

УДК 665.1–665.3

ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗЕЄРНОЇ КАМЕРИ ШНЕКОВОГО ПРЕСУ

В. В. Дідур, Т. О. Кутковецька

Уманський національний університет садівництва, Україна.

Стаття зі спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: didur.vv@gmail.com.

Історія статті: отримано – листопад 2020, акцептовано – грудень 2020.

Бібл. 9, рис. 7, табл. 2.

Анотація. В статті розглядаються питання щодо підвищення надійності та довговічності зеєрної камери шнекового пресу для переробки насіння олійних культур шляхом створення методики розрахунку на міцність зеєрної камери, як оболонки з кільцевими і поздовжніми підкріпленнями.

В результаті дослідження отриманні значення тиску в зеєрній камері при форпресовому та експелерному віджимі. При форпресовому віджимі тиск в зеєрній камері досягає 100 – 200 кг/см², а при експелерному пресуванні 200 – 300 кг/см².

Розроблена методика розрахунку стійкості підкріплених оболонок спільно з теоретичним розрахунком ефективного, фактичного ступеня стиснення на витках преса в залежності від культури насіння, що переробляється, місця пресу ширини в технологічній схемі переробки й величини вихідної щільності регульовального пристрою.

Ключові слова: шнековий прес, зеєрна камера, оболонка, переробка насіння, підвищення надійності, розрахунок на міцність, кільцеві й поздовжні підкріплення.

Постановка проблеми

При розрахунках на міцність обладнання для переробки насіння олійних культур одним із відповідальних і складних розрахунків є зеєрна камера шнекового пресу. За даними І.П. Колпакова [1] питомий тиск всередині зеєрного циліндра становить від 25 МПа в пресах першого віджиму – форпрес і до 40 МПа – в пресах другого віджиму. В.А. Масліков після аналізу експериментальних і розрахункових даних приходить до висновку, що в форпрес масло віджимається при тиску, що не перевищує 5,0 МПа [2]. Зеєрну камеру можна приблизно уявити як оболонку з кільцевими (шпангоутами) і поздовжніми (стрінгерами) підкріпленнями. Тоді оболонка буде представлена у вигляді пакету зеєрних планок, затиснутих фланцями. До такої конструкції можна застосувати методику розрахунку стійкості підкріплених оболонок [3].

Аналіз останніх досліджень

При дослідженні процесів пресування мезги в шнекових пресах більша увага приділяється ступеню стиснення мезги, визначенню створюваного питомого тиску та законам стиснення мезги [1, 2, 4, 6]. Оpubлікованих робіт по методиці розрахунку на міцність зеєрної камери нами не знайдено.

Мета досліджень

Метою даного дослідження є підвищення надійності та довговічності зеєрної камери шнекового преса, що працює під більшим тиском і при підвищеній температурі.

Результати досліджень

Втрата несучої здатності тонкостінних конструкцій може відбуватися в результаті раптового зростання прогинів і деформацій, коли зовнішні навантаження досягають критичного значення. Таке явище називають втратою стійкості, воно пов'язане зазвичай з виникненням нових форм рівноваги конструкції при значних відхиленнях від початкового положення.

Звичайний розрахунок полягає у визначенні запасу стійкості:

$$n_y = \frac{P_{кр}}{P_{max}}, \quad (1)$$

де $P_{кр}$ – значення силового фактору (зусилля, тиску, моменту), при якому виникає втрата стійкості конструкції; P_{max} – максимальне розрахункове значення силового фактору в робочих умовах.

Залежно від призначення конструкції, її відповідальності, наслідків втрати стійкості та інших чинників приймають

$$n_y = 1,5 \div 5,$$

при чому більше значення використовують при наявності первинних відхилень від правильної геометричної форми і т.п.

