

УДК 62 – 523.3

**Р. Д. Іскович-Лотоцький, д. т. н., проф.; Р. Р. Обертюх, к. т. н., доц.;
О. В. Поліщук**

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ ЧАСТИНИ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДУ ВІБРАЦІЙНОГО ОБЛАДНАННЯ

Проведено аналіз впливу зміни тиску в акумулювальному об'ємі гідроімпульсного приводу на нерівномірність роботи його електромеханічної частини та обґрунтовано доцільність встановлення маховика на валу електродвигуна приводу для забезпечення роботи останнього із заданим коефіцієнтом нерівномірності та допустимим перевантаженням. Описана в статті методика розрахунку може бути використана для розрахунків гідроприводів із відомими закономірностями зміни навантаження на основному валу їх електромеханічної частини.

Постановка задачі

Проектування гідроімпульсних приводів вібраційних машин здійснюється за відомою методикою [1]. Питання нерівномірного навантаження електромеханічної системи приводів розглянуто лише в роботі [3]. За основу розрахунків в цій роботі взято математичну модель електромеханічної частини приводу вібраційної установки зображену рівнянням руху головного вала електродвигуна приводу в енергетичній формі, а вихідними даними є закономірності зміни тиску в порожнині робочого гідроциліндра, які подані типовою циклограмою на рис. 1а. З урахуванням закономірності зміни тиску в напірній гідролінії акумулювального об'єму циклограма матиме вигляд поданий на рис. 1б. Ця циклограма дозволяє дослідити особливості роботи електромеханічної системи гідроімпульсного приводу вібраційних установок різного призначення і, зокрема, установки для вібраційного зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв (рис. 2), яка включає в себе електродвигун М1, пружну муфту № 1, за допомогою якої він з'єднаний з ведучим валом гідронасоса приводу.

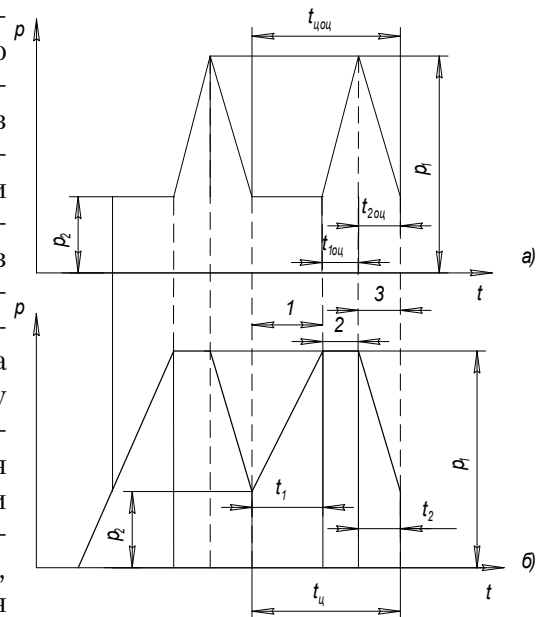


Рис. 1. Типові циклограми зміни тиску в гідросистемі гідроімпульсного приводу: а) в порожнині головного циліндра приводу; б) в акумулювальному об'ємі

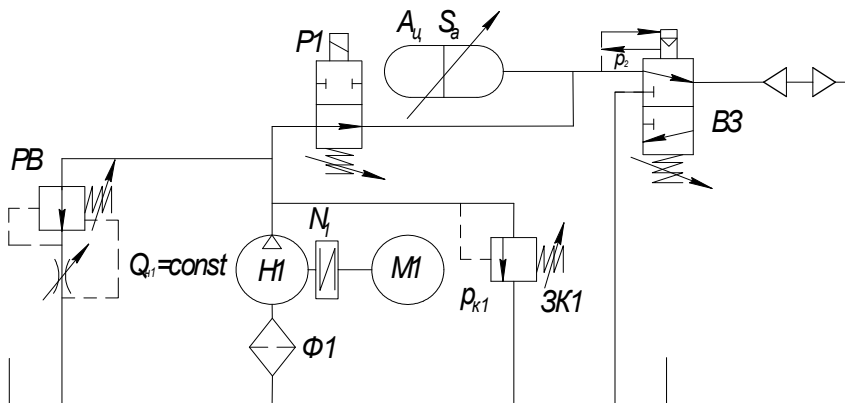


Рис. 2. Принципова схема електромеханічної системи гідроімпульсного приводу: Н1 – гідронасос; М1 – електродвигун; РВ – регулятор витрат; ВЗ – віброзбуджувач; ЗК1 – запобіжний клапан; N1 – пружна муфта; А_ц – гідроакумулятор; P1 – керуючий розподільник

