

Р.П. Бондар

ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК МАГНІТОЕЛЕКТРИЧНОГО ЛІНІЙНОГО ВІБРАЦІЙНОГО ДВИГУНА ПРИ РОБОТІ НА ПРУЖНО-В'ЯЗКЕ НАВАНТАЖЕННЯ

Розглянуто магнітоелектричний лінійний двигун вібраційної дії циліндричної топології. Шляхом лінеаризації рівнянь динаміки, отримано вирази для розрахунку робочих характеристик двигуна в залежності від параметрів пружно-в'язкого навантаження. Характеристики визначаються для трьох режимів роботи – для сталого значення струму двигуна та для сталих амплітуди коливань і прискорення. Проведено дослідження в лінійній постановці, де розглядається одномасова коливальна система, в якій параметри навантаження враховуються як еквівалентні коефіцієнти жорсткості та в'язкого тертя. Для побудови розрахункової схеми заміщення використовується метод електромеханічних аналогій. Проведено експериментальні дослідження робочих характеристик магнітоелектричного двигуна вібраційної дії та виконано порівняльний розрахунок характеристик за допомогою представленої лінійної моделі. Бібл. 7, табл. 1, рис. 7.

Ключові слова: магнітоелектричний лінійний двигун, пружно-в'язке навантаження, робочі характеристики.

Рассмотрен магнитоэлектрический двигатель вибрационного действия цилиндрической топологии. Путем линеаризации уравнений динамики, получены выражения для расчета рабочих характеристик двигателя в зависимости от параметров упруго-вязкой нагрузки. Характеристики определяются для трёх режимов работы – для постоянного значения тока двигателя и для постоянных амплитуды колебаний и ускорения. Выполнено исследование в линейной постановке, где рассматривается одномассовая колебательная система, в которой параметры нагрузки учитываются как эквивалентные коэффициенты жесткости и вязкого трения. Для построения расчетной схемы замещения используется метод электромеханических аналогий. Выполнены экспериментальные исследования рабочих характеристик магнитоэлектрического двигателя вибрационного действия, а также сравнительный расчет характеристик с помощью представленной линейной модели. Библ. 7, табл. 1, рис. 7.

Ключевые слова: магнитоэлектрический линейный двигатель, упруго-вязкая нагрузка, рабочие характеристики.

Вступ. Вібраційні технології є основою багатьох сучасних технологічних процесів пов'язаних з переміщенням та обробкою матеріалів, ущільненням, сортуванням, гранулюванням тощо. Зазвичай для реалізації зворотно-поступального руху застосовуються обертові двигуни з відповідними механічними передачами. Невисока ефективність обертових приводів зумовлена значними механічними втратами в передавальних пристроях, а недостатня надійність – динамічними перевантаженнями та недовговічністю застосовуваних в них типових серій асинхронних двигунів.

Лінійні двигуни (ЛД) є альтернативою традиційним приводам на основі двигунів обертання з передачами, що перетворюють обертальний рух в прямолінійний. До їх переваг відносяться відсутність механічних передач, низький рівень шуму, висока надійність та покращена керованість.

Використання вібраційних пристроїв з приводом від лінійних двигунів має свої особливості, які визначаються характером робочого процесу. Для того, щоб вібратор виконував певну технологічну операцію (ущільнення, перемішування, тощо), необхідно забезпечити відповідність електромеханічних характеристик ЛД вимогам робочого процесу.

Дослідженням та розрахункам характеристик ЛД вібраційної дії присвячено низку праць. Значна увага, під час дослідження таких систем, приділялась аналізу динамічної поведінки приводу в залежності від параметрів ЛД та робочої частоти [1-3], тобто частотним характеристикам. При цьому електромеханічна система розглядається як одномасова, на підставі лінійної заступної схеми з постійними зосередженими параметрами. Вплив параметрів пружно-в'язкого навантаження на частотні характеристики ЛД (зокрема коефіцієнту потужності) досліджувався в роботі [4].

В [5] визначено обмеження щодо використання лінійної моделі шляхом порівняння з результатами розрахунку за допомогою уточненої нелінійної моделі на підставі методу скінченних елементів. Використання частотно-залежних параметрів заступної схеми [6] дозволило розширити частотний діапазон лінійної моделі для визначення характеристик ЛД вібраційної дії.

Зазначені роботи вирішують проблему розрахунку характеристик вібратора з приводом від ЛД залежно від частоти. При цьому параметри ЛД є визначеними, наприклад, на підставі скінченно-елементного аналізу. Разом з тим, значний вплив на характеристики мають параметри та характер навантаження, особливо тоді, коли воно є змінним. Така зміна може зумовити появу аварійних режимів, або неефективне використання машини та низький ККД. Тому актуальним є питання дослідження робочих характеристик ЛД вібраційної дії в залежності від параметрів навантаження та створення математичних моделей для розрахунку параметрів ЛД із заданими робочими характеристиками.

Метою роботи є розробка математичної моделі для розрахунку робочих характеристик ЛД вібраційної дії із пружно-в'язким навантаженням та дослідження впливу параметрів навантаження на характеристики машини в різних експлуатаційних режимах.