При форпресовому віджимі тиск в зерній камері досягає 100 – 200 кг/см², а при експелерному пресуванні 200 – 300 кг/см². Для підвищення стійкості оболонки доцільно не збільшувати товщину оболонки, а застосувати кільцеві і поздовжні підкріплення (рис. 1, рис. 2)

Критичний тиск для оболонки середньої довжини $\left(\frac{l}{r} < 3\sqrt{\frac{r}{h}}\right)$, де l, r, h – довжина, радіус і товщина оболонки.

$$q_{\text{ед}} = \frac{4\pi}{4\sqrt{27}} (1-\nu^2)^{1/4} \frac{A_x^{1/4} D_\theta^{3/4}}{lr\sqrt{r}} = 5.38 \frac{A_x^{1/4} D_\theta^{3/4}}{lr\sqrt{r}},$$

де A_x – жорсткість на розтягування в поздовжньому напрямку; D_θ – жорсткість на вигин в окружному напрямку,

$$A_x = \frac{Eh}{1-\nu^2} + \frac{E_c F_c}{l_c}; \quad (3)$$

$$D_\theta = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} + \frac{E_{\text{ш}} J_{\text{ш}}}{l_{\text{ш}}}, \quad (4)$$

де E, h, ν – модуль пружності, товщина обшивки, коефіцієнт Пуансона; E_c, F_c, l_c – модуль пружності, площа поперечного перерізу, крок по колу поздовжніх ребер (стрингерів),

$$l_c = \frac{2\pi r}{N_c}, \quad (5)$$

де N_c – загальне число поздовжніх ребер; $E_{\text{ш}}, J_{\text{ш}}, l_{\text{ш}}$ – модуль пружності, момент інерції, крок за довжиною кільцевого підкріплення (шпангоута); $l_{\text{ш}} = l / (N_{\text{ш}} + 1)$, $N_{\text{ш}}$ – число шпангоутів.

Моменти інерції перетинів шпангоутів обчислюються (в запас стійкості) щодо осей, що проходять через їх центри тяжіння.

З рівняння (2) випливає, що при дії зовнішнього тиску доцільно застосувати кільцеві підкріплення (шпангоути), поздовжні ребра не ефективні.

Якщо оболонка підкріплена тільки кільцями (шпангоутами), то

$$q_{\text{кр}} = 0.92 \frac{Eh^2}{lr} \sqrt{\frac{h}{r}} \left[1 + \frac{J_{\text{ш}}}{J_{\text{об}}} (N_{\text{ш}} + 1) \right]^{3/4}, \quad (6)$$

де

$$J_{\text{об}} = \frac{lh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (7)$$

момент інерції поздовжнього перерізу оболонки; ν – коефіцієнт Пуансона ($\nu \approx 0.3$).

Слід перевірити стійкість прольоту оболонки між двома шпангоутами за формулою:

$$q_{\text{кр.пр}} = 0.92(N_{\text{ш}} + 1) \frac{Eh^2}{lr} \sqrt{\frac{h}{r}}. \quad (8)$$

Найменша вага оболонки при наступному значенні моменту інерції шпангоута:

$$J_{\text{ш}} = J_{\text{об}} \left[(N_{\text{ш}} + 1)^{1/3} - \frac{1}{N_{\text{ш}} + 1} \right]. \quad (9)$$

При $N_{\text{ш}} = 5$ відповідно до рівняння (9) $J_{\text{ш}} / J_{\text{об}} = 1.65$.

Умовно можна вважати, що мезга в циліндрі преса розташовується у вигляді порожнього циліндра, підставами якого служать передня поверхня витка шнека і робоча поверхня регулятора тиску і товщини макухи. Створеними поверхнями є внутрішня поверхня зерного циліндра і вал шнеку. Так, як шнековий вал обертається, то кожний перетин цього циліндра, перпендикулярний до осі, буде намагатися брати участь в двох рухах: поступальному – уздовж осі преса, від витка до діафрагми, і обертальному – навколо осі.

