

Выводы

1. Предложенная современная технология прессования трубных заготовок в полые гильзы из различных марок сталей и их сплавов на профильном прессе трубопрессовой установки по предложенной совмещенной схеме заметно расширяет возможности профильного прессы в условиях реализации высокочастотных вибраций.

2. Полученные результаты указывают на эффективность применения процесса вибрационного прессования и позволяют наметить пути совершенствования технологического процесса производства труб на аналогичных профильных прессах.

1. Данченко В.Н. Технология трубного производства: учебник для вузов / В.Н. Данченко, А.П. Коликов, Б.А. Романцев, С.В. Самусев. – М.: Интермет-Инжиниринг, 2002. – 640 с.
2. Клименко В.М., Шаповал В.Н. Вибрационная обработка давлением. – К.: Техника, 1977. – 128 с.
3. Медведев М.И., Гуляев Ю.Г., Чукмасов С.А. Совершенствование процесса прессования труб. – М.: Металлургия, 1986. – 151 с.
4. Розов Н.В. Производство труб: справочник. – М.: Металлургия, 1974. – 598 с.
5. Коликов А.П. Машины и агрегаты трубного производства / А.П. Коликов, В.П. Романенко, С.В. Самусев и др. – М.: МИСус, 1998. – 536 с.

УДК 664:002.5; 664.02

І. В. Севостьянов, Р. Д. Іскович-Лотоцький, В. С. Любин
Вінницький національний технічний університет

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

© Севостьянов І.В., Іскович-Лотоцький Р.Д., Любин В.С., 2011

Наведено методику проектного розрахунку гідроімпульсного вібропреса для попереднього потокового віброударного зневоднення вологих дисперсних матеріалів, що дає змогу визначати оптимальні конструктивні параметри вібропреса та параметри навантаження оброблюваного матеріалу на підставі 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 vibro-blowing 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.

Постановка проблеми. Однією 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 належать до вологих дисперсних матеріалів. Нині ці відходи переважно виливають на спеціальні земельні ділянки або у найближчі водоймища, що призводить до забруднення навколишнього середовища. Доцільніше 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 як паливо; фільтрат 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, створення високоефективних процесів та машин для потокового зневоднення вологих дисперсних матеріалів є доволі актуальним.

Аналіз останніх досліджень. Серед відомих способів потокового зневоднення вологих дисперсних матеріалів останнім часом досліджують та використовують способи механічного зневоднення на стрічкових, вальцових або шнекових пресах, декантерних та вібраційних центрифугах, термічного зневоднення на вакуумних випарних апаратах, вальцових та розпилувальних 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, потребують значних площ для реалізації, а також громіздкого і дорогого обладнання. Автори статті теоретично та експериментально довели [1, 3, 4], що, порівняно із вищевказаними відомими способами, ефективнішим за продуктивністю, енерго- та матеріалоємністю обладнання, а також за забезпечуваною кінцевою вологістю оброблюваного матеріалу є спосіб потокового віброударного зневоднення на гідроімпульсних вібропресах [5].

Формулювання мети доповіді. Мета цього дослідження – розроблення методики проектного розрахунку оптимальних конструктивних параметрів гідроімпульсного вібропреса для попереднього потокового віброударного зневоднення вологих дисперсних матеріалів та параметрів навантаження оброблюваного матеріалу на підставі його фізико-механічних характеристик та за умови забезпечення високої продуктивності та низької енергоємності процесу.

Виклад основного матеріалу. На рис. 1 показана спрощена структурна схема вібропреса, на якій позначені: m_c , $m_{i.v}$, $m_{p.t}$, m_p , $m_{п.ф}$, m_m , m_b , m_r – маси станини, інерційних вантажів, рухомої траверси з поршнем і штоком допоміжного гідроциліндра, пуансона, прес-форми, порції оброблюваного матеріалу, вібростола, плунжера гідроциліндра гідроімпульсного привода (ГПП); $S_{п.д}$, $S_{ш.д}$, S_r , S_a – площі поперечного перерізу поршня допоміжного гідроциліндра з боку поршневої і штокової порожнин, площа плунжера гідроциліндра ГПП та порожнини одноциклового гідроаккумулятора; l_0 , l_1 , ..., l_7 – довжини гідроліній; d_0 , d_1 , ..., d_7 – діаметри гідроліній; f_0 , f_1 , ..., f_7 – площі поперечного перерізу гідроліній; $l_{г.в}$, $d_{г.в}$, $f_{г.в}$ – 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 вібростола; $Q_{н1}$, $Q_{н2}$ – подачі насоса ГПП та допоміжного гідропривода; p_n – тиск робочої рідини у підсистемі допоміжного гідропривода, на який налаштований його запобіжний клапан; d_r – діаметр плунжера гідроциліндра ГПП.

