

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ СИСТЕМИ "ПРЕС-СЕРЕДОВИЩЕ" ПРИ ЇЇ ДИСКРЕТНОМУ МОДЕЛЮВАННІ

Гідравлічні преси з гідроімпульсним приводом успішно використовуються у виробництві заготовок із керамічних (вогнетривких) порошкових матеріалів [1,2]. Перспективною є розробка вібропресів із насосно-акумуляторним приводом, який зменшує енерговитрати привода і підвищує надійність роботи [2,3]. Проте недостатні дослідження взаємодії системи "прес-середовище", невизначеність робочих процесів у гідросистемі ускладнює розрахунок параметрів преса і силових режимів навантаження заготовки.

Метою роботи є встановлення закономірностей роботи системи "прес-середовище" на основі дискретної моделі гідроімпульсного привода вібропреса.

Метод дослідження прийнятий на основі складання рівнянь по принципу Даламбера і використання пружно-зосередженої моделі рідини.

У відповідності з конструктивною схемою [2], розроблена динамічна модель вібропреса з насосно-акумуляторним приводом. В якості вихідної моделі приймається система із зосередженими параметрами. Основні допущення, які приймаються при розробці моделі, наступні: рідина володіє постійною в'язкістю, нетеплопровідна, взаємодії розповсюджуються миттєво; стискання рідини і деформування трубопроводів представляються пропорційними приведенням лінійним жорсткостям; маси рідини і робочих частин машини приводяться до визначених точок, рух яких аналізується в припущенні, що рух рідини і робочих частин машини еквівалентний руху цих точок приведення; припускається, що опір коливальним рухам рідини пропорційний швидкості, а опір перетіканню під дією різниці тиску на кінцях гідролінії пропорційний квадрату швидкості; тиск в джерелах і зливних баках постійний; маси робочих частин постійні на протязі одного циклу; сили механічного опору постійні; коефіцієнти місцевих опорів елементів гідросистеми і по довжині гідролінії постійні, а сумарний опір гідроліній підкоряється принципу накладення втрат; розподільчі пристрої відкриваються лінійно в часі; температура рідини встановлена; ущільнене середовище моделюється пружним тілом.

На основі передумов та припущень складено динамічну модель (рис. 1), де прийняті наступні позначення:

m_1, m_2 - маси вібростола з матрицею і заготовкою, пуансона з траверсою;
 m_3, m_4, m_5 - маси рідини в гідро лініях l_3, l_4, l_5 ; m_6, m_7, m_8 - маси поршня приводного акумулятора, станини;

l_3, l_4, l_5 - гідролінії між відповідними рухомими масами;

$x_i; \dot{x}_i; \ddot{x}_i$ - координати переміщення, швидкості і прискорення мас;

$c_1; c_0$ - жорсткості пружного повернення вібростола і відпресованої заготовки;

c_3, c_4, c_5, c_6 - жорсткість гідроліній, c_7, c_8, c_{8-9} - жорсткості вібростола, основи вібропреса, станини;

$\epsilon_3, \epsilon_4, \epsilon_5$ - коефіцієнти опору в гідролініях l_3, l_4, l_5 ; ϵ_6 - коефіцієнт опору в з'єднанні поршня приводного акумулятора; ϵ_7 - в з'єднанні вібростола з основою; ϵ_8 - основи;

i_{13} - передаточне число від поршня вібростола до гідролінії l_3 ; i_{43} - від гідролінії l_3 до циклового акумулятора; i_{45} - від циклового акумулятора до гідролінії l_5 ; i_{56} - від гідро лінії l_5 до приводного акумулятора.

$F_{k1}(t, \dot{x})$ - функція клапана-пульсатора; $F_{k2}(t, \dot{x})$ - функція клапана-дозатора;
 $F_i; F_k$ - максимальне зусилля на i -тому і k -му циклі навантаження;
 $F_d(x)$ - функція зусилля на деталі; $F_4(x)$ - функція циклового акумулятора;
 $F_6(x)$ - функція приводного акумулятора;
 $r_1(\dot{x}), r_2(\dot{x}), r_3(\dot{x})$ - функція зовнішнього опору відповідних рухомих мас.

Динамічна модель вібропреса (рис.1) може бути описана диференціальними рівняннями за числом степенів вільності. Розв'язком системи рівнянь числовими методами можна отримати уявлення про рух мас, деформацій пружних ланок. Для розробки методів розрахунку параметрів пресу на ЕОМ необхідно виділити основні етапи роботи вібропреса і розглянути динамічну модель із врахуванням умов праці на кожному етапі.

