

МЕТОДИКА ПРОЕКТНОГО РОЗРАХУНКУ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ВІБРОПРЕСА ДЛЯ ПОПЕРЕДНЬОГО ПОТОКОВОГО ВІБРОУДАРНОГО ЗНЕВОДНЕННЯ ВОЛОГИХ ДИСПЕРСНИХ МАТЕРІАЛІВ

© І. Севостьянов, Р. Іскович-Лотоцький, В. Любин

У статті наведена методика проектного розрахунку гідроімпульсного вібропреса для попереднього потокового віброударного зневоднення вологих дисперсних матеріалів, що дозволяє визначати оптимальні конструктивні параметри вібропреса та параметри навантаження оброблюваного матеріалу, виходячи із його фізико-механічних характеристик та за умови забезпечення максимальної продуктивності та мінімальної енергоємності зневоднення.

The methods of the design calculation of hydraulic pulse vibropress for preliminary flow vibroblowing dehydration of humid dispersive materials, that allow to define the optimum constructive parameters of vibropress and parameters of loading of the processed material, coming from its physico-mechanical features and at condition of the provision to maximum capacity and minimum energy storage of dehydrations, is represents in this article.

1. Постановка проблеми

Одною з важливих проблем підприємств харчової та переробної промисловості України є утилізація таких відходів, як буряковий жом, спиртова барда, пивна дробина, кавовий та ячмінний шлам, що відносяться до вологих дисперсних матеріалів. У даний момент ці відходи в основному виливаються на спеціальні земельні ділянки або у найближчі водоймища, що призводить до забруднення навколишнього середовища. Більш доцільно здійснювати їх розділення на тверду фазу - концентрат та рідинну фазу – фільтрат. Тоді концентрат після зневоднення до вологості 20 – 25% може застосовуватись як добавка до сільськогосподарських кормів або в якості палива; фільтрат же після достатньо якісного очищення являє собою звичайну воду і вже може бути повернутим у природу без негативних наслідків для неї або повторно використовуватись на виробництві. В результаті розв'язується проблема утилізації відходів, з'являється можливість одержання цінних матеріалів або палива, крім цього, зменшується шкідливий вплив на навколишнє середовище. Отже, задача створення вискоєфективних процесів та машин для потокового зневоднення вологих дисперсних матеріалів є досить актуальною.

2. Аналіз останніх досліджень

Серед відомих способів потокового зневоднення вологих дисперсних матеріалів останнім часом досліджуються та використовуються способи механічного зневоднення на стрічкових, вальцьових або шнекових пресах, декантерних та вібраційних центрифугах, термічного зневоднення на вакуумних випарних апаратах, вальцьових та розпилювальних сушарках, хімічного зневоднення у реакторах та екстракторах і біологічного зневоднення у дріжджовирощувальних та анаеробних реакторах [1, 2]. Але відомі механічні способи не забезпечують достатньо низької кінцевої вологості оброблюваного матеріалу, термічні – дуже енергоємні, хімічні та біологічні – малопродуктивні, вимагають значних площ для реалізації, а також громіздкого і дорогого обладнання. Авторами статті теоретично та експериментально доведено [1, 3, 4], що у порівнянні із вищевказаними відомими способами, вищу ефективність за продуктивністю, енерго- та матеріалоємністю обладнання, а також за забезпечуваною кінцевою вологістю оброблюваного матеріалу має спосіб потокового віброударного зневоднення на гідроімпульсних вібропресах [5].

3. Формулювання мети доповіді

Метою даного дослідження є розробка методики проектного розрахунку оптимальних конструктивних параметрів гідроімпульсного вібропреса для попереднього потокового віброударного зневоднення вологих дисперсних матеріалів та параметрів навантаження оброблюваного матеріалу, виходячи з його фізико-механічних характеристик та за умови забезпечення високої продуктивності та низької енергоємності процесу.

4. Виклад основного матеріалу

На рис. 1 показана спрощена структурна схема вібропреса, на якій позначені: $m_c, m_{i.в}, m_{p.т}, m_{п}, m_{п.ф}, m_m, m_b, m_r$ - маси станини, інерційних вантажів, рухомої траверси з поршнем і штоком допоміжного гідроциліндра, пуансона, прес-форми, порції оброблюваного матеріалу, вібростолу, плунжера гідроциліндра гідроімпульсного привода (ГПІ); $S_{п.д}, S_{ш.д}, S_r, S_a$ - площі поперечного перерізу поршня допоміжного гідроциліндра з боку поршневої і штокової порожнин, площа плунжера гідроциліндра ГПІ та порожнини одноциклового гідроаккумулятора; l_0, l_1, \dots, l_7 - довжини гідроліній; d_0, d_1, \dots, d_7 - діаметри гідроліній; f_0, f_1, \dots, f_7 - площі поперечного перерізу гідроліній; $l_{г.а}, d_{г.а}, f_{г.а}$ - довжина, діаметр та площа поперечного перерізу акумуляторної гідролінії; l_k, d_k, f_k - довжина, діаметр та площа поперечного перерізу каналу керування; W_a - робочий об'єм гідроаккумулятора; c_y, z_{0y} - жорсткість та попереднє стискання пружин повернення вібростолу; $Q_{н1}, Q_{н2}$ - подачі насоса ГПІ та допоміжного гідропривода; p_H - тиск робочої рідини у підсистемі допоміжного гідропривода, на який налаштований його запобіжний клапан; d_r - діаметр плунжера гідроциліндра ГПІ.