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 $Q_{н1}$ віброзбуджувач ГПП, приєднаний за схемою “на вході” [5], спочатку закритий і перебуває у верхній за схемою позиції. Робоча рідина від насоса $Q_{н1}$ спрямовується в порожнину рідинного гідроаккумулятора W_a , який заряджається. Водночас порожнина гідроциліндра ГПП з'єднана через віброзбуджувач зі зливом. Тиск у ній робочої рідини відповідає тиску в зливному баку, тому вібростіл m_b притиснений пружинами c_y до запліччя

станини m_c . Якщо тиск у гідролінії $l_{г.а}$ зростає до величини p_1 , що настрюється, вібробуджувач відкривається (нижня позиція за схемою). Робоча рідина від насоса Q_{H1} та з порожнини W_a йде під тиском у порожнину S_r . Тиск у 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 $m_{i.в}$ здійснюють робочий хід вгору. При цьому стискаються пружини c_y . Матеріал m_m зазнає інерційного навантаження з боку мас $m_{п.}$, $m_{р.т}$, $m_{i.в}$, а також статичного навантаження $P_{ст}$, створюваного допоміжним гідроциліндром при тиску у його поршневій порожнині $S_{п.д}$, що дорівнює p_H . 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 вібробуджувач 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 вібростола об запліччя станини m_c . Під час ходу вниз матеріал у прес-формі частково розвантажується; тверді частинки перерозподіляються по її об'єму з рівномірнішим укладанням. Зусилля $P_{ст}$, що діє на матеріал на цьому етапі, перешкоджає утворенню розрідження у нижніх шарах порції і підсмоктуванню туди повітря з атмосфери, яке запобігає витіканню рідини. Тим часом у об'ємі ГПП, що акумулює, знову накопичується потенціальна енергія, після чого цикл спрацьовування ГПП повторюється необхідну кількість 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.