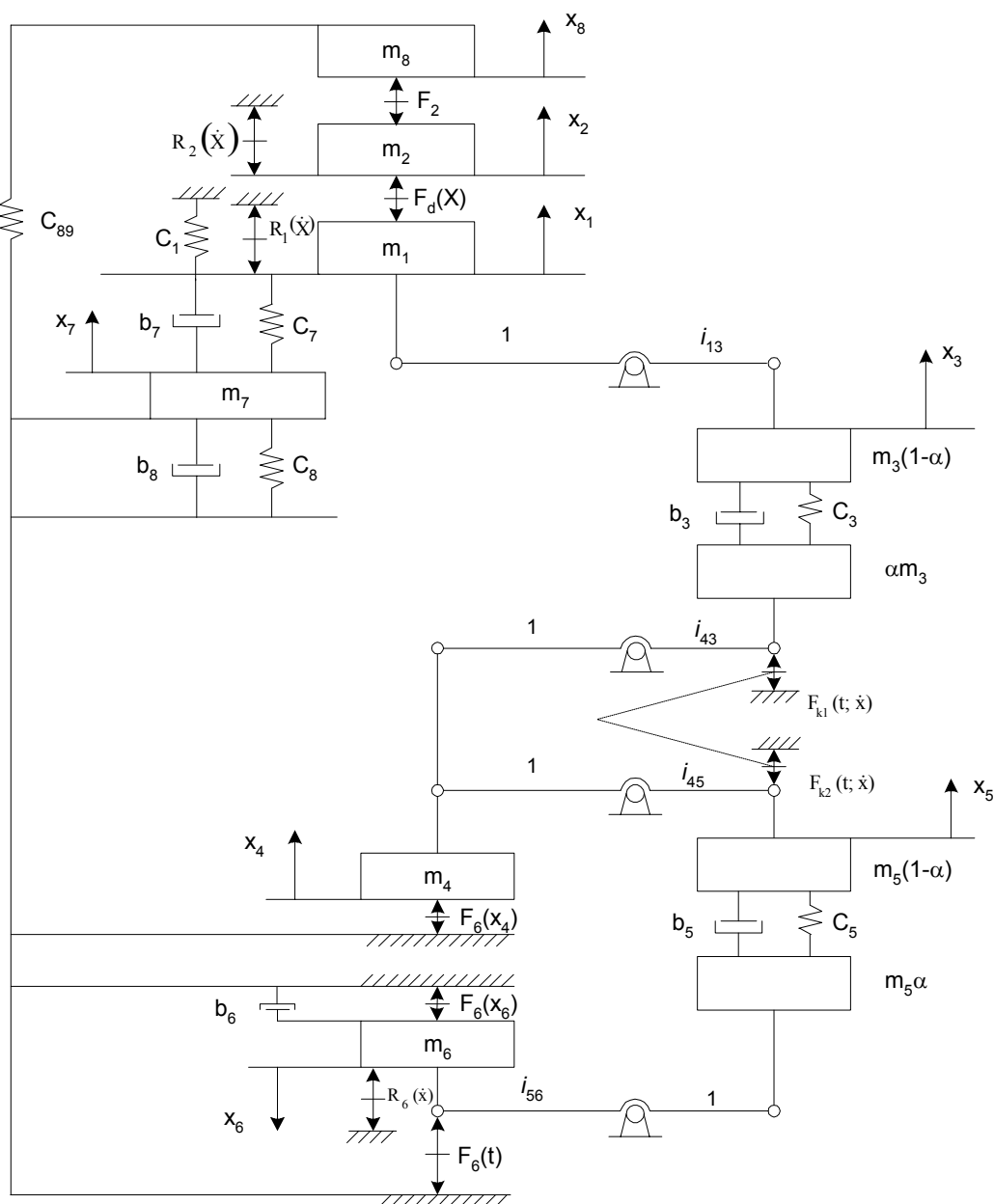


Рис. 1. Динамічна модель з урахування пружно-зосередженої моделі гідросистеми

Враховуючи особливості роботи вібропреса з насосно-акумуляторним приводом і припускаючи, що перехідні процеси при закритті розподільчих елементів є затухаючими і

діють протягом часу, значно меншого, за протяжність досліджуваного процесу, складну динамічну систему поділяємо на дві підсистеми, які працюють послідовно:

підсистема 1 – цикловий акумулятор m_4 ; клапан – пульсатор $F_{kl}(t, \dot{x})$, гідролінія l_3 ; вібростіл m_1 ; виріб жорсткістю C_0 ; пуансон з притискачем m_2 ;

підсистема 2 – привідний акумулятор m_4 ; регулюючий опір v_6 , гідролінія l_5 ; клапан – дозатор $F_{k2}(t, \dot{x})$, цикловий акумулятор m_6 .