Під час роботи вібропреса оброблюваний матеріал подається до прес-форми $m_{п.ф}$ через верхній правий отвір у її стінці за допомогою шнекового пресового пристрою (на схемі не показаний). Після вмикання насоса $Q_{н1}$ вібробуджувач ГПІ, приєднаний за схемою «на вході» [5] спочатку закритий і знаходиться у верхній за схемою позиції. При цьому робоча рідина від насоса $Q_{н1}$ йде в порожнину рідинного гідроаккумулятора W_a , який заряджається. В той же час порожнина

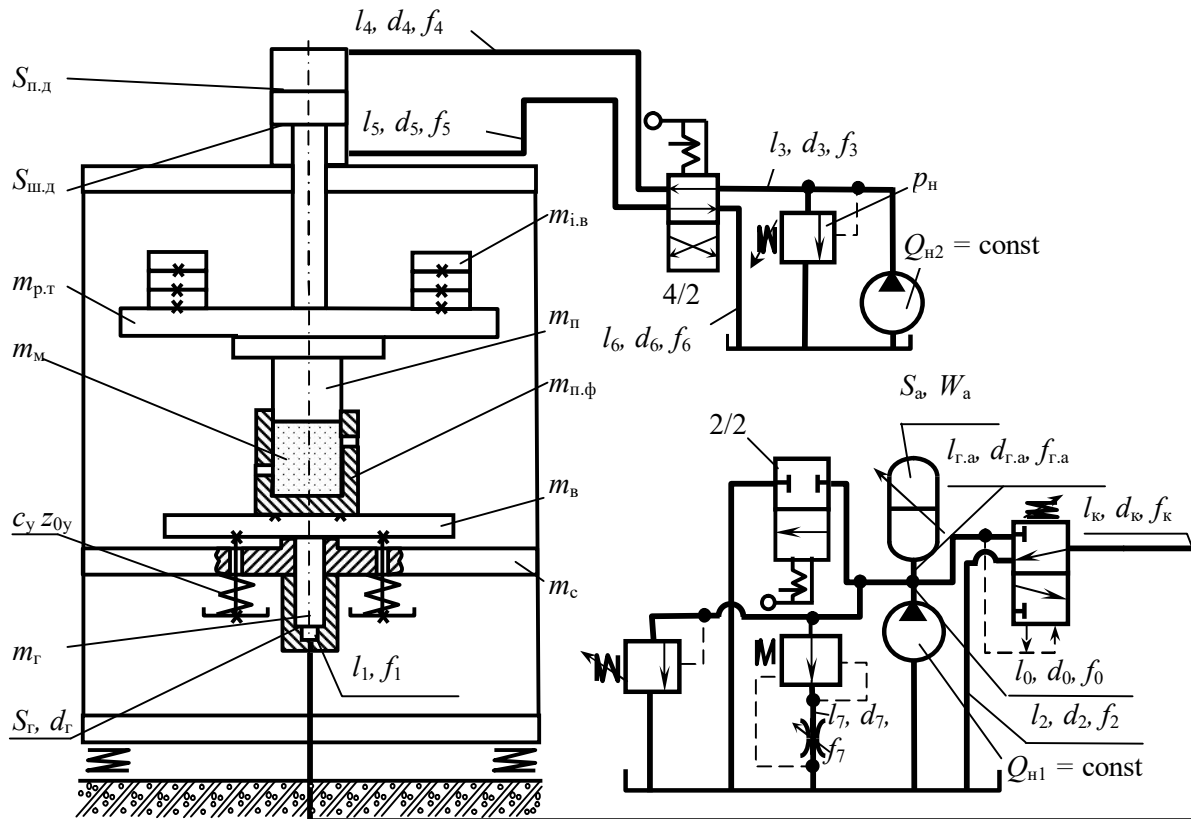


Рис. 1. Узагальнена структурна схема гідроімпульсного вібропреса для попереднього потокового віброударного зневоднення вологих дисперсних матеріалів