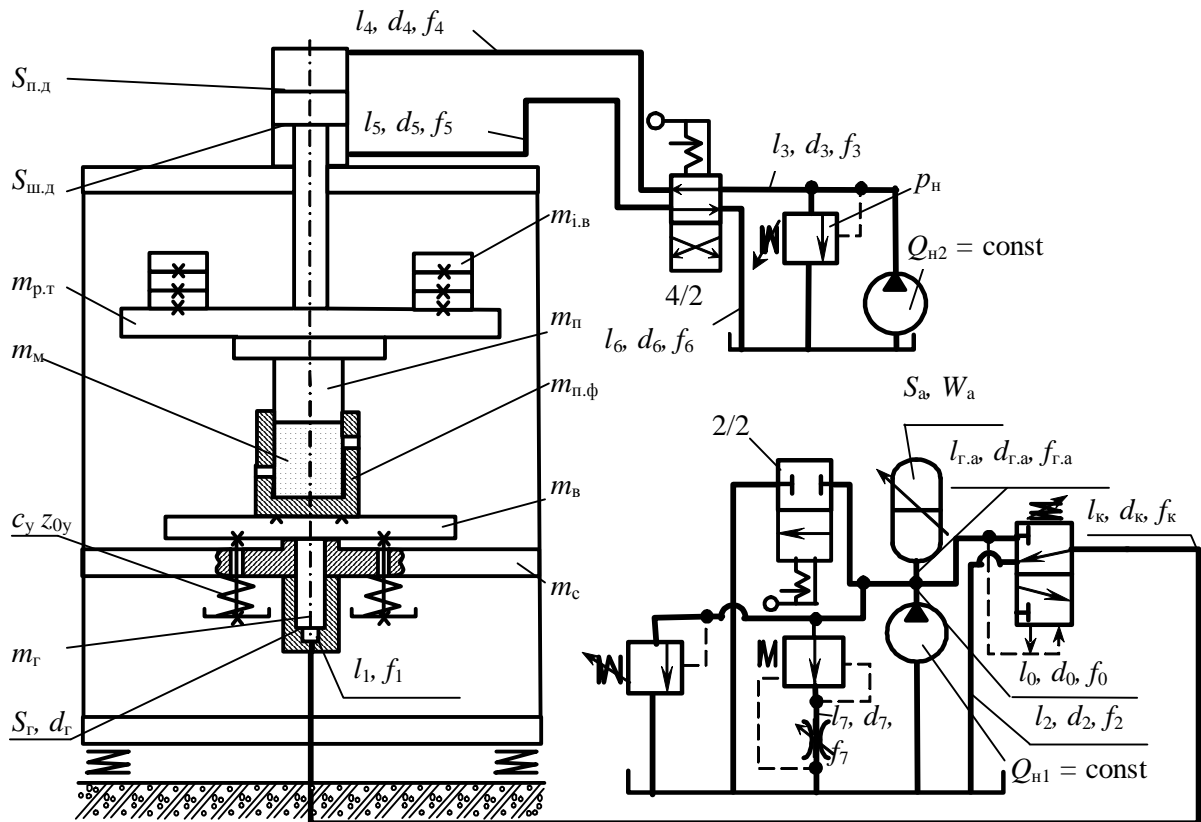


Рис. 1. Узагальнена схема гідроімпульсного вібропреса для попереднього потокового віброударного зневоднення вологих дисперсних матеріалів

Під час розроблення методики проектного розрахунку використано результати теоретичних і експериментальних досліджень машин для потокового віброударного зневоднення вологих дисперсних матеріалів [6, 7], а також досвід проектування машин іншого призначення з ГПШ [5, 3].

Основними вихідними даними для проектного розрахунку є: максимальний тиск у порожнині гідроциліндра ГПШ – $p_{г.маx}$ та у середовищі оброблюваного матеріалу – $p_{м.маx}$, кількість каскадів, схема розподілення та тип конструктивного виконання запірних елементів віброзбуджувача ГПШ [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_b 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).

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

Визначаючи величини маси m_1 нижнього виконавчого елемента вібропреса, в яку входять маси m_r , m_b , $m_{п.ф}$, m_m , для попереднього розрахунку можна використовувати значення відповідних параметрів базового вібропреса. Аналогічно знаходять геометричні параметри об'єму ГПШ, 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 $K_{p.ср}$ рідини у об'ємі $W_{a.о}$, що акумулює на етапі заряджання гідроакумулятора, зведений модуль пружності $K_{зв.а.о}$ заданого об'єму та величину $W_{a.о}$

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

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 ГПШ визначається частотою $v_{маx}$ [5]

$$Q_{н1 \max} = \frac{W_{a.о} (p_1 - p_2) v_{маx}}{(1 - v_{маx} \cdot t_b) K_{зв.а.о}}. \quad (2)$$

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 в об'ємі ГПШ, який приєднується, у момент відкривання віброзбуджувача “на вході відбувається 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 ГПШ визначаємо як [8]

$$\Delta p_{уд.к} = p_1 - p_3 - \Delta p_{вх1} - \Delta p_{м.к}; \Delta p_{уд1} = \Delta p_{уд.к} - \Delta p_{вх.2} - \Delta p_{м1}; t_n = t_{i.к} + t_{i1} = \frac{l_k}{c_k} + \frac{l_1}{c_1}, \quad (3)$$

де p_3 – тиск у баку ГПШ; $\Delta p_{вх1}$, $\Delta p_{вх.г}$ – втрати тиску на вході у гідролінію l_1 та гідроциліндр ГПШ; $\Delta p_{т.к}$, $\Delta p_{т1}$ – втрати тиску на тертя у гідролінії l_1 та каналі l_k ; c_k , c_1 – відповідні швидкості ударної хвилі, що визначаються за формулами [8]

$$\Delta p_{вх1} = r_{p.t} \cdot z_{вх1} \frac{v_{к.p}^2}{2}; \Delta p_{м.к} = r_{p.t} \cdot l_k \frac{l_k}{f_k} \frac{v_{к.p}^2}{2}; \Delta p_{вх.2} = r_{p.t} \cdot z_{вх.2} \frac{v_{1p}^2}{2}; \Delta p_{м1} = r_{p.t} \cdot l_1 \frac{l_1}{f_1} \frac{v_{1p}^2}{2}, \quad (4)$$

$$c_k = \frac{\Delta p_{уд.к}}{r_{p.t} \cdot v_{к.p}}; c_1 = 1 / \sqrt{\frac{r_{p.t}}{K_{p.3}} + \frac{r_{p.t} \cdot d_1}{d_1 \cdot K_{cm}}}$$

