

## ДИНАМІЧНА ТА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛІ ВІБРОПРЕС-МОЛОТА З ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМ КЕРУВАННЯМ

*В статті представлено вимоги, що висуваються до привода вібропрес-молота з електрогідрравлічним керуванням та шляхи їх забезпечення. Описано процес поетапного спрацювання комплексу, на основі чого будується спрощена динамічна модель з подальшим її розв'язком у вигляді системи рівнянь. Також представлені результати математичного дослідження.*

*The article presents the requirements applicable to the vibro-hammer with electrohydraulic controls and ways of their solution. The process of gradual drawdown of the complex, which is built based on a simplified dynamic model with subsequent solution of a system of equations. Also presents the results of mathematical research.*

**Вступ.** Розробка вібропрес-молота з електрогідрравлічним керуванням потребує не лише знання робочих характеристик окремих елементів, а також їх сумісне теоретичне дослідження, що представлено у вигляді динамічних та математичних моделей. Такий підхід дозволяє значно ширше розглянути усі можливості використання такої системи і за допомогою комп'ютерних технологій теоретично змоделювати процеси, що перетікають під час роботи комплексу.

**Постановка проблеми.** Для ефективного теоретичного та практичного дослідження вібропрес-молота з електрогідрравлічним керуванням необхідно визначити його основні робочі та конструктивні характеристики, що визначають технологічні можливості. Провести математичний опис процесів, щоб спрогнозувати та оцінити робочі параметри.

**Аналіз останніх досліджень.** Дослідженням вібропресового обладнання займалися науковці кафедри МРВОАВ Вінницького національного технічного університету Іскович-Лотоцький Р.Д., Обертюх Р.Р. та інші. Їхні дослідження ґрунтувались на гідромеханічному керування з використанням генераторів імпульсу тиску ГІТ параметричного спрацювання. Але вимоги сучасного виробництва все ширше потребують використання автоматизованих систем з комп'ютерним керуванням, що змушує модернізувати раніш відоме обладнання та проводити пошук нових конструктивних та наукових рішень.

**Виклад основного матеріалу.** Вібропрес-молот з електрогідрравлічним керуванням (ВІПМ з ЕГК) являє собою комплекс елементів для загального забезпечення робочих процесів якого висуваються наступні вимоги:

- сумарний об'єм напірної порожнини вібропрес-молота з електрогідрравлічним керуванням, з метою досягнення максимально можливої жорсткості гідросистеми машини повинен бути мінімальним для заданого умовного проходу гідроканалів;

- гідросистема привода повинна бути обладнана холодильником для ефективного відведення надлишкової теплоти, що виділяється в наслідок високочастотних коливань тиску в рідині зі значною амплітудою;

- через високу частоту проходження імпульсів тиску зі значною амплітудою, установка фільтрів в напірній гідролінії привода не допустима, оскільки фільтри з умовним проходом, який відповідає умовному проходу напірної гідролінії, створюють значний опір перетіканню робочої рідини, а використання фільтрів із надлишковою пропускною здатністю збільшує сумарний об'єм напірної порожнини;

- у гідравлічній системі з максимальною амплітудою вібрацій виконавчої ланки (стола або штоухача)  $H \leq 2$  мм не слід використовувати рідинні циклові гідроаккумулятори, оскільки вони збільшують початковий об'єм напірної порожнини, що робить неможливою реалізацію високочастотного режиму вібронавантаження на виконавчій ланці ВМ;

- гідролінії, що з'єднують електромагнітний клапан з виконавчим двигуном та цикловим гідроаккумулятором повинні мати мінімально можливу довжину для зменшення втрат енергії імпульсу тиску;

- запірні елементи гідроімпульсного привода (ГП) повинні мати мінімально необхідні ходи, достатні для пропускання з допустимою швидкістю потоку розрахункової кількості рідини в момент його спрацювання.

- конструкція ГП повинна забезпечувати в заданих межах амплітудо-частотної характеристики через зміну властивостей робочої рідини в наслідок її нагрівання в процесі тривалої роботи привода;

- конструктивна будова та компоновка привода в цілому повинна забезпечувати простоту в керуванні, технічному обслуговуванні, ремонтах та переналадженнях на інші режими роботи.

- швидкодія апаратної частини (давачі тиску і переміщення) та компонентів системи керування повинна перевищувати швидкодію роботи електрогідролічного клапана.