гідроциліндра ГПП з'єднана через віброзбуджувач зі зливом. Тиск в ній робочої рідини відповідає тиску у зливному баку, тому вібростіл m_b притиснений пружинами c_y до запліччя станини m_c . При збільшенні тиску у гідролінії $l_{г.а}$ до величини p_1 , що настроюється, віброзбуджувач відкривається (нижня позиція за схемою). Робоча рідина від насоса $Q_{н1}$ та з порожнини W_a йде під тиском у порожнину S_r . Тиск в ній різко збільшується. Плунжер m_r , вібростіл m_b , прес-форма $m_{п.ф}$ з матеріалом m_m , пуансон $m_{п}$ і траверса $m_{р.т}$ з вантажами $m_{і.в}$ здійснюють робочий хід вгору. При цьому стискаються пружини c_y . Матеріал m_m піддається інерційному навантаженню з боку мас $m_{п}$, $m_{р.т}$, $m_{і.в}$, а також статичному навантаженню $P_{ст}$, створюваному допоміжним гідроциліндром при тиску у його поршневій порожнині $S_{п.д}$ рівному p_n . Завдяки значним прискоренням виконавчих елементів вібропреса - (8 – 10)g, матеріал у прес-формі ущільнюється з руйнуванням структурних зв'язків між частинками та витисканням з прес-форми рідинної фази, що проходить через численні дрібні отвори у її бокових стінках та днищі, закритих фільтрувальною сіткою. В момент зменшення тиску у гідролінії $l_{г.а}$ до величини p_2 віброзбуджувач закривається (верхня позиція за схемою), з'єднуючи канал l_k та гідролінію l_1 зі зливом. Тиск у порожнині S_r падає до зливного; плунжер m_r , вібростіл, прес-форма з матеріалом, а також рухома траверса з пуансоном і вантажами під дією сили власного тяжіння, зусилля $P_{ст}$ та сили пружності стиснених пружин c_y здійснюють холостий хід вниз до удару вібростолу об запліччя станини m_c . Під час ходу вниз матеріал у прес-формі частково розвантажується; тверді частинки перерозподіляються по її об'єму з більш рівномірним укладанням. Зусилля $P_{ст}$, що діє на матеріал на даному етапі запобігає утворенню розрідження у нижніх шарах порції і підсмоктуванню туди повітря з атмосфери, яке запобігає витіканню рідини. Тим часом у об'ємі ГПП, що акумулює знов здійснюється накопичення потенціальної енергії, після чого цикл спрацювання ГПП повторюється необхідне число разів до забезпечення заданої кінцевої вологості (70 – 75%) оброблюваного матеріалу. Далі вмикається шнековий пристрій і зневоднена порція видаляється з прес-форми через лівий нижній отвір (див. рис. 1) з одночасним заповненням її наступною порцією вологого дисперсного матеріалу через правий верхній отвір.

При розробці методики проектного розрахунку використані результати теоретичних і експериментальних досліджень машин для потокового віброударного зневоднення вологих дисперсних матеріалів [6, 7], а також досвід проектування машин іншого призначення з ГПП [5, 3].

Основними вихідними даними для проектного розрахунку є: максимальний тиск у порожнині гідроциліндра ГПП - $p_{г.маx}$ та у середовищі оброблюваного матеріалу - $p_{м.маx}$, число каскадів, схема розподілення та тип конструктивного виконання запірних елементів віброзбуджувача ГПП [5], тиски його відкриття p_1 і закриття p_2 , швидкодія $t_{ш}$ та тривалість t_b відкриття, максимальна частота $v_{маx}$ проходження імпульсів тиску, параметри робочої рідини - густина ρ_p , модуль об'ємної пружності K_p , процентний вміст нерозчиненого повітря W_r , рівень h_6 робочої рідини у баці та збільшення Δt_p її робочої температури, параметри оброблюваного матеріалу - густина ρ_m , модуль об'ємної пружності K_m , площа S_m поперечного перерізу та маса m_m порції, коефіцієнти текучості - σ_m , сухого тертя - μ_m , p_0 - атмосферний тиск, $K_{ст}$ - модуль пружності матеріалу гідроліній (сталь).

В результаті розрахунку визначаються такі параметри вібропреса як: m_b , d_r , c_y , W_a , $Q_{н1}$, в тому числі потужність N_{el} електродвигуна ГПП, а також параметри навантаження матеріалу: амплітуда z_{1a} і частота ν коливань вібростолу. Велика частина розрахунку має перевірний характер.

При визначенні величини маси m_i нижнього виконавчого елемента вібропреса, що включає маси m_r , m_b , $m_{п.ф}$, m_m для попереднього розрахунку можна використовувати значення відповідних параметрів базового вібропреса. Аналогічно визначаються геометричні параметри об'єму ГПП, що акумулює: l_0 , d_0 , f_0 , δ_0 , $l_{г.а}$, $d_{г.а}$, $f_{г.а}$, $\delta_{г.а}$, l_a , d_a , S_a , δ_a , W_a (тут δ_0 , $\delta_{г.а}$, δ_a - товщини стінок відповідних гідроліній і порожнин). У ході подальшого розрахунку ці параметри можуть корегуватись.

Спочатку обчислюємо середній модуль пружності $K_{p,cp}$ рідини у об'ємі $W_{a.o}$, що акумулює на етапі зарядки гідроакумулятора, зведений модуль пружності $K_{зв.а.о}$ даного об'єму та величину $W_{a.o}$

$$K_{p,cp} = \frac{K_{p1} + K_{p2}}{2}; K_{зв.а.о} = 1 / \left(\frac{1}{K_{p,cp}} + \frac{1}{K_0} + \frac{1}{K_{г.а}} + \frac{1}{K_a} \right); W_{a.o} = l_0 \cdot f_0 + l_{г.а} \cdot f_{г.а} + W_a, \quad (1)$$

де K_{p1} , K_{p2} - модулі об'ємної пружності робочої рідини при тисках p_1 , p_2 [8]; K_0 , $K_{г.а}$, K_a - модулі об'ємної пружності стінок відповідних гідроліній та порожнин [8].