Основний текст

На циклограмах зміни тиску в порожнині головного циліндра та акумулювальному об'ємі (див. рис. 1) можна виділити три основних етапи роботи гідроімпульсного приводу: 1 – етап набору тиску в акумулювальному об'ємі тривалістю t_1 , під час якого тиск в порожнині головного циліндра залишається незмінним і дорівнює тиску p_2 закриття вібробуджувача приводу; 2 – етап розрядки гідроакумулятора тривалістю меншою $2 \cdot 10^{-4}$ с, протягом якого тиск в акумулювальному об'ємі залишається практично незмінним, а в порожнині головного циліндра зростає до величини p_1 спрацювання вібробуджувача; 3 – етап падіння тиску в повному об'ємі приводу до значення p_2 (проведені розрахунки для заданих параметрів системи (таблиця) показали, що тривалість цього етапу менше або дорівнює $3 \cdot 10^{-6}$ с залежно від тиску p_1 та величини об'єму приводу).

Тривалість першого етапу роботи гідроімпульсного приводу визначається параметрами електромеханічної частини, а саме потужністю електродвигуна, подачею гідронасоса q , загальним об'ємом гідросистеми гідроімпульсного приводу до вібробуджувача та налагодженням тиску спрацювання останнього.

Вихідні параметри електромеханічної частини гідроімпульсного приводу

Параметри циклу				Параметри насоса		Частоти обертання ротора асинхронного електродвигуна за хв.		Момент інерції ротора електродвигуна $I_{ел.дв.}$, кг·м ²	Потужність електродвигуна $N_{д.}$, кВт	Фіксовані частоти проходження імпульсів f , Гц	Коефіцієнт нерівномірності руху
t_1 , с	t_2 , с	p_1 , МПа	p_2 , МПа	Q , м ³ /с	$\eta_{зар}$	Синхронна n_c	Асинхронна $n_{ном}$				
$\leq 2 \cdot 10^{-4}$	$\leq 3 \cdot 10^{-6}$	10...16	5	0,0024	0,85	1500	1465	0,13	18,5	10, 20...70	0,02

Середнє значення тиску в акумулювальному об'ємі протягом циклу спрацювання вібробуджувача можна визначити з рівняння

$$p_{сер} = p_1 \left(\frac{1}{f} - (t_1 + t_2) \right) f + 0,5f(t_1 + t_2)(p_1 - p_2), \quad (1)$$

де f – частота проходження імпульсів тиску в приводі установки; t_1, t_2 – відповідно тривалість набору та падіння тиску в акумулювальному об'ємі (див. рис. 16)

Енергетична форма рівняння руху головного вала електромеханічної частини гідроімпульсного приводу установки у встановленому режимі роботи має вигляд [2]

$$0,5I_n (\omega^2 - \omega_0^2) = \omega_b \int_{t_0}^t L_\partial (\omega) dt - \omega_b \int_{t_0}^t L_o (\varphi) dt, \quad (2)$$

де I_n – приведений момент інерції обертових мас (ротор електродвигуна, вали, муфта, рухомі деталі насоса); ω_0, ω – кутова швидкість головного вала в положеннях, що визначаються кутами повороту φ_0 та φ вала електродвигуна; $L_\partial(\omega)$ – момент рухаючих сил; $L_o(\varphi)$ – момент сил опору;

Розв'язати рівняння (2) можна числовим способом [2], для цього діапазон зміни часу тривалості робочого циклу $t_{ц}$ розбивається на n рівних частин. Якщо відносну тривалість елементів циклу позначити через u , то:

$$\begin{cases} u_{ц} = t_{ц} t_{ц}^{-1} = t_{ц} f = 1; \\ u_1 = t_1 t_{ц}^{-1} = t_1 f; \\ u_2 = (t_{ц} - (t_1 + t_2)) t_{ц}^{-1} = (1/f - (t_1 + t_2)) f; \\ u_3 = t_2 t_{ц}^{-1} = t_2 f. \end{cases} \quad (3)$$

З урахуванням останньої системи матимемо, що $0 < u_1 < u_2 \leq (u_{\text{ц}} = 1)$.