Реалізувати поставленні вимоги до вібропрес-молота з електрогідролічним керуванням можливо шляхом виконання наступних конструктивних та технологічних заходів:

1) Для забезпечення мінімального сумарного об'єму напірної порожнини гідросистеми привода напірні гідроканали виконуються гранично короткими, для чого всі внутрішні гідролічні комунікації організовуються системою отворів, в так званому «розподільному паралепіпеді (плиті)», до граней якого стиковим способом кріпляться всі основні гідроапарати привода (виконавчий гідродвигун, електрогідролічний клапан, регулятор потоку, розподільник, запобіжний клапан тощо);

2) Гідронасос з приводним електродвигуном встановлюється на спеціальній платформі, яка кріпиться на станині близько до розподільного паралепіпеда і оснащується пристроями точної орієнтації (гвинтовим або клиновим) напірного отвору гідронасоса відносно вхідного отвору розподільного паралепіпеда;

3) Захист гідросистеми привода від забруднення виконується за допомогою встановлення вхідного фільтра на гідролінії всмоктування гідронасоса;

4) Охолодження робочої рідини доцільно здійснювати за допомогою охолоджувальних змійовиків, вбудованих у зливний відсік гідробака;

5) Для вібраційних машин з номінальним тиском «спрацювання»  $p_1 \leq 12,5$  МПа слід використовувати шестеренні гідронасоси типу НШ, які малочутливі до дії змінного тиску з великою амплітудою в імпульсі, а для  $p_1 \geq 12,5$  МПа – плунжерні гідронасоси з обладнанням вібраційних машин пристроями розвантаження гідронасоса від змінної складової тиску [1];

6) Для забезпечення у ВМ високочастотного режиму вібронавантаження технологічного об'єкта з амплітудою вібрації  $H \geq 2$  мм необхідно застосовувати циклові пружинні гідроаккумулятори, оснащенні регуляторами тиску зарядки (пристроями регулювання попередньої деформації пружин, що навантажують плунжер гідроаккумулятора), оскільки гідроаккумулятори такого типу мало змінюють сумарний об'єм напірної порожнини і гідролічну жорсткість гідросистеми привода;

7) Блок керування ГП та підсилювач електричного струму повинен знаходитись у зручному для керування місці та надійно захищений від вібрації та різних електричних шумів.

Розробку динамічної моделі вібропрес-молота з електрогідролічним керуванням ідеалізованої технологічної ВМ з одно координатним рухом виконавчої ланки, керованого електрогідролічним трьохлінійним двопозиційним клапаном, доцільно почати з розгляду структурно-розрахункової схеми (рис. 1).

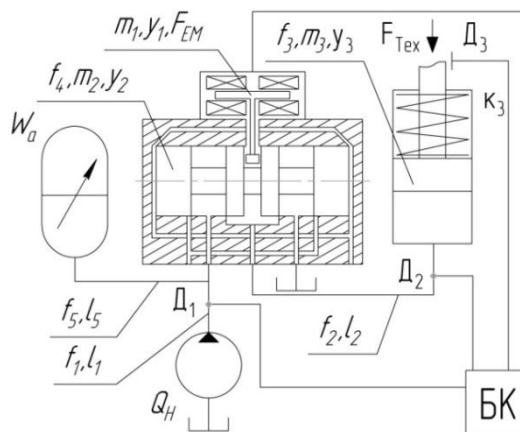


Рис. 1. Структурно розрахункова схема гідроімпульсного привода вібропрес-молота з електрогідролічним керуванням: БК – блок керування;  $m_1, y_1$  – маса та переміщення якоря ЕГК;  $f_4, m_2, y_2$  – площа перерізу, маса та переміщення золотника електрогідролічного клапана;  $f_1, l_1$  – площа поперечного перерізу та довжина нагнітаючої гідролінії;  $f_2, l_2$  – площа поперечного перерізу та довжина

робочої гідролінії;  $f_3, m_3, u_3$  – площа поперечного перерізу, маса та переміщення поршня виконавчого циліндра, до якого кріпиться стіл ВМ;  $W_a$  – об'єм циклового гідроаккумулятора;  $Q_H$  – подача насоса;  $D_1, D_2$  – давачі тиску;  $D_3$  – давач переміщення;  $F_{EM}$  – тягове зусилля електромагніта;  $F_{Tex}$  – технологічне зусилля, що діє на шток виконавчого циліндра.