Необхідна максимальна подача насоса ГПП визначається частотою v_{max} [5]

$$Q_{н1max} = \frac{W_{а.о}(p_1 - p_2)v_{max}}{(1 - v_{max} \cdot t_B)K_{зв.а.о}} \quad (2)$$

Далі вибираємо значення l_1 , d_1 , f_1 , δ_1 , l_k , d_k , f_k , δ_k .

У роботі [9] теоретично та експериментально встановлено, що у об'ємі ГПП, що приєднується у момент відкривання вібробудувача «на вході» має місце прямий гідравлічний удар [8]. Ударні підвищення тисків $\Delta p_{уд.к}$, $\Delta p_{уд1}$ робочої рідини у каналі l_k і гідролінії l_1 , відповідні величини напівфаз ударних хвиль - $t_{i.к}$, t_{i1} та тривалість t_n проходження хвилі від входу у канал l_k до порожнини гідроциліндра ГПП визначаємо як [8]

$$\Delta p_{\delta\ddot{a}\ddot{e}} = \delta_1 - \delta_\zeta - \Delta\delta_{\ddot{a}\delta 1} - \Delta\delta_{\delta\ddot{e}}; \Delta p_{\delta\ddot{a}1} = \Delta\delta_{\delta\ddot{a}\ddot{e}} - \Delta\delta_{\ddot{a}\delta\ddot{a}} - \Delta\delta_{\delta 1}; t_n = t_{\delta\ddot{e}} + t_{i1} = \frac{l_{\delta\ddot{e}}}{c_{\delta\ddot{e}}} + \frac{l_1}{c_1}, \quad (3)$$

де p_3 - тиск у баку ГПП; $\Delta p_{вх1}$, $\Delta p_{вхг}$ - втрати тиску на вході у гідролінію l_1 та гідроциліндр ГПП; $\Delta p_{т.к}$, $\Delta p_{т1}$ - втрати тиску на тертя у гідролінії l_1 та каналі l_k ; c_k , c_l - відповідні швидкості ударної хвилі, що визначаються за формулами [8]

$$\Delta p_{\delta\ddot{a}\delta 1} = \rho_{\delta.t} \cdot \zeta_{\delta\ddot{a}\delta 1} \frac{v_{\delta\ddot{e}}^2}{2}; \Delta p_{\delta\ddot{e}} = \rho_{\delta.t} \cdot \lambda_{\delta\ddot{e}} \frac{l_{\delta\ddot{e}}}{f_{\delta\ddot{e}}} \frac{v_{\delta\ddot{e}}^2}{2}; \Delta p_{\delta\ddot{a}\ddot{a}} = \rho_{p.t} \cdot \zeta_{\delta\ddot{a}\ddot{a}} \frac{v_{1\delta}^2}{2}; \Delta p_{\delta 1} = \rho_{p.t} \cdot \lambda_1 \frac{l_1}{f_1} \frac{v_{1\delta}^2}{2}, \quad (4)$$

$$c_{\delta\ddot{e}} = \frac{\Delta\delta_{\delta\ddot{a}\ddot{e}}}{\rho_{\delta.t} \cdot v_{\delta\ddot{e}}}; c_1 = 1 / \sqrt{\frac{\rho_{p.t}}{K_{p.\zeta}} + \frac{\rho_{p.t} \cdot d_1}{\delta_1 \cdot K_{\delta\ddot{e}}}}$$

де λ_1 , λ_k - коефіцієнти гідравлічного тертя у гідролінії l_1 та каналі l_k ; $\zeta_{вх1}$, $\zeta_{вхг}$ - коефіцієнти місцевого опору на вході у гідролінію l_1 та гідроциліндр ГПП; $\rho_{p.t}$ - густина робочої рідини з врахуванням підвищення її температури Δt_p ; $v_{к.р}$, $v_{1р}$ - середні швидкості робочої рідини у каналі l_k та гідролінії l_1 , для розрахунку яких застосовуються формули

$$\rho_{p.t} = \frac{\rho_p}{1 + 8 \cdot 10^{-4} \Delta t_p}; v_{\delta\ddot{e}} = \frac{Q_{а.ср}}{f_{\delta\ddot{e}}}; v_{1\delta} = \frac{Q_{а.ср}}{f_1}. \quad (5)$$

У формулах (5) $Q_{а.ср}$ - середні витрати гідроаккумулятора у продовж періоду його розрядки, обчислюємо, виходячи з величини потенціальної енергії $E_{п.а}$, що накопичується у об'ємі $W_{а.о}$

$$E_{п.а} = \frac{(p_1^2 - p_2^2)W_{а.о}}{2 \cdot K_{\zeta\ddot{a}\ddot{a}1}}; Q_{\delta\ddot{a}\ddot{e}} = \frac{2\dot{A}_{\delta\ddot{a}\ddot{e}}}{t_{\delta\ddot{a}}(p_1 - p_2)}. \quad (6)$$

Вибираємо значення l_3 , d_3 , f_3 , δ_3 , l_4 , d_4 , f_4 , δ_4 , l_5 , d_5 , f_5 , δ_5 , а також довжину $l_{п.д}$, діаметр $d_{п.д}$, площу $S_{п.д}$, об'єм $W_{п.д}$ та товщину δ_d стінок поршневої порожнини допоміжного гідроциліндра.