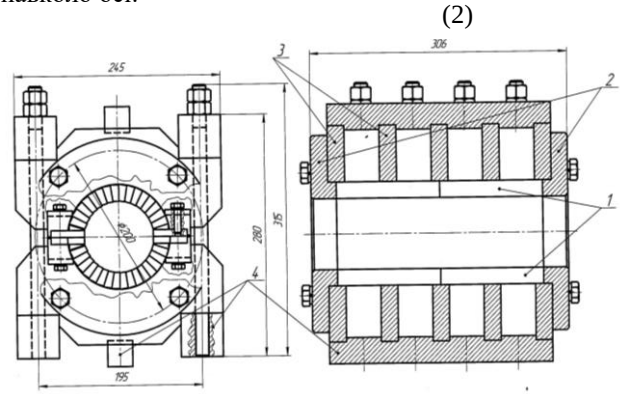


Рис. 1. Зсер в збірці: 1 – зерсна планка, 2 – фланец, 3 – шпангоут, 4 – стрингер.

Fig. 1. Pressing cage assembly: 1 – pressing plate, 2 – flange, 3 – frame, 4 – stringer..



Рис. 2. Зсер лабораторного пресу.

Fig. 2. Pressing cage of laboratory extruder.

Тиск p , який виникає на окремому витку при стисненні мезги до певного обсягу, представляється вектором, нормально спрямованим до поверхні передньої грані нитки.

В існуючих конструкціях витків нитка нахилена під деяким кутом α до торця витка; в поперечному перерізі нитка являє собою трапецію з кутом нахилу передньої грані нитки β (рис. 3).

Нормально спрямований виток може бути розкладений по трьох координатних осях. В

результаті розкладання цього вектора одержуємо три складових тиску: p_2, p_3, p_4 .

$$p_2 = p \cos \alpha \cos \beta. \quad (10)$$

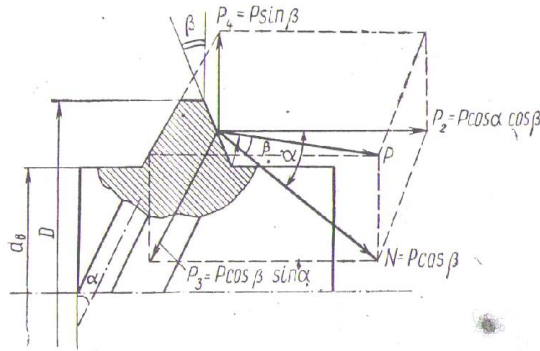


Рис. 3. Сили, що діють на витку шнека.

Fig. 3. Powers acting at the flight screw.

$$p_3 = p \cos \beta \sin \alpha. \quad (11)$$

$$p_4 = p \sin \beta. \quad (12)$$

p_2 – це тиск витка на мезгу, спрямований вздовж осі шнекового валу. Тому сила, що протидіє цьому натисканню, тобто сила пружних деформацій мезги, буде спрямована у зворотний бік. Вона є осовим зусиллям, яке приймає упорний підшипник шнекового валу.

Тиск p_3 спрямований проти обертання шнекового валу і таким чином, перешкоджає його обертанню. Він створює той крутний момент, який долає шнековий вал.

p_4 – радіальний тиск, спрямований від валу до внутрішньої поверхні зерного барабану; він притискає мезгу до цієї поверхні. Крім того, під дією тиску p_4 відбувається видавлювання масла крізь шар пресованої мезги до щілин зерного барабану, через які воно і відділяється. Однак потрібно мати на увазі, що тиск p_4 є лише одним зі складових повного радіального тиску.

При стисненні тіла в замкнутому просторі силою, нормальною спрямованою до поверхні тіла, що стискається, буде створюватися також радіальний тиск:

$$P = \xi P_n, \quad (13)$$

де P_n – нормальний тиск, МПа;

ξ – коефіцієнт бокового тиску:

$$\xi = \frac{\mu}{1 - \mu}, \quad (14)$$

де: μ – коефіцієнт Пуассона; для порошкоподібних матеріалів $\mu = 0,28 \div 0,32$.