Вібропрес-молот з електрогідрравлічним керуванням складається з блоку керування БК, до якого приєднанні давачі тиску  $D_1, D_2$ , які дають значення тиску у нагнітаючій та виконавчій гідролінії ВМ, давач переміщення  $D_3$ , що визначає переміщення поршня виконавчого циліндра  $u_3$ , а також електрогідрравлічний клапан ЕК, в якому електромагніт через штовхач з'єднаний з золотником. Також ВМ з електрогідрравлічним керуванням містить гідронасос, який через гідролінію нагнітання, внутрішні канали електрогідрравлічного клапана та виконавчу гідролінію з'єднаний з робочою порожниною виконавчого циліндра. Використання циклового гідроаккумулятора у гідроімпульсному приводі слугує для акумуляції додаткового об'єму рідини, що використовується під час робочих циклів вібропрес-молота з електрогідрравлічним керуванням.

Привод ВПМ з ЕГК працює наступним чином.

Насос працює з постійною продуктивністю  $Q_H$ , забезпечуючи подачу рідини у систему та зарядку циклового гідроаккумулятора. Під час досягнення у нагнітаючій порожнині робочого тиску  $p_1$ , значення якого фіксується давачем тиску  $D_1$  і подається у блок керування. З БК поступає відповідний сигнал на електромагніт електрогідрравлічного клапана, в результаті чого електромагніт переміщується у крайнє праве положення, який через жорсткий штовхач забезпечує взаємне переміщення золотника електрогідрравлічного клапана. Результатом такого переміщення золотника є перетікання рідини з нагнітаючої порожнини через внутрішні канали електрогідрравлічного клапана та виконавчу гідролінію у робочу порожнину виконавчого гідроциліндра та взаємної розрядки циклового гідроаккумулятора, що зумовлює переміщення поршня виконавчого циліндра, яке фіксується давачем переміщення  $D_3$ . Значення тиску у виконавчій гідролінії фіксується давачем тиску  $D_2$ . Далі, через заданий проміжок часу, з моменту подачі сигналу на електромагніт ЕГК, з блоку керування подається ще один відповідний сигнал на ЕГК, який забезпечує переміщення якоря ЕГК та через жорсткий штовхач переміщення золотника ЕГК у крайнє ліве положення, що зупиняє витікання рідини з нагнітаючої гідролінії у систему, та забезпечує витікання рідини з робочої порожнини виконавчого гідроциліндра через виконавчу гідролінію та внутрішні канали електрогідрравлічного клапана у бак. Після чого цикл повторюється. Використання блоку керування та давачів тиску  $D_1, D_2$  і переміщення  $D_3$ , дозволяє відслідковувати зміни параметрів тиску у приводі та відповідне переміщення штока виконавчого гідроциліндра, а також вносити відповідні корективи або зміну робочих параметрів у технологічний процес, на відстані та безпосередньо під час роботи.

Під час аналізу динаміки вібропрес-молота з електрогідрравлічним керуванням, робочий процес можна розподілити на такі умовні фази:

- 1) зростання тиску у нагнітаючій порожнині до заданого значення  $p_1$ ;
- 2) подача електричного імпульсу з блоку керування на електромагніт електрогідрравлічного клапана;
- 3) переміщення якоря електромагніта та відповідне переміщення золотника електрогідрравлічного клапана у праве положення, відкриття каналу, через який витікає рідина з нагнітаючої гідролінії у виконавчу, та переміщення поршня у виконавчому циліндрі;
- 4) повне відкриття каналу, через який витікає рідина з нагнітаючої у робочу гідролінію, зменшення тиску у нагнітаючій гідролінії і розрядка циклового гідроаккумулятора.
- б) подача електричного сигналу з блоку керування на електромагніт електрогідрравлічного клапана;
- 7) переміщення якоря електромагніта та відповідне переміщення золотника електрогідрравлічного клапана у ліве положення, закриття каналу, через який витікає рідина з нагнітаючої у робочу гідролінію, відкриття каналу, через який рідина з робочої порожнини під дією технологічного зусилля на поршень виконавчого циліндра, витікає у бак;
- 8) постійне відслідковування зміни тиску та переміщення поршня виконавчого циліндра за допомогою давачів.