Зведена маса верхнього виконавчого елемента вібропреса, що включає масу $m_{п} = m_{п} + m_{р.т} + m_{i.в}$ визначається як

$$m_{пзв} = m_{п} + \frac{1}{3} \rho_{p.t} (W_{п.д} + l_4 f_4 + l_3 f_3) \quad (7)$$

Жорсткість c_y пружин вібростолу розраховується з умови забезпечення розвантаження оброблюваного матеріалу від дії осевого пресового зусилля за формулою [10]

$$c_y \leq \frac{P_{ст}(0,75 \cdot m_I - 0,25 \cdot m_{пзв})}{m_{пзв} \cdot z_{0y}}. \quad (8)$$

Максимальна тривалість імпульсного силового впливу на плунжер гідроциліндра ГПП $t_0 = t_{i1}$.

Площу плунжера гідроциліндра ГПП визначаємо за допомогою формули

$$S_{\delta\ddot{a}} = \left(\delta_{i \cdot max} \cdot S_i + \ddot{n}_0 (z_{0\delta} + z_{In}) + \alpha_{\delta\ddot{a}} v_{In} + \frac{m_2 v_{z_i} - m_{2\zeta\ddot{a}} v_{z_{i1}}}{t_0} - \left(-(\lambda_{\delta\ddot{a}\zeta\ddot{a}} + \zeta_{\delta\ddot{a}\zeta\ddot{a}}) v_{z_n}^2 - \alpha_{\delta\ddot{a}} \cdot v_{z_n} - \ddot{n}_{\delta\ddot{a}\zeta\ddot{a}} \cdot z_{z_n} - R_{\delta\ddot{a}} - \ddot{D}_{\delta\ddot{a}} \right) \right) / \delta_{\delta\ddot{a}\ddot{a}}, \quad (9)$$

де $z_{IIп}$, $z_{IIIп}$, $v_{IIп}$, $v_{IIIп}$ – переміщення та швидкості виконавчих елементів вібропреса у момент часу $t = t_0$; α_r , $\alpha_{д.г}$ – коефіцієнти в'язкого демпфірування в з'єднаннях плунжера гідроциліндра ГПП, а також поршня і штока допоміжного гідроциліндра; $\lambda_{д.зв}$, $\zeta_{д.зв}$, $c_{д.зв}$ – зведені коефіцієнти гідравлічного тертя, місцевих опорів та жорсткості у підсистемі допоміжного привода; $R_{д.г}$ – постійна складова зведених сил сухого тертя в ущільненнях допоміжного гідроциліндра.

Переміщення $z_{IIIп}$ можна знайти за формулою

$$z_{IIIп} = z_{IIп} - W_{\phi,пI}/S_I, \quad (10)$$

де $W_{\phi,пI}$ – об'єм видаленої з прес-форми на етапі відкриття віброзбуджувача рідинної фази. Але, якщо розглядати останній цикл віброударного навантаження порції оброблюваного матеріалу, під час якого його зневоднення та ущільнення практично завершені, можна прийняти $z_{IIIп} = z_{IIп}$.

Решту коефіцієнтів у формулі (9) розраховуємо за допомогою залежностей [5]

$$\begin{aligned} \alpha_{\bar{a}} &= 2 \cdot \beta \sqrt{\tilde{n}_{\bar{i},\phi\hat{a}}} m_2; \quad \alpha_{\bar{a},\bar{a}} = 2 \cdot \beta \sqrt{\tilde{n}_{\bar{a},\phi\hat{a}}} m_{2\phi\hat{a}}; \\ c_{o,\phi\hat{a}} &= 1 / \left(\frac{1}{\tilde{n}_y} + \frac{1}{\tilde{n}_{\bar{i}-\delta,\phi\hat{a}}} \right); \quad c_{\bar{a},\phi\hat{a}} = 1 / \left(\frac{1}{\tilde{n}_{\bar{i},\bar{a},\phi\hat{a}}} + \frac{1}{\tilde{n}_{4\phi\hat{a}}} + \frac{1}{\tilde{n}_{3\phi\hat{a}}} \right); \\ c_{\bar{i}-\delta,\phi\hat{a}} &= \frac{S_{\bar{a}}^2 \cdot \hat{E}_{\bar{i},\delta} \cdot \hat{E}_{\bar{i},\delta}}{W_{\bar{i}} \cdot (\hat{E}_{\bar{i},\delta} + \hat{E}_{\bar{i},\delta})}; \quad c_{\bar{i},\bar{a},\phi\hat{a}} = \frac{S_{\bar{a},\bar{a}}^2 \cdot \hat{E}_{\delta,\bar{a}} \cdot \hat{E}_{\bar{a}}}{W_{\bar{i},\bar{a}} \cdot (\hat{E}_{\delta,\bar{a}} + \hat{E}_{\bar{a}})}; \\ c_{4\phi\hat{a}} &= \frac{S_{\bar{a},\bar{a}}^2 \cdot \hat{E}_{\delta,\bar{a}} \cdot \hat{E}_4}{I_4 \cdot f_4 \cdot (\hat{E}_{\delta,\bar{a}} + \hat{E}_4)}; \quad c_{3\phi\hat{a}} = \frac{S_{\bar{a},\bar{a}}^2 \cdot \hat{E}_{\delta,\bar{a}} \cdot \hat{E}_3}{I_3 \cdot f_3 \cdot (\hat{E}_{\delta,\bar{a}} + \hat{E}_3)}; \\ \lambda_{\bar{a},\phi\hat{a}} &= \lambda_{\bar{i},\bar{a}} \frac{1}{2} W_{\bar{i},\bar{a}} \sqrt{\frac{\pi}{S_{\bar{a},\bar{a}}^3}} + \lambda_4 \frac{I_4}{f_4} + \lambda_3 \frac{I_3}{f_3}; \quad \zeta_{\bar{a},\phi\hat{a}} = \zeta_{\bar{a},\bar{a}} + \zeta_{\phi\hat{a}} + \zeta_{3\phi\hat{a}} + \zeta_{\phi\hat{a}}; \end{aligned} \quad (11)$$