Для мезги прийемо середнє значення коефіцієнта Пуассона, що дорівнює 0,3; тоді коефіцієнт бокового тиску:

$$\xi = \frac{0,3}{1 - 0,3} = 0,428.$$

Таким чином, створюється радіальний тиск

$$p' = 0,428 P \cos \beta \cos \alpha. \quad (15)$$

Повний питомий радіальний тиск, МПа

$$p_p = p_4 + p' = p(0,428 \cos \beta \cos \alpha + \sin \beta).$$

У тих напрямках, де є переміщення, виникають сили тертя, спрямовані в бік, зворотному руху. В даному випадку мезга переміщається уздовж лінії дії тиску p_3 ; тому сила тертя, що розвивається дорівнює:

$$T = fN = fp \cos \beta, \quad (17)$$

де f – коефіцієнт тертя мезги об поверхню витка.

Відповідно, сумарний питомий тиск в напрямку p_3 , МПа.

$$p_T = p \cos \beta \sin \alpha + T = p(\cos \beta \sin \alpha + f \cos \beta).$$

Сила, що тисне на нитку витка, Н

$$S = F_b p_T = [F_b p(\cos \beta \sin \alpha + f \cos \beta)] \cdot 10^6 \quad (19)$$

де F_b – бічна проекція площі нитки витка, м².

Бічна проекція площі нитки витка не представляє собою кільце, так як крок нитки більший довжини витка, тому, на бічній проекції буде деякий розрив, який дорівнює куту θ . Тому бічна проекція площі нитки витка має вигляд:

$$F_b = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \frac{360 - \theta}{360}, \quad (20)$$

де D і d – зовнішні діаметри нитки і маточини витка, м.

Сила S прикладена на деякій відстані від осі шнекового валу, ця відстань дорівнює середньому радіусу витка:

$$r_{cp} = \frac{D + d}{4}.$$

В. А. Масліков наводить дані, що закон стиснення мезги в шнековому валу форпрес ФП можна описати ступеневою функцією виду [2].

$$\varepsilon_{ш.в.} = \frac{V_1}{V_n} = n^{1,145}. \quad (21)$$

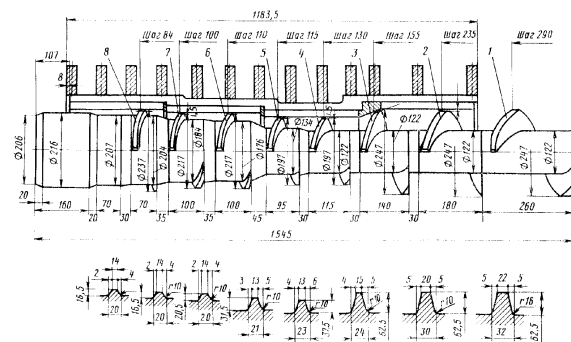


Рис. 4. Шнековий вал форпреса ФП: 1 – приймальний виток; 2 – 8 – пресуючі витки.

Fig. 4. Screw turning part of the pre-press FP: 1 – receiving flight screw; 2 – 8 – pressing flight screws.

Отриманий ступінь стиснення на шнековому валу (табл. 1), дозволив перевірити ступінь точності пропонованої функції. На рис. 5 представлені залежності стиснення мезги в пресі ФП, отримані трьома шляхами: 1 – на основі геометричних параметрів витків валу преса, 2 – за формулою (21),

3 – на підставі проведеної нами статистичної обробки геометричних параметрів. Для подальших досліджень використовували ступінь стиснення в витках преса, отримані на основі фактичних параметрів форпреса. Так, за розрахунками ступінь стиснення мезги на шнековому валу склала 10,80.

При роботі всередині зєєра виникають п'ять потоків: вимушений потік (прямий потік), протитечія, циркуляційний потік і два потоки витоків один в зазорі між вершиною нитки і внутрішньою поверхнею зєєра, другий в куті розриву нитки витка [1, 7]. Гідродинаміка всіх п'яти потоків, особливо потоків витоків, впливає на ступінь стиснення мезги в робочій порожнині витків. Для проведення чисельних досліджень отриманих рівнянь гідродинаміки необхідно експериментально визначити реологічні константи індексу течії й індексу її олійності та щільності мезги різних насінин при зміні режимів волого теплової підготовки. Однак витки легко визначаються експериментально-розрахунковим шляхом через коефіцієнти повернення [2, 8, 9].