Розбивши процес роботи на фази, очікуванні переміщення штока виконавчого циліндра, якоря електромагнітного клапана та відповідні зміни вхідного сигналу та зміна тиску зображені на рис. 2.

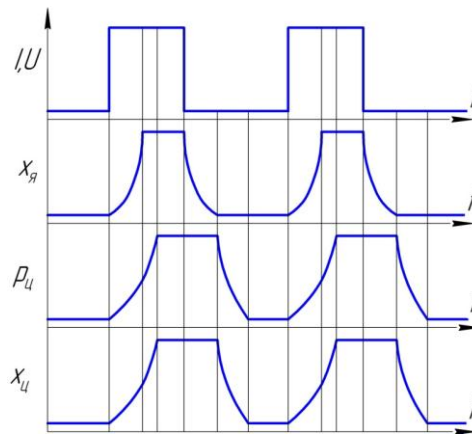


Рис. 2. Очікуванні переміщення та зміни параметрів у гідроімпульсному приводі з електрогідравлічним керуванням

Для полегшення математичного аналізу, що описує динаміку реального гідроімпульсного привода, приймаємо наступні припущення:

- 1) фізичні параметри гідравлічної ланки (зведений модуль пружності, густина, динамічна в'язкість) постійні на всіх фазах робочого циклу гідроімпульсного привода;
- 2) через малу довжину гідроканалів вібропрес-молоте з електрогідравлічним керуванням хвильовими процесами можна знехтувати;
- 3) коефіцієнти витрат через відповідні перерізи є сталими величинами;
- 4) термодинамічний процес в гідросистемі – ізотермічний;
- 5) зміна тиску в керуючих порожнинах внаслідок малого їх об'єму відбувається миттєво;
- 6) зважаючи на відносно малі швидкості запірних елементів ВМ з електрогідравлічним керуванням та невелику їх масу, ударними явищами в кінці ходів нехтуємо;
- 7) витіки рідини через золотникові перекриття і зазори між поверхнями направляючих частин та спряженими з ними поверхнями малі в порівнянні з потоками під час комутації розподільних елементів і у рівняннях витрат не враховуються;

Провівши опис та аналіз структурно-розрахункової схеми доцільно перейти до динамічної моделі, яка зображена на рис. 3.

Враховуючи, що жорсткість штока, через який передається зусилля від якоря електромагніта до золотника, та його прогин достатній для того, щоб забезпечити жорстку передачу тягового зусилля якоря  $F_T$  на золотник, в подальших розрахунках враховуватись не буде. Зважаючи на таке спрощення маси якоря  $m_1$  і золотника  $m_2$  розглядаємо як зведену масу  $m_{зв}$ .

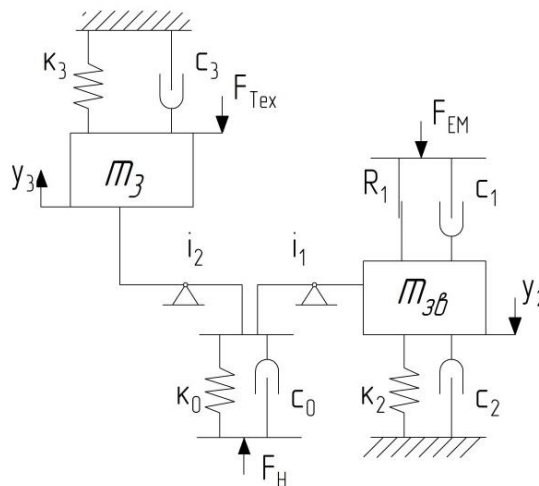


Рис. 3. Спрощена динамічна модель гідроімпульсного привода:

$m_{зв}$  – зведена маса якоря та золотника електрогідравлічного клапана;  $m_3$  – зведена маса поршня виконавчого циліндра та виконавчої ланки, що до нього кріпиться;  $F_{ЕМ}$  – сила тяги електромагніта;  $F_{Тех}$  – технологічне зусилля, що діє на поршень виконавчого циліндра;  $F_Н$  – зусилля, яке створює насос;  $y_1, y_2$  – відповідне переміщення якоря, золотника електромагнітного клапана та поршня вико-