Підсистема 2 не впливає суттєвим чином на робочі процеси системи "прес-середовище", тому в подальшому розглянемо тільки підсистему 1.

Приведення параметрів m, c, v підсистеми 1 виконуємо до перерізу f_3 гідролінії l_3 . Приведення мас до відповідних перерізів ліній здійснюємо відповідно методиці [4]

$$M = \left(\frac{f_3}{S_1} \right)^2 \cdot m, \quad (1)$$

де f_3 і S_1 - площа перетину гідролінії l_3 і циліндра вібростола.

Приведену масу рідини гідролінії довжиною l знаходимо із умови збереження кінетичної енергії системи, приймаючи лінійну зміну швидкості

$$m_{зр} = \frac{1}{3} \rho \sum_1^n f_i l_i, \quad (2)$$

Здійснюючи приведення елементів гідросистеми до перерізу f_3 гідролінії l_3 , розглядаємо маси вібростола, рідини під поршнем S_1 і в гідролінії l_3 як одну приведену масу M_1

$$M_1 = \left(\frac{f_3}{S_1} \right)^2 \cdot m_1 + \frac{1}{3} \rho \cdot f_3 l_3 + \frac{1}{3} \left(\frac{f_3}{S_1} \right)^2 \rho \cdot S_1 l_1 \quad (3)$$

Приведена маси рідини в гідролінії l_4 і цикловому акумуляторі

$$M_3 = \frac{1}{3} \left(\frac{f_3}{S_4} \right)^2 \rho \cdot S_4 L_4 + \frac{1}{3} \left(\frac{f_3}{f_4} \right)^2 \rho \cdot f_4 l_4 \quad (4)$$

Приведена маса пуансона

$$M_2 = \left(\frac{f_3}{S_1} \right)^2 \cdot m_2 \quad (5)$$

Приведену жорсткість гідролінії, заповненої рідиною, визначаємо з умови рівності потенціальної енергії послідовно з'єднаних рідини c_1 і трубопроводу c_2 .

$$c = \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2} \quad (6)$$

Враховуючи стикове виконання клапана – пульсатора з цикловим акумулятором і робочим циліндром припускаємо, що для підсистеми 2 трубопроводу абсолютно жорсткі, тоді жорсткість приведену до гідролінії з перерізом f_3 визначаємо

$$c_3 = \frac{f_3^2}{V_3} \kappa, \quad (7)$$

де V_3 - повний об'єм рідини в гідролінії l_1 і l_3 , κ - адіабатичний модуль об'ємної пружності.

Жорсткість рідини циклового гідроакумулятора і гідролінії l_3 приведена до перерізу f_3

$$c'_4 = \frac{f_3^2}{V_4} ж_4^*, \quad c''_4 = \frac{f_3^2}{l_4 S_4} ж_4, \quad (8)$$

де V_4 - об'єм циклового акумулятора, $ж_4^*$ - приведений модуль об'ємної пружності циклового акумулятора, $d_{ц}$ і $\delta_{ц}$ - внутрішній діаметр і товщина стінки циклового акумулятора, $E_{ц\mu}$ - модуль пружності і коефіцієнт Пуассона матеріалу циклового акумулятора.

Приведена жорсткість гідролінії l_4 і циклового акумулятора до перерізу f_3

$$c_4 = \frac{c'_4 \cdot c''_4}{c'_4 + c''_4} \quad (9)$$

Приведений коефіцієнт в'язкого демпфірування рідини визначається згідно методики [4]:

$$v_i = 2\sqrt{c_i m_i \beta_i}, \quad (10)$$

де β_i - відносний коефіцієнт демпфірування визначається по емпіричній формулі:

$$\beta_i \approx \frac{Av}{2\pi \cdot v_B} \left(\sum_1^n \frac{l_{\text{эi}}}{d_i} \right)^2, \quad (11)$$

де A - експериментальний коефіцієнт, для систем з мінеральним маслом $A = 0,1 \cdot 10^{-6}$,

v , v_B - коефіцієнти кінематичної в'язкості мінерального масла і води при робочій температурі; $l_{\text{эi}}$, d_i - еквівалентна довжина і діаметр ділянок гідро лінії.