Теоретичну ступінь стиснення мезги в пресі $\varepsilon_{\text{пр}}^T$ можна представити, як ступінь стиснення мезги, що створюється шнековим валом $\varepsilon_{\text{ш.в.}}$, помножену на деякий коефіцієнт, величина якого залежить від ширини вихідної щілини преса:

$$\varepsilon_{\text{пр}}^T = k \varepsilon_{\text{ш.в.}}, \quad (22)$$

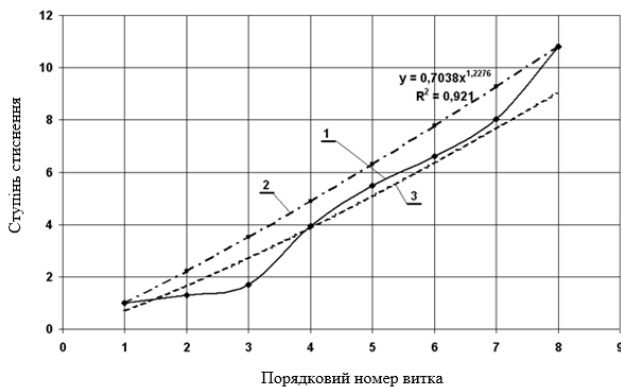


Рис. 5. Залежність ступеня стиснення мезги в шнековому валу форпреса: 1 – отримана на основі геометричних параметрів витків валу; 2 – отримана на підставі залежності (22); 3 – лінія тренда кривої 1.

Fig. 5. Dependence of the degree of pulp compression in the screw turning part of the press FP: 1 – obtained on the basis of the geometric parameters of the turns; 2 – obtained on the basis of dependence (22); 3 – trend line of curve 1.

Математична обробка експериментальних даних залежності ступеня стиснення мезги шнекового валу від ширини вихідної щілини регульовального пристрою, отриманих на пресі ФП дозволила знайти наступну емпіричну залежність коефіцієнта k :

$$\varepsilon_{\text{пр}}^T = \frac{10,2 \varepsilon_{\text{ш.в.}}}{\delta^{0,85}}, \quad (23)$$

де δ – ширина вихідної щілини (в мм), при якій працює прес.

Фактичний ступінь стиснення мезги в пресі ФП отриманий у вигляді наступного рівняння [2]:

$$\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{ф}} = 0,97 \left[\varepsilon_{\text{пр}}^T - (21,8 - 1,16\delta) \right]. \quad (24)$$

Фактичний ступінь стиснення на витку пресування шнека

$$\varepsilon_{\text{в}}^{\text{ф}} = 1 + \frac{\varepsilon_{\text{в}}^T - 1}{v}, \quad (25)$$

де $\varepsilon_{\text{в}}^{\text{ф}}$; $\varepsilon_{\text{в}}^T$ – фактичний і теоретичний ступені стиснення мезги на витку;

v – відношення теоретичного до практичного ступеня стиснення мезги на конусі преса при робочій ширині вихідної щілини:

$$v = \frac{\varepsilon_{\text{пр}}^T - 1}{\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{ф}} - 1}, \quad (26)$$

Визначаємо теоретичний $\varepsilon_{\text{пр}}^T$ і фактичний ступінь стиснення преса $\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{ф}}$ з урахуванням проти потоків за розробленою методикою.

Таблиця 1. Розрахунок параметрів стиснення форпреса.

Table 1. Calculation of FP press compression parameters.

δ	k	$\varepsilon_{\text{пр}}^T$	$\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{ф}}$	v
6	2,224189	24,03592	8,9200424	2,908560186
7	1,951043	21,08414	7,1820158	3,248801143
8	1,741701	18,82187	6,1128139	3,485726324
9	1,575774	17,02876	5,4986972	3,562978188
10	1,440788	15,57002	5,2089194	3,461700882
11	1,328668	14,35838	5,1588286	3,212053509
12	1,233946	13,33476	5,2911172	2,874486859

Результати розрахунків теоретичного і фактичного ступенів стиснення мезги в пресі представлені в табл. 1. Де δ – ширина вихідної щілини (в мм) при якій працює прес; k – деякий коефіцієнт, величина якого залежить від ширини вихідної щілини преса; v – відношення теоретичного до практичного ступеня стиснення мезги на конусі преса при робочій ширині вихідної щілини.