навчого циліндра;  $R_1, c_1$  – коефіцієнти які враховують видовженість якоря електромагніта ЕГК  $y_1$ , силу струму  $U$  та сухе тертя;  $k_2, c_2$  – жорсткість та в'язкість рідини у крайніх порожнинах золотника;  $k_3, c_3$  – жорсткість пружини та коефіцієнт в'язкого тертя у виконавчому циліндрі;  $k_0, c_0$  – жорсткість та в'язкість гідравлічної системи, що залежить від сумарного об'єму напірної  $W_\Sigma = W_0 + W_a$  та зливної  $W_{\Sigma 3}$  гідролінії;  $c_1, c_2, c_3$  – коефіцієнти в'язкого опору;  $i_1, i_2$  – передаточні відношення, що залежать від площі поперечного перерізу нагнітаючої гідролінії  $f_0$  та площами поперечного перерізу внутрішніх каналів електрогідравлічного клапана  $f_1$  і виконавчої гідролінії  $f_2$

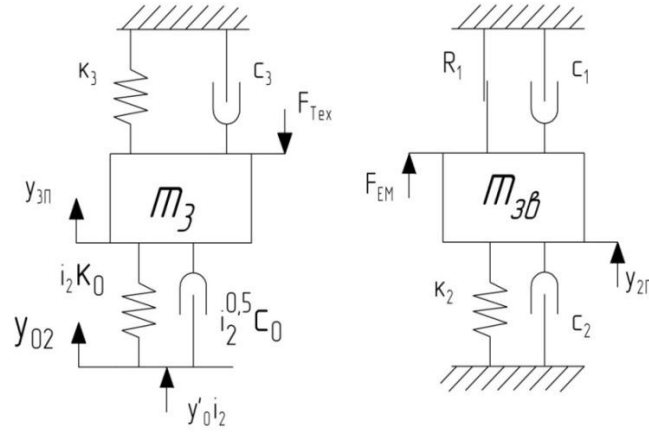


Рис. 4. Спрощена динамічна модель прямого ходу виконавчого циліндра

Розв'язком спрощеної динамічної моделі прямого ходу є система рівнянь, що представлена нижче:

$$\begin{cases} m_3 \ddot{y}_{3\Pi} = i_2 k_0 (y_{02} - y_{3\Pi}) - k_3 y_{3\Pi} - i_2^{0,5} c_0 (\dot{y}_{02} - \dot{y}_{3\Pi}) - c_3 y_{3\Pi} - F_{\text{Тех}}; \\ m_{3B} \ddot{y}_{2\Pi} = F_{\text{ЕМ}} - k_2 y_{2\Pi} - (c_2 + c_1) \dot{y}_{2\Pi} - R_1 y_{2\Pi}. \end{cases} \quad (1)$$

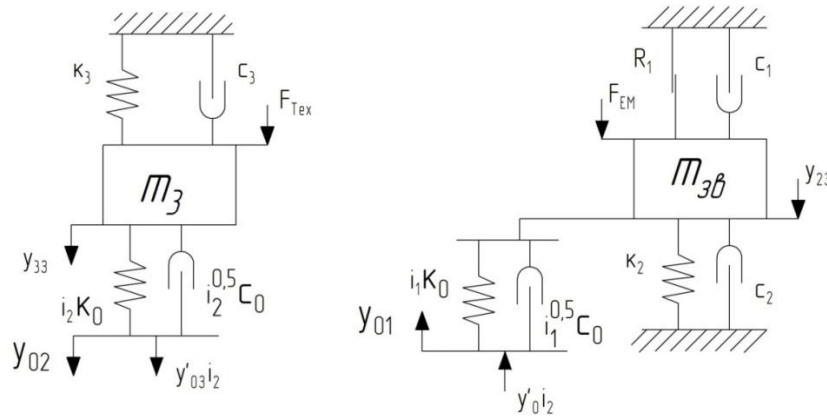


Рис. 5. Спрощена динамічна модель зворотнього ходу виконавчого циліндра

$$\begin{cases} m_3 \ddot{y}_{3\Pi} = F_{\text{Тех}} - i_2 k_0 (y_{02} - y_{33}) + k_3 y_{3\Pi} - i_2^{0,5} c_0 (\dot{y}_{02} - \dot{y}_{33}) - c_3 y_{33}; \\ m_{3B} \ddot{y}_{2\Pi} = F_{\text{ЕМ}} F_{\text{Тех}} - i_1 k_0 (y_{01} - y_{233}) - i_1^{0,5} c_0 (\dot{y}_{01} - \dot{y}_{23}) - k_2 y_{23} - (c_2 + c_1) \dot{y}_{23} - R_1 y_{23}. \end{cases} \quad (2)$$