Вплив параметрів навантаження на характеристики ЛД вібраційної дії. Лінійна постановка задачі. Для визначення впливу параметрів навантаження на робочі характеристики, проведемо дослідження за допомогою лінійної моделі ЛД вібраційної дії, що характеризується наступними припущеннями.

Напруга джерела живлення та струм ЛД є синусоїдними. Параметри машини є сталими і не залежать

© Р.П. Бондар

від режиму роботи. Еквівалентна механічна схема (рис. 1,а) представлена зосередженою масою m_a , що здійснює гармонічні коливання відносно положення механічної рівноваги з координатою $x_a = 0$ під дією синусоїдної електромагнітної сили ЛД $F_{ev}(i_v)$. Відновлювальні та дисипативні сили представлені через відповідні коефіцієнти жорсткості пружної підвіски k_v та в'язкого тертя b_v .

Силову характеристику навантаження представлена сумою пружної складової, пропорційної до переміщення якоря ЛД x_a , та сили в'язкого тертя, пропорційної швидкості v_a , тобто

$$F_l(x_a, v_a) = k_l x_a + b_l v_a, \quad (1)$$

де k_l , b_l – відповідно коефіцієнти жорсткості та в'язкого тертя навантаження. Подібний характер навантаження є типовим, зокрема, для приводів компресорів [4].

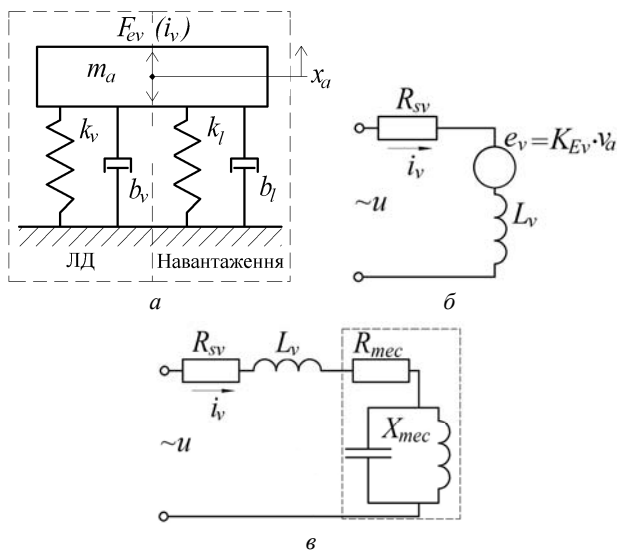


Рис. 1. Еквівалентна механічна (а) та електричні схеми (б, в)

Вважається також, що електрична схема заміщення ЛД (рис. 1,б) представлена послідовно з'єднаними опором R_{sv} , індуктивністю L_v (стале усереднене значення) та джерелом e_v , що моделюють відповідно активний опір обмотки статора, індуктивність обмотки статора та індуквану внаслідок руху якоря ЕРС. Нелінійні властивості магнітопроводів машини нехтуються.

Наведеним схемам заміщення відповідає наступна система диференціальних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} u_v &= i_v R_{sv} + L_v \frac{di_v}{dt} + K_{Ev} v_a; \\ m_a \frac{d^2 x_a}{dt^2} &= F_{ev}(i_v) - F_l(x_a, v_a) - k_v x_a - b_v \frac{dx_a}{dt}; \\ \frac{dx_a}{dt} &= v_a, \end{aligned} \right\} (2)$$

де $u_v = U_m \sin(2\pi f t)$ – напруга живлення обмотки ЛД; U_m – амплітуда напруги живлення; i_v – струм статора ЛД; K_{Ev} – коефіцієнт ЕРС ЛД; $F_{ev}(i_v) = K_{Fv} i_v$ – електромагнітна сила ЛД; K_{Fv} – коефіцієнт електромагнітної сили.

У частотній області система (2) запишеться:

$$\left. \begin{aligned} \underline{U}_v &= \underline{I}_v (R_{sv} + j\omega L_v) + K_{Ev} \underline{V}_a; \\ -m_a \omega^2 \underline{X}_a &= K_{Fv} \underline{I}_v - (k_l + k_v) \underline{X}_a - j\omega(b_l + b_v) \underline{X}_a; \\ j\omega \underline{X}_a &= \underline{V}_a, \end{aligned} \right\} (3)$$

де ω – кутова частота напруги живлення і механічних коливань.

З другого рівняння системи (3) визначимо переміщення

$$\underline{X}_a = \frac{K_{Fv} \underline{I}_v}{k_l + k_v - m_a \omega^2 + j\omega(b_l + b_v)}. \quad (4)$$

Виділивши дійсну і уявну частини рівняння (4) і прийнявши початкову фазу струму ЛД рівною нулю, можливо визначити амплітуду коливань через відповідні складові комплексного переміщення

$$X_{am} = \frac{K_{Fv} I_{vm}}{\sqrt{(k_l + k_v - m_a \omega^2)^2 + \omega^2 (b_l + b_v)^2}}, \quad (5)$$

де I_{vm} – амплітудне значення струму обмотки ЛД.