На основі викладеного запишемо:

$$v_3 = 2\sqrt{C_3 M_3} \cdot \beta_3, \quad \beta_3 = \frac{A}{2\pi} \frac{V}{V_B} \left(\frac{l_3}{d_3} + \frac{l_1}{d_1} \right)^2, \\ v_4 = \frac{f_3 \rho}{2} \left[\lambda_3 \frac{l_3}{d_3 f_3^2} + \frac{l_4}{d_4 f_4^2} + - \frac{\xi_{4-3}}{f_{4-3}^2} + \frac{\xi_{3-1}}{f_{kl}^2} \right] \quad (12)$$

де ξ_i - коефіцієнти місцевих витрат; λ_i - коефіцієнти опору

Приведені сили тертя в направляючих і ущільненнях визначаємо:

$$R_1(\dot{x}_1) = \frac{f_3}{S_1} r_1 \text{sign}(\dot{x}_1), \quad R_2(\dot{x}_2) = \frac{f_3}{S_1} r_2 \text{sign}(\dot{x}_2) \quad (13)$$

В результаті приведення мас, рідин, демпферів, опорів, прийнятих припущень з врахуванням властивостей пружно – зосередженої моделі гідросистеми й особливостей спрацьовування розподільчих елементів складена трьохмасова динамічна модель підсистеми 1 (рис. 2). Дана динамічна модель приведена до перерізу f_3 гідролінії l_3 , в ній розглядається три характерних приведених маси; маса вібростола з виробом M_1 , маса пуансона з інерційним притискачем M_2 , маса рідини в цикловому акумуляторі M_3 .