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 ГП; $\rho_{p,t}$ – густина робочої рідини з урахуванням підвищення її температури Δt_p ; $v_{к,р}, v_{1р}$ – середні швидкості робочої рідини у каналі l_k та гідролінії l_1 , для визначення яких застосовують формули

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

У формулах (5) $Q_{a,ср}$ середні витрати гідроаккумулятора упродовж періоду його розряджання обчислюємо на підставі величини потенціальної енергії $E_{п,а}$, що накопичується у об'ємі $W_{a,о}$

$$E_{п,а} = \frac{(p_1^2 - p_2^2) W_{a,о}}{2 \cdot K_{зв,а,о}}; Q_{a,ср} = \frac{2 E_{п,а}}{t_6 (p_1 - p_2)}. \quad (6)$$

Вибираємо значення $l_3, d_3, f_3, \delta_3, l_4, d_4, f_4, \delta_4, l_5, d_5, f_5, \delta_5$, 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, в яку входить маса $m_{II} = m_{II} + m_{p,t} + m_{i,v}$, визначається як

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

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

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

Максимальна тривалість імпульсного силового впливу на плунжер гідроциліндра ГП $t_o = t_{1o}$.

Площу плунжера гідроциліндра ГП визначаємо за допомогою формули

$$S_z = \left(\frac{p_{m,max} \cdot S_m + c_y (z_{0y} + z_{In}) + a_z v_{In} + \frac{m_I v_{In} - m_{IIзв} v_{IIн}}{t_o} -}{-(I_{\delta,зв} + z_{\delta,зв}) v_{IIн}^2 - a_{\delta,z} \cdot v_{IIн} - c_{\delta,зв} \cdot z_{IIн} - R_{\delta,z} - P_{cm}} \right) / p_{z,max}, \quad (9)$$

де $z_{In}, z_{IIн}, v_{In}, v_{IIн}$ – переміщення та швидкості виконавчих елементів вібропреса у момент часу $t = t_o$; $\alpha_r, \alpha_{д,г}$ – коефіцієнти в'язкого демпфірування в з'єднаннях плунжера гідроциліндра ГП, 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 $z_{IIн}$ можна знайти за формулою

$$z_{IIн} = z_{II} - W_{з,пI} / S_i, \quad (10)$$

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

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

$$a_z = 2 \cdot b \sqrt{c_{\delta,зв} m_I}; a_{\delta,z} = 2 \cdot b \sqrt{c_{\delta,зв} m_{IIзв}};$$

$$c_{\delta,зв} = 1 / \left(\frac{1}{c_y} + \frac{1}{c_{n-\phi,зв}} \right); c_{\delta,зв} = 1 / \left(\frac{1}{c_{n,\delta,зв}} + \frac{1}{c_{4зв}} + \frac{1}{c_{3зв}} \right);$$

$$c_{n-\phi,зв} = \frac{S_z^2 \cdot K_{m,y} \cdot K_{n,\phi}}{W_m \cdot (K_{m,y} + K_{n,\phi})}; c_{n,\delta,зв} = \frac{S_{\delta,z}^2 \cdot K_{p,\delta} \cdot K_{\delta}}{W_{n,\delta} \cdot (K_{p,\delta} + K_{\delta})};$$

$$c_{43\beta} = \frac{S_{\delta,2}^2 \cdot K_{p,\delta} \cdot K_4}{l_4 \cdot f_4 \cdot (K_{p,\delta} + K_4)}; c_{33\beta} = \frac{S_{\delta,2}^2 \cdot K_{p,\delta} \cdot K_3}{l_3 \cdot f_3 \cdot (K_{p,\delta} + K_3)},$$

$$I_{\delta,3\beta} = I_{n,\delta} \frac{1}{2} W_{n,\delta} \sqrt{\frac{P}{S_{\delta,2}^3}} + I_4 \frac{l_4}{f_4} + I_3 \frac{l_3}{f_3}; z_{\delta,3\beta} = z_{\delta,2} + z_{323\beta} + z_{33\beta} + z_{\kappa 23\beta}; \quad (11)$$