Для різних ділянок циклограми у встановленому режимі роботи характер зміни тиску в напірній гідролінії приводу визначається такими залежностями:

- ділянка збільшення тиску від p_2 до p_1 ($0 \leq u \leq u_1$) – $p(u) = p_2 + (p_1 - p_2)u/u_1$;
- ділянка постійного тиску p_1 ($u_1 \leq u \leq u_2$) – $p(u) = p_1$;
- ділянка зменшення тиску від p_1 до p_2 ($u_2 \leq u \leq u_{\text{ц}}$) –

$$p(u) = p_2 + (p_1 - p_2)(u_{\text{ц}} - u)/(u_{\text{ц}} - (u_1 + u_2)).$$

Розрахункова циклограма зміни тиску в акумулювальному об'ємі приводу при частоті 10 Гц і тисках $p_1 = 16$ МПа, $p_2 = 5$ МПа спрацювання віброзбуджувача показана на рис. 1.

Так як цикл розбито на y рівних частин, межі i -ї частини позначимо через $i - 1, i$. Тоді для i -ї частини циклу величину кутової швидкості вала ротора електродвигуна можна розрахувати за рівнянням [2]

$$\omega_i = \left[I_n \omega_{i-1}^2 + (2A - B\omega_{i-1}^2 - L_{o_{i-1}} - I_{o_i}) 2\pi n^{-1} \right] / (I_n + 2B\pi n^{-1}), \quad (4)$$

де $A = B\omega_c^2$, $B = M_n / (\omega_c^2 - \omega_n^2)$ – постійні коефіцієнти (M_n номінальний момент, ω_n – номінальна і ω_c – синхронна кутові швидкості ротора) [3]; n – номінальна частота обертання вала електродвигуна.

Розрахунок робочих параметрів електромеханічної частини приводу було проведено в середовищі MatLab 6.5, Simulink. Використовуючи рівняння (4), можна прослідкувати зміну кутової швидкості вала електродвигуна за час одного робочого циклу на межах ділянок $i = 0, 1, 2, \dots, n$. Для проведення розрахунків попередньо момент інерції $I_n = I_{\text{р. ел}} + I_{\text{вн}} + I_{\text{пм}}$ ($I_{\text{р. ел}}$ – момент інерції ротора електродвигуна приводу; $I_{\text{вн}}$ – момент інерції вала гідронасоса; $I_{\text{пм}}$ – момент інерції пружної муфти) приймався рівним $I_{\text{р. ел}}$ [4], враховуючи те, що його конструктивні розміри значно перевищують конструктивні розміри інших обертових елементів електромеханічної частини приводу.

Зважаючи на те, що рівняння (4) описує періодичну зміну кутової швидкості головного вала у встановленому режимі стійкого процесу руху, в якості ω_0 можна прийняти номінальне значення кутової швидкості ω_n електродвигуна. Проведені розрахунки показують, що ω_n відрізнятиметься від ω_n . Таку відмінність можна пояснити наявністю зовнішнього силового впливу на рухома систему, але вже після декількох циклів матимемо $\omega_n = \omega_{n \times 2} = \omega_{n \times 3}$. Цей факт свідчить про те, що рухома система здійснивши декілька коливань, переходить в режим стійкого руху і приходить в початкове положення.