де $c_{o,зв}$, $c_{п-ф,зв}$, $c_{п,д,зв}$, $c_{ззв}$, $c_{4зв}$ – коефіцієнти жорсткості підсистеми ГПП та прес-форми, зведені до перерізу S_r , поршневої порожнини допоміжного гідроциліндра і гідроліній I_3 , I_4 , зведені до перерізу $S_{д.г}$; $K_{р,д}$, $K_{м,у}$ – модулі об'ємної пружності робочої рідини у підсистемі допоміжного гідропривода при тиску p_n та оброблюваного матеріалу при ударному тиску $\Delta p_{уд11}$, який встановлюється у порожнині гідроциліндра ГПП у момент часу $t = t_0$; $K_{п,ф}$, K_3 , K_4 – модулі об'ємної пружності стінок прес-форми та гідроліній I_3 , I_4 ; W_m – об'єм оброблюваного матеріалу у прес-формі; $\beta = 0,005$ – відносний коефіцієнт демпфірування [5]; $\lambda_{п,д}$, λ_3 , λ_4 – коефіцієнти гідравлічного тертя у поршневій порожнині допоміжного гідроциліндра та гідролініях I_3 , I_4 ; $\zeta_{в,д,г}$, $\zeta_{з2зв}$, $\zeta_{к2зв}$, $\zeta_{ззв}$ – коефіцієнти місцевого опору на вході у допоміжний гідроциліндр, у гідророзподільнику та на запобіжному клапані допоміжного гідропривода, у гідролінії I_3 .

Величину $R_{\delta,\bar{a}}$ складно одержати розрахунковим шляхом, тому можна прийняти [5]

$$R_{\bar{a},\bar{a}} = 0,1 \cdot S_{\bar{a}} \Delta \delta_{\delta\bar{a}11}. \quad (12)$$

Для визначення $\Delta p_{уд11}$, $v_{IIп}$, $v_{IIIп}$ складаємо рівняння балансів енергії та рівняння збереження імпульсів на етапі переміщення виконавчих елементів вібропреса у верхнє положення

$$\Delta E_{\hat{e},\bar{i}1} + \Delta E_{\bar{i},\bar{i}1} = \frac{m_I \cdot v_{IIп}^2}{2} + \frac{m_{2\phi\hat{a}} \cdot v_{2\phi\hat{a}}^2}{2} (1 + \lambda_{\bar{a},\phi\hat{a}} + \zeta_{\bar{a},\phi\hat{a}}) + \frac{\tilde{n}_{\delta} \cdot z_{0\delta}^2}{2}; \quad (13)$$

$$t_0 (S_{\bar{a}} \cdot \Delta \delta_{\delta\bar{a}11} - \tilde{n}_{\delta} \cdot z_{0\delta}) = m_2 \cdot v_{IIп} + m_{2\phi\hat{a}} v_{2\phi\hat{a}} (1 + \lambda_{\bar{a},\phi\hat{a}} + \zeta_{\bar{a},\phi\hat{a}}), \quad (14)$$

де $\Delta E_{к,пI}$ – зміна кінетичної енергії маси $m_{1р,зв}$ робочої рідини у гідролінії I_1 , зведеної до перерізу S_r ; $\Delta E_{п,пI}$ – зміна потенціальної енергії робочої рідини у гідролінії I_1 , що обумовлена її стисканням та деформуванням стінок гідролінії при зміні тиску від $\Delta p_{уд1}$ до $\Delta p_{уд11}$

$$\Delta E_{\hat{e},\bar{i}1} = \frac{m_{1\delta,\phi\hat{a}} (v_{Iр}^2 - v_{IIп}^2)}{2}; \quad \Delta E_{\bar{i},\bar{i}1} = \frac{I_1 \cdot f_1 (\Delta p_{\delta\bar{a}1} - \Delta \delta_{\delta\bar{a}11}^2) (\hat{E}_{\delta,\delta 1} + \hat{E}_1)}{2 \cdot \hat{E}_{\delta,\delta 1} \cdot \hat{E}_1}, \quad (15)$$

де $K_{р,уI}$ – модуль об'ємної пружності робочої рідини у гідролінії I_1 при тиску $\Delta p_{уд1} + p_3$; K_1 – модуль пружності стінок гідролінії.