де $c_{0,3\beta}$, $c_{п-ф,3\beta}$, $c_{п,д,3\beta}$, $c_{33\beta}$, $c_{43\beta}$ – коефіцієнти жорсткості підсистеми ГПІ та прес-форми, зведені до перерізу S_{Γ} , поршневої порожнини допоміжного гідроциліндра і гідроліній I_3 , I_4 , зведені до перерізу $S_{д,г}$; $K_{p,д}$, $K_{м,у}$ – модулі об'ємної пружності робочої рідини у підсистемі допоміжного гідропривода за тиску $p_{н}$ та оброблюваного матеріалу за ударного тиску $\Delta p_{уд11}$, який встановлюється у порожнині гідроциліндра ГПІ 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 ; $W_{м}$ – 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 ; $\zeta_{в,д,г}$, $\zeta_{323\beta}$, $\zeta_{\kappa 23\beta}$, $\zeta_{33\beta}$ – коефіцієнти місцевого опору на вході у допоміжний гідроциліндр, у гідророзподільнику та на запобіжному клапані допоміжного гідропривода, у гідролінії I_3 .

Величину $R_{\delta,2}$ складно одержати розрахунково, тому можна прийняти [5]

$$R_{\delta,2} = 0,1 \cdot S_{\delta} \cdot D p_{уд11}. \quad (12)$$

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

$$DE_{\kappa,n1} + DE_{n,n1} = \frac{m_I \cdot v_{In}^2}{2} + \frac{m_{п3\beta} \cdot v_{пн}^2}{2} (1 + I_{д,3\beta} + z_{\delta,3\beta}) + \frac{c_y \cdot z_{0y}^2}{2}; \quad (13)$$

$$t_0 (S_{\delta} \cdot D p_{уд11} - c_y \cdot z_{0y}) = m_I \cdot v_{In} + m_{п3\beta} v_{пн} (1 + I_{\delta,3\beta} + z_{\delta,3\beta}), \quad (14)$$

де $\Delta E_{\kappa,n1}$ – зміна кінетичної енергії маси $m_{п,3\beta}$ робочої рідини у гідролінії l_1 , зведеної до перерізу S_{δ} ; $\Delta E_{n,n1}$ – зміна потенціальної енергії робочої рідини у гідролінії l_1 , що зумовлена її стисканням та деформуванням стінок гідролінії у разі зміни тиску від $D p_{уд1}$ до $D p_{уд11}$

$$DE_{\kappa,n1} = \frac{m_{п,3\beta} (v_{1p}^2 - v_{In}^2)}{2}; DE_{n,n1} = \frac{l_1 \cdot f_1 (D p_{уд1}^2 - D p_{уд11}^2) (K_{p,y1} + K_1)}{2 \cdot K_{p,y1} \cdot K_1}, \quad (15)$$

де $K_{p,y1}$ – модуль об'ємної пружності робочої рідини у гідролінії l_1 за тиску $\Delta p_{уд1} + p_3$; K_1 – модуль пружності стінок гідролінії.

Маса $m_{п,3\beta}$ визначається за формулою [5]

$$m_{п,3\beta} = \frac{1}{3} \frac{d_2^4}{d_1^4} r_{p,t} \cdot l_1 \cdot f_1. \quad (16)$$

Рівняння (13) є істотно спрощеним, оскільки попередніми дослідженнями [11] доведено короткочасний (імпульсний) характер зусилля, створюваного у об'ємі ГПІ, що приєднується, у момент відкриття вібробудувача ударним тиском робочої рідини. Отже, можна припустити, що після завершення дії імпульсу, в момент часу $t = t_n$ маси m_I , $m_{п3\beta}$ мають нульові зміщення ($z_{пн} \rightarrow 0$, $z_{пн} \rightarrow 0$) і швидкість $v_{пн}$ [12]. Отже у рівнянні (13) не враховано складових, до яких належать $z_{пн}$, $z_{пн}$, зокрема: робота сил в'язкого тертя при переміщенні мас m_I , $m_{п3\beta}$, робота їх підйому, сухого тертя при переміщенні поршня $S_{д,г}$, сухого тертя твердих частинок оброблюваного матеріалу об стінки прес-форми та під час їх взаємного переміщення, 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_{In} , щоб підставити його у формулу (13), використовуємо ще одне рівняння балансів енергії, в якому вже враховано згадані вище складові