За відомими значеннями $\omega_1 \dots \omega_n$ можна визначити максимальну ω_{max} та мінімальну ω_{min} кутові швидкості ротора електродвигуна приводу. Ці дані дозволяють розрахувати коефіцієнт нерівномірності обертання останнього $\delta = 2(\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}}) / (\omega_{\text{max}} + \omega_{\text{min}})$. Також на основі цих даних можна визначити відношення найбільшого обертаючого моменту на валу електродвигуна $L_{\text{д max}}$ до номінального моменту M_n , яке не повинне перевищувати відношення M_{max}/M_n , наведеного в паспорті електродвигуна, тобто має виконуватись умова $L_{\text{д max}}/M_n \leq M_{\text{max}}/M_n$.

З розрахункових графіків на рис. 3а та 4а зміни кутової швидкості та співвідношення максимального і номінального моментів на валу електродвигуна гідроімпульсного приводу видно, що кутова швидкість вала ротора електродвигуна для заданих параметрів системи (табл.) змінюється від 148,3 до 152,7 рад/с, визначаючи коефіцієнт нерівномірності його обертання $\delta = 0,029$, а максимальний коефіцієнт перевантаження електродвигуна складає 2,3 (згідно з паспортними даними електродвигуна максимально допустиме співвідношення $L_{\text{д max}}/M_n = 2,2$).

Отже, можна зробити висновок, що інерційні параметри ротора електродвигуна даного приводу не забезпечують його роботу із заданим коефіцієнтом нерівномірності та допустимим перевантаженням. Вирішити дану проблему можна двома шляхами – збільшити

потужність електродвигуна приводу або збільшити момент інерції обертових елементів електромеханічної частини приводу. Проте, перший варіант використовувати недоцільно, оскільки у разі використання установки в технологічних процесах на виробництві збільшаться енерговитрати.

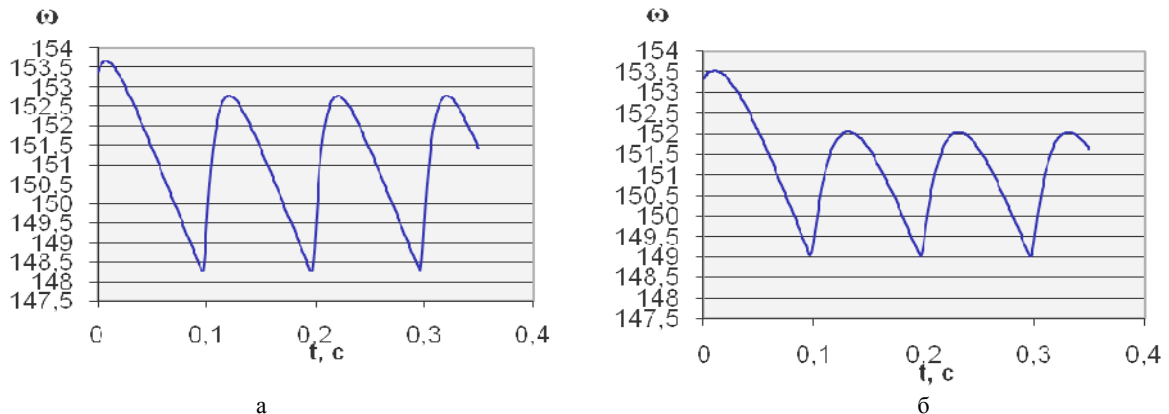


Рис. 3. Розрахункові графіки зміни кутової швидкості обертання ротора електродвигуна при частоті імпульсів тиску в гідроімпульсному приводі 10 Гц:
 а – $\delta = 0,029$, $I_n = 0,13$ кг·м²; б – $\delta = 0,0203$, $I_n = 0,29$ кг·м²