Результати розрахунку фактичного ступеня стиснення на витках форпреса в залежності від ширини вихідної щілини преса представлені в табл. 2. Де $\varepsilon_{\text{ш.в.}}$ – ступінь стиснення мезги, що створена шнековим валом.

Розрахунки показали, що ступінь стиснення в витках шнекового валу форпреса по вільному обсягу витків змінюється від 1 до 10,8 (табл. 2). Фактична ступінь стиснення мезги на витках при ширині вихідної щілини 6 мм змінюється від 1,42 до 8,9 (табл. 2); при ширині щілини 8 мм від 1,21 до 6,11, а при щілині 12 мм від 1 до 5,29. За основу подальших розрахунків прийнята ширина вихідної щілини 8 мм, тобто при ступені стиснення мезги не вище 6,11.

Таблиця 2. Результати розрахунку фактичного ступеня стиснення мезги на витках форпреса.

Table 2. Results of calculation of the actual degree of pulp compression on the turns of FP press.

№ пресуючого витка	Довжина шнекового валу	$\varepsilon_{ш.в.}$	δ – ширина вихідної щілини, мм							
			6	7	8	9	10	11	12	
			Фактичний ступінь стиснення на пресуючому витку шнека							
1	210	1	1,42	1,29	1,21	1,16	1,12	1,10	1,08	
2	350	1,2927	1,64	1,47	1,36	1,29	1,25	1,22	1,20	
3	495	1,6904	1,94	1,71	1,56	1,47	1,41	1,38	1,37	
4	590	3,9471	3,67	3,06	2,68	2,46	2,35	2,32	2,30	
5	735	5,4862	4,85	3,99	3,45	3,14	2,99	2,95	2,94	
6	870	6,6111	5,71	4,66	4,02	3,64	3,46	3,42	3,40	
7	975	8,0225	6,79	5,51	4,72	4,27	4,05	4,01	4,00	
8	1075	10,8066	8,92	7,18	6,11	5,50	5,21	5,16	5,15	

На рис. 6 представлені отримані розрахунковим шляхом залежності ступеня стиснення мезги на витках шнекового преса при різній ширині вихідної щілини преса.

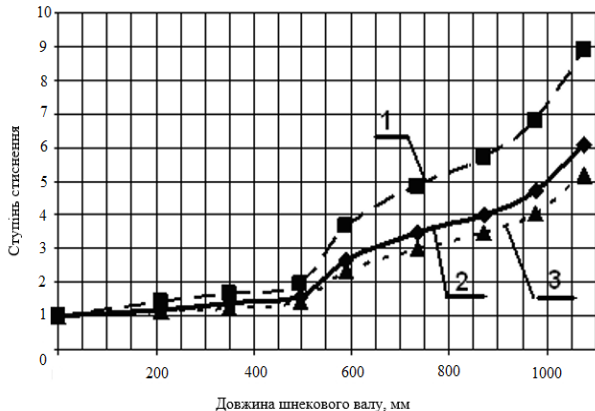


Рис. 6. Ступінь стиснення мезги на витках шнекового преса при різній ширині вихідної щілини.

Fig. 6. The degree of pulp compression on the turns of the screw press at different widths of the output slit.

В. А. Масліков [4] вивчив криві пресування соняшникової мезги (рис. 7) в залежності від вологості, температури смаження і пресування та ступеня стиснення й отримав наступне узагальнене рівняння, що зв'язує ці змінні:

$$p = \frac{25,2a\varepsilon^{5,5}}{e^{0,022W}}, \quad (27)$$

де p – питомий тиск, кг/см²; ε – ступінь стиснення мезги; W – вологість пресованої мезги (%) при постійній температурі; a – коефіцієнт, що залежить від вологості мезги і температури її смаження і

пресування. Так при $t = 90^\circ\text{C}$ і $W = 4\%$ $a = 0,00090$ [4, табл. 3].