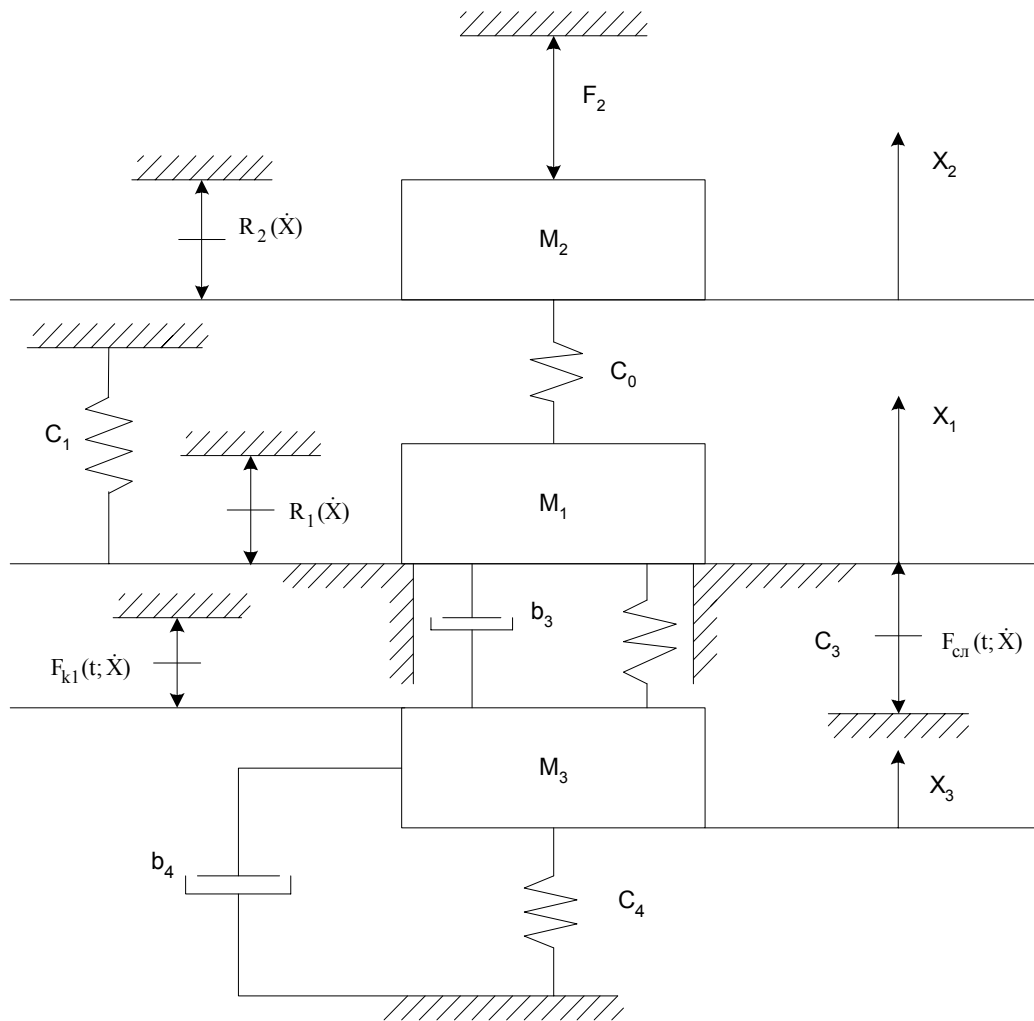


Рис.2. Динамічна модель підсистеми 1 вібропреса

Враховуючи особливості процесу віброударного пресування доцільно розглядати динамічну і математичну модель не для всіх циклів навантаження заготовок, а тільки для тих, при яких зусилля на заготовці приймає максимальне значення $F_{\text{дм}} = F_k (k < i < n)$. При вказаних циклах навантаження зусилля на заготовці, середня щільність практично не змінюється, а відбувається зменшення відносної нерівнощільності ε_p . В даний момент заготовці притаманні пружні властивості, тому припускаємо, що функцію зусилля на заготовці можна записати як

$$F_o(x) = C_o(x_1 - x_2). \quad (14)$$

Важливий вплив на динамічні процеси здійснює функція клапана-пульсатора $F_{k1}(t, \dot{x})$, яку знаходимо, складаючи рівняння витрат

$$Q_{K1}(t) = f_{K1}(t) \cdot K_{K1} \sqrt{\Delta P(t)} \quad (15)$$

і рівняння нерозривності потоку

$$Q_{K1}(t) = \dot{x}_3 f_3, \quad (16)$$

де $Q_{K1}(t)$ - витрати через клапан-пульсатор; K_{K1} - коефіцієнт витрат клапана-пульсатора; $\Delta P(t)$ - перепад тиску на клапані-пульсаторі; $f_{K1}(t)$ - функція прохідного перерізу клапана-пульсатора.

Припускаємо, що прохідний переріз клапана-пульсатора при його відкритті і закритті змінюється лінійно за час t_1 на величину f_{klm} . Функцію прохідного перерізу $f_{kl}(t)$ клапана-пульсатора запишемо у вигляді:

$$f_{kl}(t) = \begin{cases} f_{klm} \frac{t}{t_1}, & \text{при } 0 < t < t_1, \\ f_{klm}, & \text{при } t_p < t \leq t_p + t_1, \\ f_{klm} \frac{t_1 + t_p - t}{t_1}, & \text{при } t_p < t \leq t_p + t_1 \end{cases} \quad (17)$$

З врахуванням роботи гідросистеми й особливостей виміру функції клапана-пульсатора розглянемо основні етапи вібропреса для підсистеми 1.

Етап 1.1. $0 < t \leq t_0$ переміщення маси M_3 .

$$M_3 \ddot{x}_3 + \ddot{c}_3 x_3 + b_4 (\dot{x}_3)^2 = c_4 x_{03} - c_4 x_3 - F_k(t; \dot{x}_3) \quad (18)$$

Якщо початкове зусилля циклового акумулятора у виразі записано $c_4 x_{03}$, то початкова умова для x_3 рівна 0.

Етап 1.2. $t_0 < t \leq t_p + t_1$ переміщення мас M_1, M_2, M_3 .

Математичну модель підсистеми 1 на етапі 1.2 представимо у вигляді системи із трьох диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} M_3 \ddot{x}_3 + c_4 (\dot{x}_3)^2 + c_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + C_3 (x_3 - x_1) + M_3 g = c_4 x_{03} - c_4 x_3 - F_k(t; \dot{x}_3), \\ M_2 \ddot{x}_2 + F_2 + M_2 g + R_2 (\text{sign } \dot{x}_2) = c_0 (x_1 - x_2), \\ M_1 \ddot{x}_1 + c_1 (x_{01} + x_1) + b_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + c_0 (x_1 - x_2) + M_2 g = c_3 (x_3 - x_1). \end{cases} \quad (19)$$

Початкову умову для розв'язку системи визначаємо з врахуванням значень x_3 і $\dot{x}_3$ для часу $t = t_0$ з рівнянь для етапу 1, а положення маси M_2 записуємо при умові попереднього деформування пружного елемента c_0 .