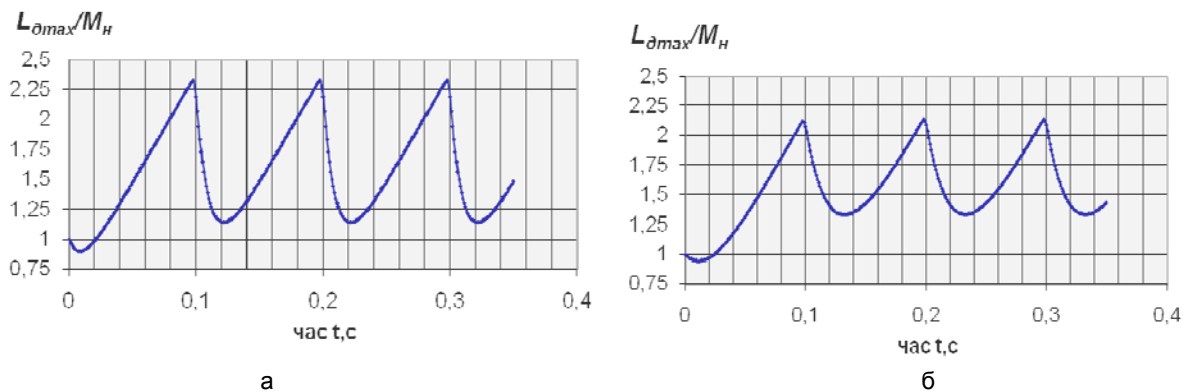


Рис. 4. Розрахункові графіки співвідношення максимального та номінального моментів на валу електродвигуна при частоті імпульсів тиску в гідроімпульсному приводі 10 Гц:
 а – $L_{d \max}/M_n = 2,3$; $I_n = 0,13$ кг·м²; б – $L_{d \max}/M_n = 2,1$; $I_n = 0,29$ кг·м²

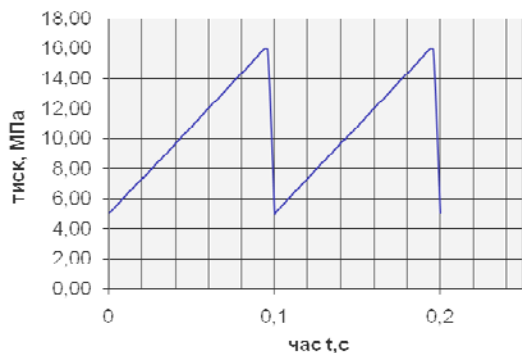


Рис. 5. Розрахунковий графік зміни тиску в акумулювальному об'ємі гідроімпульсного приводу

Збільшення інерційних параметрів обертових мас електромеханічної системи можна здійснити шляхом встановлення на валу електродвигуна маховика, інерційні параметри якого забезпечать його роботу із заданими показниками. Необхідний момент інерції маховика можна визначити проведенням повторних обчислень із збільшенням I_n на ΔI до поки величини розрахункових значень δ та L_{\max}/M_n не забезпечать виконання умов $L_{d \max}/M_n \leq M_{\max}/M_n$ та $\delta \leq 0,02$. Розрахункові дані про зміну кутової швидкості обертання ротора електродвигуна та коефіцієнта його перевантаження під час роботи гідроімпульсного приводу з частотою 10 Гц та за умови збільшення інерційних параметрів обе-

ртових мас системи (рис. 3б і 4б) показують, що збільшення інерційних параметрів обертових елементів електромеханічної системи на $\Delta I = I_n - I_{ел.дв} = 0,29 - 0,13 = 0,16$ кг·м² забезпечує коливання кутової швидкості вала електродвигуна у встановленому режимі роботи в межах від 149 до 152,05 рад/с, визначаючи коефіцієнт нерівномірності обертання електродвигуна $\delta = 0,0203$, максимальний коефіцієнт перевантаження системи складатиме 2,13. Останні розрахунки показують, що встановлення на валу електродвигуна маховика з моментом інерції 0,16 кг·м² забезпечить виконання технічних вимог до роботи електромеха-

нічної частини гідроімпульсного приводу з заданими вихідними параметрами.

Проведені розрахунки показали, що зміна частоти спрацювання вібробуджувача гідроімпульсного приводу незначно впливає на нерівномірність роботи та перевантаження електромеханічної частини приводу (рис. 6 та 7).