Для перевірки результатів динамічної моделі слід провести математичні дослідження. Як відомо швидкодія переміщення стола вібропрес-молота з електрогідравлічним керуванням залежить від швидкості переміщення золотника електрогідравлічного клапана  $x'_3$ , що забезпечує миттєве перетікання рідини через канали ЕГК у виконавчу гідролінію  $W_B$  та робочу порожнину виконавчого циліндра  $W_\Pi$ . Таке переміщення золотника забезпечується швидкістю переміщення якоря ЕМЕК  $x'_я$ , що описується рівнянням руху:

$$m_1 \frac{d^2 x_{я}}{dt^2} = F_T(I, U) - F_\Pi(x_{я}) - F_c \left( \frac{dx}{dt} \right) \quad (3)$$

де  $F_T(I, U)$  - сила тяги електромагніта, яка залежить від сили струму  $I$  та напруги  $U$ , що подається на електромагніт;  $F_{\Pi}(x_{\text{я}})$  - сила протидії, яка залежить від положення якоря  $x_{\text{я}}$ ;  $F_c\left(\frac{dx}{dt}\right)$  - сила супротиву, яка залежить від швидкості руху якоря  $x'_{\text{я}}$ .

Ці складові рівняння руху якоря ЕМЕК знаходяться з наступних виразів:

$$F_T = \frac{dW_{\text{мех}}}{ds}, \quad (4)$$

де  $dW_{\text{мех}}$  - механічна енергія, затрачена під час переміщення якоря на відстань  $ds$ .  $W_{\text{мех}}$  знаходимо за формулою:

$$W_{\text{мех}} = \int_0^{\psi_6} i' d\psi - \int_0^{\psi_6} id\psi, \quad (5)$$

тут  $i'$  являється функцією від  $\psi$ , яка зображена у вигляді характеристик намагнічування. Підставивши (4) в (5) отримаємо:

$$F_T = -\frac{d}{ds} \int_0^{\psi_6} id\psi. \quad (6)$$

Після запису рівняння руху електромагніта потрібно записати рівняння руху золотника електрогідравлічного клапана, який жорстко з'єднаний через стержень з якорем електромагніта, яке має наступний вигляд:

$$m_2 \frac{d^2 x_3}{dt^2} = F_T(I, U) - F_{\text{тр.з}} - F_{\text{гідр}}, \quad (7)$$

де  $F_{\text{тр.з}}$  - сили тертя, що діють на золотник;  $F_{\text{гідр}}$  - сили гідравлічного супротиву.

Оскільки зобразивши на рис. 3.3 спрощену схему розрахунку, рівняння (3) та (7) об'єднаємо і запишемо з урахуванням зведеної маси:

$$m_{\text{зв}} \frac{d^2 x_3}{dt^2} = F_T(I, U) - F_{\Pi}(x_{\text{я}}) - F_c\left(\frac{dx}{dt}\right) - F_{\text{тр.з}} - F_{\text{гідр}}. \quad (8)$$

Описавши рівняння руху зведеної маси золотника та якоря ЕГК  $m_{\text{зв}}$ , слід записати рівняння руху поршня виконавчого циліндра. Це рівняння отримує наступний вигляд:

$$m_3 \frac{d^2 x_{\text{р.о}}}{dt^2} = p_{\text{ц}} f_{\Pi} - F_{\text{тр}} - F_{\text{тех}}, \quad (9)$$

де  $p_{\text{ц}}$  - тиск у порожнині циліндра;  $f_{\Pi}$  - площа поршня циліндра;  $F_{\text{тр}}$  - сили тертя, що діють на поршень циліндра;  $F_{\text{тех}}$  - технологічне зусилля, що діє на поршень виконавчого циліндра.

Таким чином ми отримали два рівняння (8) та (9), які описують рух двох ланок, що визначають режим роботи вібропрес-молота з електрогідравлічним керуванням.