Етап 1.3. $t_p + t_1 \leq t < t_n$ переміщення мас $M_1; M_2$.

В момент часу $t = t_p + t_1$, клапан-пульсатор закритий і перешкоджає перетіканню рідини з циклового акумулятора в робочий циліндр, який з'єднує останній зі зливом. Таким чином, усувається зв'язок між масами M_1 і M_2 . На масу M_1 при цьому діє додаткове зусилля $F_{зл}(t; \dot{x})$, викликане витіканням рідини з робочого циліндра при відкриванні клапана-пульсатора на злив. Функцію клапана-пульсатора при зливі $F_{зл}(t; \dot{x})$ визначаємо по аналогії з визначенням функції $F_{зл}(t; \dot{x})$. При цьому допускаємо, що швидкість витікання рідини на злив буде рівна швидкості переміщення маси M_1 , т.я. система приведена до перетину гідролінії f_3 і через неї забезпечується злив.

З урахуванням особливостей функції відкриття клапана-пульсатора на злив записуємо функцію

$$F_{3л}(t; \dot{x}_1) = \begin{cases} 0, \text{ якщо } 0 < t \leq t_p + t_1, \\ \frac{f_3^3}{f_{kl}^2 \cdot K_{кл1}^2} \cdot \left(\frac{t_1}{t_1 + t_p - t} \right)^2 \cdot (\dot{x}_1)^2, \text{ якщо } t_p + t_1 < t < t_p + 2t_1, \\ \frac{f_3^3}{f_{2kl} \cdot K_{кл1}^2} \cdot (\dot{x}_1)^2, \text{ якщо } t_p + 2t_1 < t < t_c \end{cases} \quad (20)$$

Час t_c відповідає часу повернення маси M_1 в початкове положення, тобто $t = t_c$, якщо $x_1(t_c) = 0$, а $\dot{x}_1(t_c) \neq 0$

По динамічній моделі складаємо рівняння руху мас M_1 і M_2

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{x}_1 + c_1(x_{01} + x_1) + \epsilon_c (\dot{x}_1)^2 + F_{3л}(t; \dot{x}_1) + c_0(x_1 - x)_2 + R_1(\text{sign} \dot{x}_1) + M_1 g &= 0 \\ M_2 \ddot{x}_2 + F_2 + M_2 g + R_2(\text{sign} \dot{x}_2) &= c_0(x_1 - x)_2 \end{aligned} \quad (21)$$

Етап 1.4. Попереднє навантаження пружної ланки C_0 $t_n < t \leq t_u$.

Припустимо, що повернення маси M_1 в початкове положення не викликає суттєвих змін виробі і розглядаємо процес деформування пружної ланки C_0 при поверненні маси M_2 в початкове положення.

Рівняння переміщення маси M_2

$$M_2 \ddot{x}_2 + R_2(\text{sign} \dot{x}_2) + F_2 + M_2 g = c_0 x_2 M \quad (22)$$

Знаходимо час повернення маси M_2 (пуансона) в початкове положення з умови; якщо $x_2(t_n) = 0$, а $\dot{x}_2(t_n) \neq 0$, то $t = t_n$. Функцію зусилля на заготовці визначаємо $F_\partial(x) = c_0 x_2$.

Послідовним рішенням диференціальних рівнянь для кожного етапу отримано характер зміни робочих процесів системи "прес-середовище" при роботі вібропреса.

Зміна регулюючих параметрів вібропреса $x_{01}; c_1; P_4; V_4; F_2; M_2$ можна досягти необхідне зусилля на виробі, яке відповідає розрахунковим параметрам вібропреса, розрахувати мінімальний час послідовності циклів, який буде вихідним для розрахунку підсистеми 2.