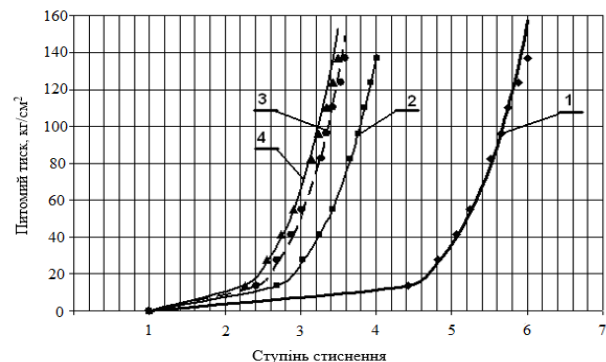


Рис. 7. Залежність зміни питомого тиску від ступеня стиснення в діапазоні ступеня стиснення від 1 до 6 при температурі смаження і пресування мезги 900°C : 1 – вологості 6,55%, 2 – вологості 1,8%, 3 – вологості 0,945%, 4 – вологості 0,22%.

Fig. 7. Dependence of change of specific pressure on degree of compression in the range of compression degree from 1 to 6 at temperature of frying and pressing of pulp 900°C : 1 – humidity 6,55%, 2 – humidity 1,8%, 3 – humidity 0,945%, 4 – humidity 0,22%.

Висновки

На підставі проведеного дослідження шнекового преса при переробці насіння олійних культур можна зробити наступні висновки:

1. При форпресовому віджимі тиск в зерній камері досягає 100–200 кг/см², а при експелерному пресуванні 200–300 кг/см². Для підвищення надійності преса необхідна відпрацьована методика розрахунку на міцність зерної камери.

2. Конструкція зерної камери при розрахунку на міцність дозволяє використовувати методику розрахунку стійкості підкріплених оболонок спільно з теоретичним розрахунком ефективного, фактичного ступеня стиснення на витках преса в залежності від культури насіння, що переробляється, місця пресу ширини в технологічній схемі переробки й величини вихідної щілини регульовального пристрою.

Список літератури

- Биргер И. А., Шорр Б. Ф. Иосилевич Г. Б. Расчёт на прочность деталей машин: справочник. Москва. Машиностроение. 1979. С. 494-516.
- Дидур В. А., Ткаченко В. А., Ткаченко А. В., Дидур В. В. Влияние противотоков на режим работы шнекового преса. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь. 2011. Вип. 11. Т. 4. С. 20-34.
- Колтаков И. П. Руководство по эксплуатации шнековых прессов ФП и ЕП при переработке подсолнечных семян. Москва. Пищепромиздат. 1951. 128 с.

4. Масликов В. А. Технологическое оборудование производства растительных масел. Москва. Пищевая промышленность. 1974. 440 с.

5. Масликов В. А. Упругие свойства мезги и работа, затрачиваемая на её сжатие. Известие вузов. Пищевая промышленность. 1962. №2. С. 128-133.

6. Анферов С. Д., Скульский О. И. Моделирование фильтрации жидкости через пластически деформируемую пористую среду в процессе экструзионного отжима. Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. 2014. № 2. С. 29-47.

7. Василенко В. Н., Копылов М. В., Драган И. В., Фролова Л. Н. Математическая модель движения сырья в шнековом канале маслопресса. Вестник Воронежского государственного университета инженерных технологий. 2013. № 3. С. 18-22.

8. Asgari A., Bagheripour M. H., Mollazadeh M. A. Generalized analytical solution for a nonlinear infiltration equation using the exp-function method. Scientia Iranica. 2011. Vol. 18. Issue 1. P. 28-35. doi:10.1016/j.scient.2011.03.004.

9. Romaniuk W., Polishchuk V., Marczuk A., Titova L., Rogovskii I., Borek K. Impact of sediment formed in biogas production on productivity of crops and ecologic character of production of onion for chives. Agricultural Engineering (wir.ptir.org). Krakow. Poland. 2018. Vol. 22. №1. P. 105-125. https://doi.org/10.1515/agriceng-2018-0010.