Маса $m_{Iр.зв}$ визначається за формулою [5]

$$m_{Iр.зв} = \frac{1}{3} \frac{d_{\tilde{a}}^4}{d_1^4} \rho_{p.t} \cdot l_1 \cdot f_1. \quad (16)$$

Рівняння (13) є істотно спрощеним, у зв'язку із тим, що попередніми дослідженнями [11] був доведений короткочасний (імпульсний) характер зусилля, створюваного у об'ємі ГПП, що приєднується, у момент відкриття віброзбуджувача ударним тиском робочої рідини. Таким чином, можна припустити, що по завершенні дії імпульсу, у момент часу $t = t_n$ маси m_1 , $m_{Iзв}$ мають нульові зміщення ($z_{Iн} \rightarrow 0$, $z_{Iпн} \rightarrow 0$) і швидкість $v_{Iп}$ [12]. Отже у рівнянні (13) не враховані складові, до яких входять $z_{Iн}$, $z_{Iпн}$, в тому числі: робота сил в'язкого тертя при переміщенні мас m_1 , $m_{Iзв}$, робота їх підйому, сухого тертя при переміщенні поршня $S_{д.г}$, сухого тертя твердих частинок оброблюваного матеріалу об стінки прес-форми та при їх взаємному переміщенні, пластичного деформування частинок, стискання робочої рідини і деформування стінок гідроліній і порожнин у підсистемі допоміжного гідропривода, робота зі зневоднення матеріалу – видалення рідинної фази з прес-форми та з подолання зусилля P_{cm} .

Для визначення $z_{Iн}$ з метою підстановки його у формулу (13) використовуємо ще одне рівняння балансів енергії, в якому вже враховані згадані вище складові

$$\begin{aligned} \frac{m_{Iр.зв} v_{Iр}^2}{2} + \frac{l_1 \cdot f_1 (\Delta p_{\delta\tilde{a}1}^2 - \Delta \delta_{\delta\tilde{a}1}^2) (\hat{E}_{\delta,\delta 1} + \hat{E}_1)}{2 \cdot \hat{E}_{\delta,\delta 1} \cdot \hat{E}_1} = \frac{(m_2 + m_{I\tilde{c}\tilde{a}}) v_{I\tilde{r}}^2}{2} (1 + \lambda_{\tilde{a},\tilde{c}\tilde{a}} + \zeta_{\tilde{a},\tilde{c}\tilde{a}}) + \sigma_1 z_{I\tilde{r}} + \\ + \Delta \delta_{i,max} \cdot S_i \mu_i z_{I\tilde{r}} + v_{I\tilde{r}} \cdot z_{I\tilde{r}} (\alpha_{\tilde{a}} + \alpha_{\tilde{a},\tilde{a}}) + \frac{\tilde{n}_o \cdot (z_{0o} + z_{I\tilde{r}})^2}{2} + z_{I\tilde{r}} \cdot g(m_2 + m_{2\tilde{c}\tilde{a}}) + \\ + R_{\tilde{a},\tilde{a}} \cdot z_{2\tilde{r}} + \frac{\Delta \delta_{\tilde{a}}^2}{2 \cdot \hat{E}_{\delta\tilde{a}}} \left(\frac{W_{I,\tilde{a}} (\hat{E}_{\delta\tilde{a}} + \hat{E}_{\tilde{a},\tilde{a}})}{\hat{E}_{\tilde{a},\tilde{a}}} + \frac{l_4 \cdot f_4 (\hat{E}_{\delta\tilde{a}} + \hat{E}_4)}{\hat{E}_4} + \frac{l_3 \cdot f_3 (\hat{E}_{\delta\tilde{a}} + \hat{E}_3)}{\hat{E}_3} \right) + p_i \cdot S_{\tilde{a},\tilde{a}} \cdot z_{2\tilde{r}}, \end{aligned} \quad (17)$$

де Δp_{δ} - збільшення тиску в поршневій порожнині допоміжного гідроциліндра, викликане зменшенням її об'єму при переміщенні рухомої траверси на величину $z_{Iн}$ визначаємо як [8]

$$\Delta \delta_{\tilde{a}} = \frac{S_{\tilde{a},\tilde{a}} \cdot z_{2\tilde{r}} \cdot \hat{E}_{\delta\tilde{a}}}{W_{I,\tilde{a}} + l_4 \cdot f_4 + l_3 \cdot f_3}. \quad (18)$$

У рівнянні (17) не врахована лише робота зі зневоднення матеріалу, яке під час останнього циклу його віброударного навантаження вже практично завершено.