Для зручності розрахунку рівняння приводимо до безрозмірного виду і розв'язуємо методом Хемінга четвертого порядку. На рис. 3 приведені результати розв'язку рівнянь для експериментального вібропреса з насосно-акумуляторним приводом. Діаграма робочих процесів системи "прес-середовище" дає уявлення про зміну тисків в робочому циліндрі P_3 , цикловому акумуляторі P_4 та приводному P_5 , функції зусилля на заготовці F_∂ , переміщень вібростолу x_1 і пуансона x_2 за час t_a – період слідування одного імпульсу тиску в робочому циліндрі. Для зручності точками b, c, a, d, q позначені границі змін відповідних параметрів.

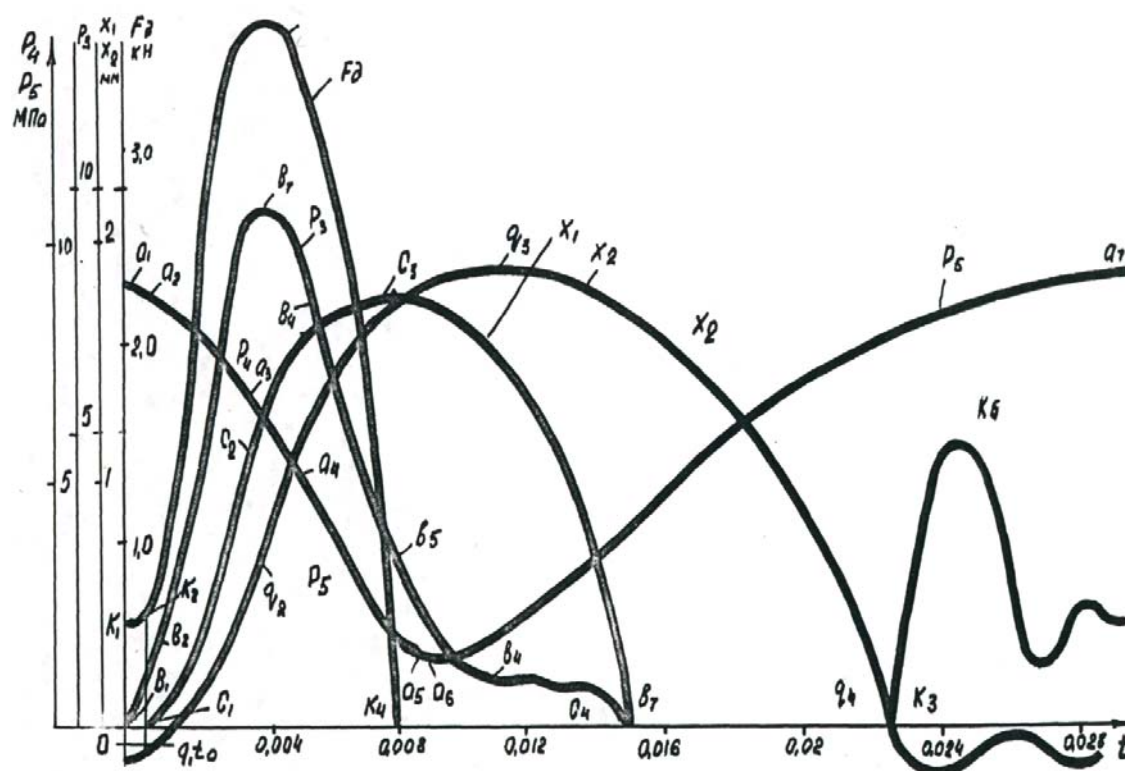


Рис. 3. Результати розрахунку процесів роботи вібропреса на ЕОМ

Вплив параметрів преса на зусилля в заготовці F_{ϕ} показано на рис. 4. Спостерігається ріст зусилля F_{ϕ} при збільшенні енергії циклового акумулятора E_{4i} , співвідношення маси притискача M_2 до маси вібростолу $M_1 \left(\frac{M_2}{M_1} \right)$. Найбільш прийняте співвідношення $\frac{M_2}{M_1} = 1 \dots 5$. Постійне зусилля F_2 діє на масу притискача M_2 , від співвідношення $\frac{F_2}{M_2 g}$ в визначній мірі залежить вид режиму силового навантаження, проте параметр суттєвим чином не впливає на зусилля F_{ϕ} заготовки. Подібним чином на зусилля F_{ϕ} впливає і зусилля пружного навантаження вібростолу ($F_{\text{пр}} = c_1 x_{01}$). Із збільшенням $F_{\text{пр}}$ зменшується час повернення вібростолу у вихідне положення і зменшується зусилля на заготовці F_{ϕ} .