$$\begin{aligned} \frac{m_{1p.36} v_{1p}^2}{2} + \frac{l_1 \cdot f_1 (Dp_{y\partial 1}^2 - Dp_{y\partial 11}^2) (K_{p.y1} + K_1)}{2 \cdot K_{p.y1} \cdot K_1} = \frac{(m_I + m_{II36}) v_{In}^2}{2} (1 + I_{\partial.36} + z_{\partial.36}) + S_M z_{In} + \\ + Dp_{M.max} \cdot S_M m_M z_{In} + v_{In} \cdot z_{In} (a_z + a_{\partial.z}) + \frac{c_y \cdot (z_{0y} + z_{In})^2}{2} + z_{In} \cdot g (m_I + m_{II36}) + \\ + R_{\partial.z} \cdot z_{In} + \frac{Dp_{\partial}^2}{2 \cdot K_{p\partial}} \left(\frac{W_{n,\partial} (K_{p\partial} + K_{\partial.z})}{K_{\partial.z}} + \frac{l_4 \cdot f_4 (K_{p\partial} + K_4)}{K_4} + \frac{l_3 \cdot f_3 (K_{p\partial} + K_3)}{K_3} \right) + p_H \cdot S_{\partial.z} \cdot z_{In}, \end{aligned} \quad (17)$$

де Δp_{∂} – збільшення тиску в поршневій порожнині допоміжного гідроциліндра, викликане зменшенням її об'єму під час переміщення рухомої траверси на величину z_{In} визначаємо як [8]

$$Dp_{\partial} = \frac{S_{\partial.z} \cdot z_{In} \cdot K_{p\partial}}{W_{n,\partial} + l_4 \cdot f_4 + l_3 \cdot f_3}. \quad (18)$$

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

Підставляємо формули (11 – 18) у рівняння (9), отримуємо S_{Γ} і знаходимо діаметр

$$d_{\Gamma} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\Gamma}}{\pi}}, \quad (19)$$

який округляємо до найближчого більшого зі стандартного ряду.

Потужність електродвигуна ГП визначається за залежністю

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

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

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

$$z_{Ia} = z_{In} + z_{Ib}, \quad (21)$$

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

$$z_{Ib} = v_{In}^2 / 2 \cdot a_I. \quad (22)$$

У формулі (22) a_I прискорення, з яким переміщується вібростіл

$$a_I = \frac{\Delta p_{уд1} S_{\Gamma} - \alpha_{\Gamma} \cdot v_{In} + c_y (z_{0y} + z_{In}) + p_{M.max} S_M}{m_I} - g; \quad (23)$$

Частоту ν коливань вібростола визначаємо як [5]

$$\nu = \frac{1}{T_{\Gamma}} = \frac{1}{t_B + t_{H.T}} = 1 / \left(\frac{h_{0.3} S_{0.3}}{Q_{H1}} + \frac{2 \cdot E_{п.а}}{Q_{H1} (p_1 + p_2)} \right), \quad (24)$$

де T_{Γ} – період коливань вібростола; $t_{H.T}$ – тривалість набору тиску в гідросистемі ГП [5]; $h_{0.3}, S_{0.3}$ – перекриття та площа поперечного перерізу золотника основного каскаду віброзбуджувача [5].

Висновки

1. Викладена у статті методика проектного розрахунку гідроімпульсного вібропреса для попереднього потокового віброударного зневоднення вологих дисперсних матеріалів дає змогу розраховувати його оптимальні конструктивні параметри та параметри навантаження оброблюваного матеріалу, зважаючи на фізико-механічні характеристики останнього та за умови забезпечення високої продуктивності та низької енергоємності процесу.

2. Вибропрессы для поперечного потокового виброударного зневоднення можна створити на базі інерційних вібропреса-молотів з гідроімпульсним приводом.

3. Використання цих машин дає змогу 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.

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. – Вып. № 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: моногр. – 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: моногр. – 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. Міжсвузівський збірник (за напрямом "Інженерна механіка"). – Вып. 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.

УДК 621.924

А.А. СИРОТА, В.Я. МИЦЫК

Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ОТДЕЛОЧНО-ЗАЧИСНОЙ ОБРАБОТКИ УДАРНЫМ ГИДРОАБРАЗИВНЫМ ВОЗДЕЙСТВИЕМ СВОБОДНОЙ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ

© Сирота А.А., Мицык В.Я., 2011

В современной металлообрабатывающей промышленности, в частности приборостроении, а также оптико-механическом и электротехническом производствах, особо актуален вопрос выполнения отделочно-зачистных операций в технологических процессах изготовления широкой номенклатуры деталей, имеющих различные габариты и сложную конфигурацию поверхности [1, 2].