References

1. Birger I. A., Shorr B. F., Iosilevich G. B. (1979). Strength calculation of machine parts: a reference book. Moscow. Mechanical engineering. 494-516.

2. Didur V. A., Tkachenko V. A., Tkachenko A. V., Didur V. V. (2011). The influence of countercurrents on the operating mode of the screw press. Pratsi Taurian State Agricultural Technological University. Melitopol. 11(4). 20-34.

3. Kolpakov I. P. (1951). Operating manual for screw presses FP and EP for processing sunflower seeds. Moscow. Pishchepromizdat. 128.

4. Maslikov V. A. (1974). Technological equipment for the production of vegetable oils. Moscow. Food industry. 440.

5. Maslikov V. A. (1962). The elastic properties of the pulp and the work required to compress it. News of universities. Food industry. 2. 128-133.

6. Anferov S. D., Skulskij O. I. (2014). Simulation of liquid filtration through a plastically deformable porous medium during extrusion pressing. Bulletin of the Perm National Research Polytechnic University. Mechanics. 2. 29-47.

7. Vasilenko V. N., Kopylov M. V., Dragan I. V., Frolova L. N. (2013). Mathematical model of the movement of raw materials in the screw channel of the oil press. Voronezh State University of Engineering Technologies Bulletin. 3. 18-22.

8. Asgari A., Bagheripour M. H., Mollazadeh M. A. (2011). Generalized analytical solution for a nonlinear infiltration equation using the exp-function method.

Scientia Iranica. 18(1). 28-35. doi:10.1016/j.scient.2011.03.004.

9. Romaniuk W., Polishchuk V., Marczuk A., Titova L., Rogovskii I., Borek K. (2018). Impact of sediment formed in biogas production on productivity of crops and ecologic character of production of onion for chives. Agricultural Engineering (wir.ptir.org). Krakow. Poland. 22(1). 105-125. https://doi.org/10.1515/agriceng-2018-0010.

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЗЕЕРНОЙ КАМЕРЫ, ШНЕКОВОГО ПРЕССА

В. В. Дидур, Т. А. Кутковецька

Аннотация. В статье рассматриваются вопросы повышения надежности и долговечности зерной камеры шнекового пресса для переработки семян масличных культур путем создания методики расчета на прочность зерной камеры, как оболочки с кольцевыми и продольными подкреплениями.

В результате исследования получены значения давления в зерной камере при форпрессовом и экспелерном отжиме. При форпрессовом отжиме давление в зерной камере достигает 100-200 кг/см², а при экспелерном прессовании 200-300 кг/см².

Разработана методика расчета устойчивости подкрепленных оболочек совместно с теоретическим расчетом эффективной, фактической степени сжатия на витках пресса в зависимости от культуры семени, перерабатываемого, места пресса ширины в технологической схеме переработки и величины выходной щели регулирующего устройства.

Ключевые слова: шнековый пресс, зерная камера, оболочка, переработка семян, повышения надежности, расчет на прочность, кольцевые и продольные подкрепления.

SUBSTANTIATION OF DESIGN PARAMETERS OF SCREW PRESS PRESSING CHAMBER

V. V. Didur, T. O. Kutkovetska

Abstract. The study is devoted to increasing the reliability and durability of the pressing chamber of the screw press for processing oilseeds by creating a method of calculating the strength of the pressing chamber as a shell with circular and longitudinal supports.

The values of the pressure in the pressing chamber during pre-press and expeller expression are obtained. At forpress pressing the pressure in the zeer chamber reaches 100-200 kg/cm², and at expeller pressing 200-300 kg/cm².

The method for calculating the stability of reinforced shells together with the theoretical calculation of the effective, actual degree of compression on the turns of the press depending on the seed culture is developed.

Key words: screw press, pressing chamber, shell, seed processing, increase of reliability, calculation on durability, circular and longitudinal reinforcements.

В. В. Дідур ORCID 0000-0001-7584-5073.

Т. О. Кутковецька ORCID 0000-0002-4879-2954.