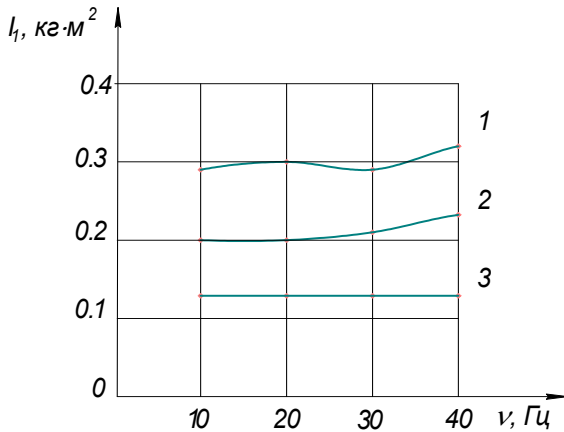


Рис. 6. Залежність зведеного моменту інерції обертючих мас електромеханічної частини гідроімпульсного приводу I_n від частоти спрацювання вібробуджувача f : 1 – тиск спрацювання вібробуджувача 16 МПа; 2 – тиск спрацювання вібробуджувача 14 МПа; 3 – тиск спрацювання вібробуджувача 12 МПа

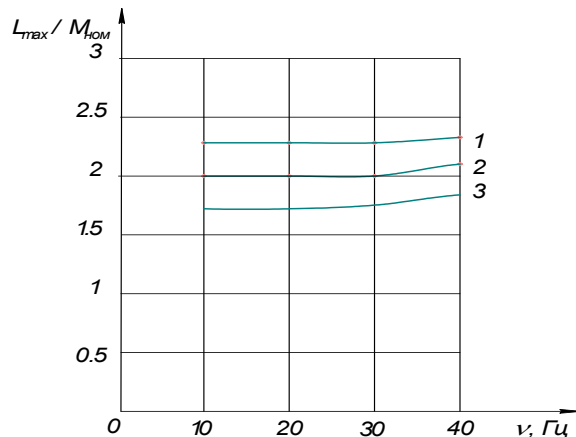


Рис. 7. Залежності перевантаження електродвигуна електромеханічної частини гідроімпульсного приводу L_{max}/M_n від частоти спрацювання вібробуджувача f : 1 – тиск спрацювання вібробуджувача 16 МПа; 2 – тиск спрацювання вібробуджувача 14 МПа; 3 – тиск спрацювання вібробуджувача 12 МПа

Висновки

Використання отриманих закономірностей зміни тиску в напірній порожнині акумулювального об'єму гідроімпульсного приводу в якості вихідних даних для проведення досліджень роботи його електромеханічної частини, підвищує точність розрахунку інерційних параметрів обертючих мас останньої. Цього можна досягти встановленням маховика на валу електродвигуна приводу, що також дозволить дотриматись технічних вимог до роботи електродвигуна приводу із заданим коефіцієнтом нерівномірності. Крім того отримані результати показали, що в процесі проектування приводів немає необхідності досліджувати характер роботи електромеханічної частини приводу у всіх режимах роботи, а достатньо провести розрахунки для режимів з максимальною частотою подачі імпульсів тиску.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Искович-Лотоцкий Р. Д., Матвеев И. Б., Крат В. А. Машины вибрационного и виброударного действия. Киев: Техника. 1982. — 208 с.
2. Особенности расчета электромеханических параметров привода импульсных вибропрессов-молотов/ Р. Д. Искович-Лотоцкий, Р. Р. Обертюх, А. И. Мохнатюк // Вестник машиностроения. — 1991. — № 8. — С. 24—27.
3. Справочник по электрическим машинам: в 2 Т. / Под общ. ред. И. П. Крылова и Б. К. Клокова. Т.1. — М.: Энергоатомиздат, 1988. — 456 с.
4. Я. Т. Кіницький. Короткий курс теорії механізмів та машин: Підручник для інж.-техн. спец. вищих навч. Закладів України. — 2-е вид. перероб. і скор. — Львів: Афіша, 2004. — 272 с.

Рекомендована кафедрою металорізальних верстатів та обладнання автоматизованих виробництв

Надійшла до редакції 28.02.08
Рекомендована до друку 11.04.08

Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович — завідувач кафедри, **Обертюх Роман Романович** — доцент.

Кафедра металорізальних верстатів та обладнання автоматизованих виробництв;

Поліщук Олександр Васильович — викладач кафедри менеджменту будівництва, охорони праці та безпеки життєдіяльності.

Вінницький національний технічний університет