З аналізу розрахункових даних слідує, що збільшення максимального зусилля F_{ϕ} доцільно забезпечувати збільшенням маси притискача з пуансоном $M_2 \left(\frac{M_2}{M_1} < 5 \right)$, а потім збільшувати енергію циклового акумулятора E_4 .

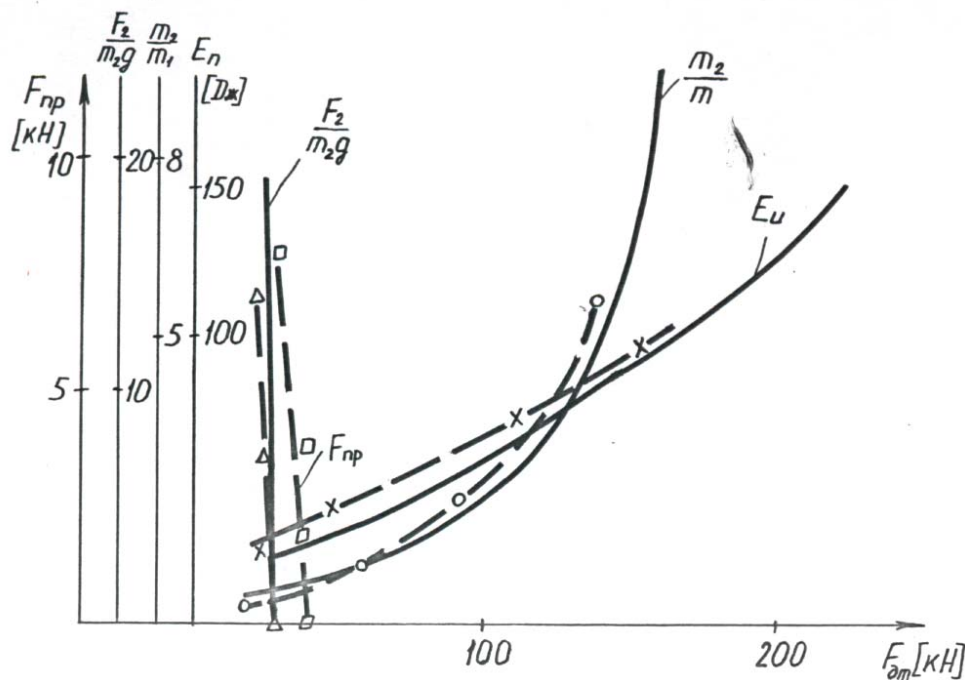


Рис. 4. Вплив параметрів пресу на максимальне зусилля пресування

Запропоновані дослідження робочих процесів системи "прес-середовище" використані при модернізації серійних пресів ДА і ДВ [5] для виготовлення вогнетривких виробів.

Висновки

Виведені аналітичні залежності взаємодії робочих елементів системи "прес-середовище" при її дискретному моделюванні на основі пружно-зосередженої моделі рідини.

Встановлені закономірності виникнення робочих процесів в системі "прес-середовище", які визначаються масовими співвідношеннями рухомих елементів, параметрами відкриття-закриття розподільчої апаратури, потенційною енергією одно- і багатоциклових акумуляторів, силами в'язкого опору робочої рідини.

Визначено вплив основних параметрів вібропреса на зусилля деформування заготовки і час руху вібростола з притискачем, що дозволяє проектувати необхідні силові режими навантаження і використовувати дискретне моделювання на основі пружно-зосереджених моделей в розробці вібропресового обладнання з гідроімпульсним приводом.

Література

1. Искович-Лотоцкий Р.Д., Матвеев И.Б., Крат В.А. Машины вибрационного и виброударного действия. – К.: Техніка, 1982. – 208с.
2. Бочаров Ю.А., Искович-Лотоцкий Р.Д., Пентюк Б.Н. Возможности снижения энергозатрат в приводе импульсных вибрационных пресс-молотов// Известия ВУЗов, Машиностроение. – 1983. – №1. – С.148-151.
3. Искович-Лотоцкий Р.Д., Пентюк Б.Н. Модернизация гидропрессов ДА и ДБ// Кузнечно-штамповочное производство. – 1987. – №8. – с. 48-52.
4. Бочаров Ю.А. Основы общей теории гидравлических кузнечно-прессовых машин// Труды МВТУ. – 1980. – №355. – С.12-40.