Обидва рівняння взаємозалежні, оскільки всі складові, що знаходяться у правій половині рівняння 9 мають постійний характер, крім тиску у робочій порожнині виконавчого циліндра  $p_{\text{ц}}$  та сил тертя, що діють на поршень циліндр  $F_{\text{тр}}$ . Через малу значимість зміни сили тертя  $F_{\text{тр}}$  її приймаємо постійно. Тому зміну тиску  $p_{\text{ц}}$ , виведемо з наступного рівняння.

$$Q_{\text{н}} = \mu d_3 x_3 \sqrt{p_{\text{н}} - p_{\text{ц}}}, \quad (10)$$

де  $Q_{\text{н}}$  - подача насоса;  $\mu$  - коефіцієнт витрат;  $d_3$  - діаметр отвору клапана через який витікає рідина;  $p_{\text{н}}$  - тиск, що створюється насосом,  $x_3$  - положення золотника електрогідравлічного клапана.

Провівши ряд математичних перетворень отримуємо:

$$p_{\text{ц}} = p_{\text{н}} - \frac{Q_{\text{н}}^2}{\mu^2 d_3^2 x_3^2}. \quad (11)$$

З рівняння (11) видно, що зміна тиску у робочій порожнині виконавчого циліндра має змінний характер та залежить від положення золотника електрогідравлічного клапана  $x_3$ , значення якого знаходимо з рівняння, що описує час переміщення якоря електромагніта ЕГК, враховуючи жорсткий зв'язок між золотником та якорем ЕГК.

Рівняння часу переміщення якоря електромагніта має наступний вигляд:

$$t = \sqrt[3]{\frac{24x_{3B}^2 m_{3B}}{UI_y}} \quad (12)$$

Провівши ряд перетворень отримуємо:

$$x_{3B} = \sqrt[2]{\frac{24t^3 m_{3B}}{UI_y}} \quad (13)$$

Підставивши рівняння (13) в (11) отримаємо

$$p_{ц} = p_{н} - \frac{Q_{н}^2 UI_y}{24\mu^2 d_3^2 t^3 m_{3B}} \quad (14)$$

Використавши формулу  $t = \frac{(W_{\Sigma} + W_a + W_B) \Delta p}{k Q_H}$  для визначення часу набору рідини у нагнітаючій гідролінії з урахуванням внутрішніх порожнин каналів, для розрахунку максимально можливої частоти коливань виконавчого органу при заданих параметрах (витрата насоса, час відкриття клапана) та підставивши її у рівняння (14) отримуємо:

$$p_{ц} = p_{н} - \frac{Q_{н}^5 UI_y k^3}{24\mu^2 d_3^2 (W_{\Sigma} + W_a + W_B)^3 \Delta p^3 m_{3B}} \quad (15)$$

Таким чином ми отримуємо значення тиску у виконавчому циліндрі, який жорстко з'єднаний зі столом вібропрес-молота з електрогідравлічним керуванням. Керуючи часом відкриття та закриття золотника електрогідравлічного клапана, ми визначаємо частоту спрацювання виконавчої ланки. В загальному випадку робочі характеристики клапана, що регулює потік у системі нам заделегіть відомий, тому робочі характеристики вібропрес-молота можливо дослідити за допомогою вищевказаних формул.

### Висновки

1. Запропонована динамічна та математична моделі дають можливість визначити необхідні конструктивні параметри елементи ВПМ з ЕГК в залежності від вимог технологічного процесу (частота, амплітуда, технологічне зусилля і т.п.)

2. Дослідження запропонованих моделей ВПМ з ЕГК в сучасному математичному забезпеченні типу MATLAB, MathCAD, Adams, з подальшою експериментальною перевіркою ступеня адекватності цих моделей реальній системі, дозволить створити науково-обґрунтовану методику проектного розрахунку.

### Список використаних джерел

1. Іскович – Лотоцький Р.Д. / Процеси та машинивібраційних і віброударних технологій. Монографія. // Іскович – Лотоцький Р.Д., Обертюх Р.Р., Севостьянов І.В. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2006 -291 с.
2. Іскович – Лотоцький Р.Д. / Основитеоріїрозрахунку процесів і обладнання для віброударно-гопресування. Монографія. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2006. – 338 с.
3. Баранов В.Н. / Электрогидравлические и гидравлические вибрационные машины // Баранов В.Н., Захаров Ю.Е. – М.: Машиностроение, 1977. – 326с.
4. Яссе Э. / Электромагниты – Москва: Энергоиздат, 1934. – 192с.
5. Гордон А.В. / Электромагниты постоянного тока // Гордон А.В., Сливинская Я.Г. – Москва: ГОСЭНЕРГОИЗДАТ, 1960. – 447с.