Підставляємо формули (11 – 18) у рівняння (9), отримуємо S_r і визначаємо діаметр

$$d_r = \sqrt{\frac{4 \cdot S_r}{\pi}}, \quad (19)$$

який округляємо до найближчого більшого зі стандартного ряду.

Потужність електродвигуна ГПП визначається за залежністю

$$N_{el} = Q_{H1max} p_1 \frac{1 - p_2/p_1}{\eta_H \eta_e \eta_M}, \quad (20)$$

де η_H, η_e, η_M - ККД насоса, електродвигуна і муфти, відповідно.

Амплітуду z_{Ia} коливань нижнього виконавчого елемента вібропреса знаходимо як

$$z_{Ia} = z_{Iн} + z_{Iв}, \quad (21)$$

де зміщення $z_{Iв}$ виконавчого елемента у граничне верхнє положення визначаємо як

$$z_{Iв} = v_{Iн}^2 / 2 \cdot a_1. \quad (22)$$

У формулі (22) a_1 – прискорення, з яким переміщується вібростіл

$$a_1 = \frac{\Delta p_{уд1} S_r - \alpha_r \cdot v_{Iн} + c_y (z_{0y} + z_{Iн}) + p_{M,max} S_M - g}{m_1}; \quad (23)$$

Частоту ν коливань вібростолу визначаємо як [5]

$$v = \frac{1}{T_{ц}} = \frac{1}{t_{в} + t_{н.т}} = 1 / \left(\frac{h_{о.з} S_{о.з}}{Q_{н1}} + \frac{2 \cdot E_{н.а}}{Q_{н1} (p_1 + p_2)} \right), \quad (24)$$

де $T_{ц}$ – період коливань вібростолу; $t_{н.т}$ – тривалість набору тиску в гідросистемі ГП [5]; $h_{о.з}$, $S_{о.з}$ – перекриття та площа поперечного перерізу золотника основного каскаду вібробуджувача [5].

5. Висновки

1. Представлена у статті методика проектного розрахунку гідроімпульсного вібропреса для попереднього потокового віброударного зневоднення вологих дисперсних матеріалів, дозволяє розраховувати його оптимальні конструктивні параметри та параметри навантаження оброблюваного матеріалу, виходячи з фізико-механічних характеристик останнього та за умови забезпечення високої продуктивності та низької енергоємності процесу.

2. Вібропреси для попереднього потокового віброударного зневоднення можуть бути створені на базі інерційних вібропреса-молотів з гідроімпульсним приводом.

3. Використання даних машин дозволяє розв'язати актуальну задачу утилізації відходів харчових та переробних виробництв, крім цього, одержати цінну добавку до сільськогосподарських кормів або висококалорійне паливо та зменшити негативний вплив на навколишнє середовище.

6. Список літератури

1. Іскович-Лотоцький Р. Д., Севостьянов І. В. Аналіз способів сепарування вологих дисперсних матеріалів та обладнання для їх реалізації// Вісник національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут". Машинобудування. – Випуск №57, 2009. – С. 50 - 55.

2. Машины и аппараты пищевых производств. 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.

3. Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Севостьянов І. В. Процеси та машини вібраційних і віброударних технологій. Монографія. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2006. – 291 с.

4. Іскович-Лотоцький Р. Д., Поліщук О. В., Севостьянов І. В. Обґрунтування ефективності застосування віброударних та вібраційних процесів в харчовій переробній промисловості// Вібрації в техніці та технологіях. - №3 (52), 2008. - С. 78 – 82.

5. Іскович-Лотоцький Р. Д. Основи теорії розрахунку та розробка процесів і обладнання для віброударного пресування. Монографія. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2006. – 338 с.

6. Севостьянов І. В., Іскович-Лотоцький Р. Д. Математичне моделювання процесів віброударного сепарування вологих дисперсних матеріалів// Вібрації в техніці та технологіях. - №2 (51), 2008. - С. 39 – 45.

7. Севостьянов І. В., Іскович-Лотоцький Р. Д. Визначення робочих параметрів процесів віброударного сепарування вологих дисперсних матеріалів// Наукові нотатки. Межвузівський збірник (за напрямом «Інженерна механіка»). – Випуск 23 (листопад, 2008). – С. 282 – 292.

8. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы/ Т. М. Башта, Б. Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.

9. Іскович-Лотоцький Р. Д., Севостьянов І. В. Экспериментальные исследования гидроимпульсного привода многокоординатного вибростенда // Вибрации в технике и технологиях. – 1996. - №1(5). – С.19-21.

10. Іскович-Лотоцький Р. Д., Севостьянов І. В. Методика проектного розрахунку параметрів гідроімпульсного привода вібропреса// Вибрации в технике и технологиях. – 2003. - №5 (31). – С. 31-34.

11. Іскович-Лотоцький Р. Д., Севостьянов І. В. О динамике срабатывания запорного элемента вибровозбудителя гидроимпульсного привода. //Вибрации в технике и технологиях. - 1998. - №1 (5). - С. 22 - 25.

12. Бидерман В. Л. Прикладная теория механических колебаний. - М.: Высшая школа, 1972. - 416 с.