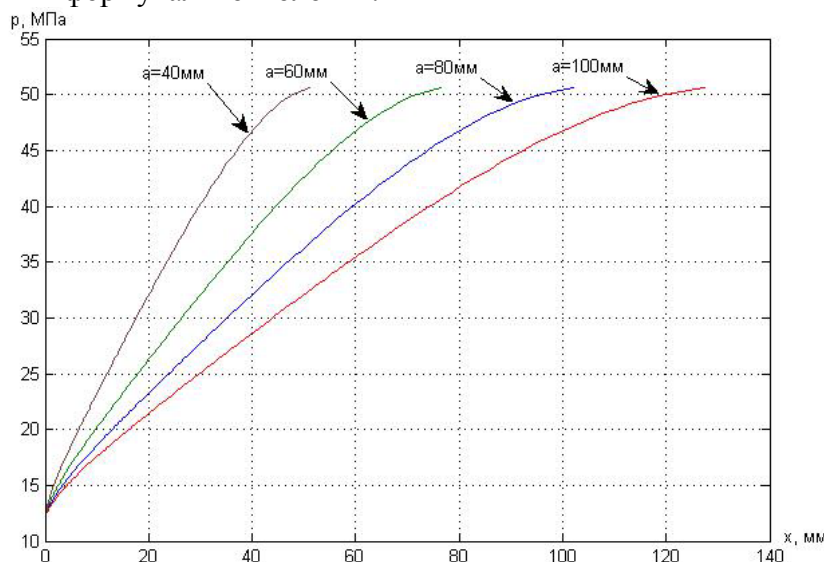
$$p(t) = \frac{e^{-(h(t)-4\eta f_m)}}{\sin^2 t \left(tg \frac{t}{2} \right)^{2\eta}} \left(p_0 - 2q_{zl} \int_{\frac{\pi}{2}}^t u(z) e^{h(z)} dz \right), \quad (10)$$

$$\text{де } h(t) = \left(\cos t + f_m \left(\frac{1}{\sin t} + \sin t \right) \right) 2\eta;$$

$$u(z) = \cos^2 z (\sin z - f_m \cos z) \left(tg \frac{z}{2} \right)^{2\eta}.$$

Отримана залежність дає змогу визначити тиск рослинної маси у певній ділянці по довжині каналу формувальної головки.

На основі отриманих залежностей (1), (2), (4) і (10) нами була складена програма в середовищі MATLAB, за допомогою якої побудовані графіки залежностей (рис. 2) тиску по довжині формувальної головки.



Початковий осьовий тиск $p_0 = 12$ МПа; залишковий боковий тиск $q_{zl} = 0,24$ МПа; коефіцієнт бокового тиску $\eta = 0,35$; коефіцієнт тертя рослинного матеріалу по поверхні головки $f_m = 0,32$

Рисунок 2 – Зміна тиску рослинного матеріалу по довжині формувальної головки для різних значень параметру a

Як бачимо із графіків наростання тиску відбувається по всій довжині головки та на кінцевій ділянці інтенсивність росту спадає. Це пов'язано з тим, що на кінцевій ділянці каналу кривизна поверхні значно менша на одиницю довжини каналу, а отже й менша інтенсивність зміни об'єму маси та його впливу на зміну тиску.

Висновки. Отримано залежності, що дають передумови для визначання конструктивних параметрів формувальної головки маючи відомі коефіцієнт бокового тиску, залишковий тиск рослинної маси та коефіцієнт тертя маси по поверхні головки. Отже подальші дослідження необхідно спрямувати на визначення цих параметрів.

Список літератури

1. Аналітичний огляд процесів і засобів для виготовлення паливних брикетів з рослинних матеріалів / Д. В. Кузенко, Л. М. Кузенко, О. М. Крупич, С. І. Левко // Збірник праць V Міжнародної науково-технічної конференції "MOTROL-2011" т.13D. – С.258–268.
2. Кузенко Д. В. Обґрунтування конструкції формувальної головки преса для рослинних матеріалів / Д. В. Кузенко, С. І. Левко / Вісник Львів. НАУ «Агроінженерні дослідження». – №16, Львів, 2012. – С. 246-253.
3. Савелов А. А. Плоские кривые. Систематика, свойства, применения. (Справочное руководство) / А. А. Савелов; – М.: Гос. Издат. Физико-математической л-ры. 294 с.
4. Алферов С. А. Закономерности при сжатии соломы / С. А. Алферов // Л.: Сельхозмашина. – 1957. – №3.
5. Кучинскас З. М. Оборудование для сушки, гранулирования и брикетирования кормов / З. М. Кучинскас, В. И. Особов, Ю. Л. Фрегер – М.: Агропромиздат, 1988. – 208 с.
6. Левко С. І. Огляд теорій процесу пресування /С. І. Левко // Вісник Львів. НАУ «Агроінженерні дослідження». – Львів, 2010. – №15. – С. 458-467.
7. Мельников С.В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм / С.В. Мельников – Л.:Колос, 1978. – 560 с.
8. Выгодский М. Я. Справочник по высшей математике / М. Я. Выгодский. - М.: «Наука» 1977, 872 с.
9. Горячкин В. П. Собрание починений в 3 т. / В. П. Горячкин. Изд. 2-е, М.: «Колос», 1968 т.3 – 384 с.
10. Тищенко С. С. Проектирование стрельчатых культиваторных лап с криволинейным лезвием / С. С. Тищенко // Науковий вісник ЛНАУ. – 2004. Вип 73. – С.304-309.
11. Луц П. М. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів двогвинтового пресу для зневоднення високо вологих кормів: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.11 / Луц Павло Михайлович – Вінниця, 2012 – 20 с.
12. Grochowicz J. Wpływ wilgotności i stopnia rozdrobnienia na energię zagęszczania i wytrzymałość brykietów łubinowych / J. Grochowicz, D. Andrejko, J. Mazur // MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin, 2004. – Tom 6. 2004. – ss. 96–103.
13. Машины и аппараты пищевых производств : учеб. для вузов : в 2 кн. Кн. 1 / [С. Т. Антипов, И. Т. Кретов, А. Н. Остриков и др.]; под ред. В. А. Панфилова. – М. : Высш. шк., 2001. – 703 с.
14. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / [Д. Г. Войтюк, В. М. Барановський, В. М. Булгаков та ін.]; за ред. Д. Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.
15. Кукта Г.М. Машины и оборудование для приготовления кормов / Г.М. Кукта – М.: Агропромиздат, 1987. – 303 с.

Dmitry Kuzenko, I. Nishchenko, S. Levko

Lviv National Agrarian University

Research of movement plant mass in molding head press

Purpose of work is theoretically investigate the process of compaction plant material in the working channel of the curved surface of the molding head screw press for plant materials.

The influence of technological and structural parameters of the molding head in the pressure plant material along the length of the curved channel traces that equation *traktrisy*. Displaying dependence of pressure in the channel forming heads on the length of the channel coefficient of lateral pressure, friction coefficient and residual pressure material.

The dependences give conditions for determining design parameters of the molding head.

fuel briquet, press head, tractrix, pressure, coefficient of side-thrust

Одержано 05.10.13