Для визначення резонансної частоти знайдемо похідну від (5) за частотою і прирівняємо її до нуля, звідки

$$\omega_r = \sqrt{\frac{k_l + k_v}{m_a} - \frac{(b_l + b_v)^2}{2m_a^2}}. \quad (6)$$

Розглянемо, як змінюються властивості вібраційної системи в залежності від параметрів навантаження.

З рівняння (5) випливає, що коли $k_l + k_v < m_a \omega^2$, зростання коефіцієнту k_l призводить до збільшення амплітуди коливань, а якщо $k_l + k_v > m_a \omega^2$ – до зменшення. Збільшення коефіцієнту демпфування b_l призводить до зменшення амплітуди коливань і навпаки.

Інші характеристики ЛД вібраційної дії розглянемо використовуючи метод електромеханічних аналогій. Для цього зручно представити механічну ланку системи відповідними опорами, значення яких можуть бути отримані з наступного.

З рівняння (4) слідує, що

$$j\omega \underline{X}_a = \underline{V}_a = \frac{j\omega K_{Fv} \underline{I}_v}{k_l + k_v - m_a \omega^2 + j\omega(b_l + b_v)}.$$

Підставивши даний вираз в перше рівняння системи (3), отримаємо

$$\underline{U}_v = \underline{I}_v \left(R_{sv} + j\omega L_v + \frac{j\omega K_{Fv} K_{Ev}}{k_l + k_v - m_a \omega^2 + j\omega(b_l + b_v)} \right),$$

звідки видно, що повний опір системи має електричну $\underline{Z}_e = R_{sv} + j\omega L_v$ та механічну

$$\underline{Z}_{mec} = \frac{j\omega K_{Fv} K_{Ev}}{k_l + k_v - m_a \omega^2 + j\omega(b_l + b_v)} \text{ складові.}$$

За аналогією з електричними колами, активний та реактивний механічні опори визначаються відповідно як дійсна та уявна частини комплексного повного механічного опору, тобто

$$\underline{Z}_{mec} = \frac{K_{Fv}K_{Ev}(b_l + b_v)\omega^2}{(k_l + k_v - m_a\omega^2)^2 + (b_l + b_v)^2\omega^2} + j \frac{\omega K_{Fv}K_{Ev}(k_l + k_v - m_a\omega^2)}{(k_l + k_v - m_a\omega^2)^2 + (b_l + b_v)^2\omega^2}. \quad (7)$$

Дійсна частина виразу (7) являє собою активний механічний опір

$$R_{mec} = \frac{K_{Fv}K_{Ev}(b_l + b_v)\omega^2}{(k_l + k_v - m_a\omega^2)^2 + (b_l + b_v)^2\omega^2},$$

а уявна – реактивний механічний опір

$$X_{mec} = \frac{\omega K_{Fv}K_{Ev}(k_l + k_v - m_a\omega^2)}{(k_l + k_v - m_a\omega^2)^2 + (b_l + b_v)^2\omega^2}.$$

Відповідна схема заміщення представлена на рис. 1,б.

Після визначення опорів коефіцієнт потужності ЛД може бути визначений згідно виразу

$$PF_v = \frac{R_{sv} + R_{mec}}{\sqrt{(R_{sv} + R_{mec})^2 + (X_{sv} + X_{mec})^2}}, \quad (8)$$

де $X_{sv} = \omega L_v$ – реактивний опір обмотки ЛД.

Згідно зі схемою заміщення, показаною на рис. 1,б, діюче значення напруги живлення ЛД визначиться з виразу

$$U_v = I_v \sqrt{(R_{sv} + R_{mec})^2 + (X_{sv} + X_{mec})^2}. \quad (9)$$

Тоді потужність споживання дорівнюватиме

$$P_v = U_v I_v PF_v. \quad (10)$$

Одним з можливих робочих режимів ЛД вібраційної дії є режим, коли в обмотці підтримується стале значення струму $I_v = \text{const}$. Амплітуду коливань, коефіцієнт потужності, напругу та потужність ЛД, для цього режиму, можливо визначити за виразами (5, 8-10) відповідно. Такий режим роботи є сприятливим з метою уникнення електричних перевантажень, проте не виключає перевантажень механічних. Крім того, даний режим не завжди є оптимальним для забезпечення необхідних механічних характеристик приводу (амплітуди, швидкості, змушувального зусилля чи прискорення робочого органу). Тому доцільно розглянути також задачу, коли необхідно визначити струм ЛД, властивості пружної системи та коефіцієнт електромагнітної сили для заданих механічних характеристик. В якості останніх розглянемо режими, коли має забезпечуватись стала амплітуда коливань $X_{am} = \text{const}$ та стале прискорення $A_{am} = \text{const}$.

З виразу (5) діюче значення струму, який забезпечує необхідну амплітуду коливань, буде дорівнювати

$$I_v|_{X_{am}=\text{const}} = \frac{X_{am} \sqrt{(k_l + k_v - m_a\omega^2)^2 + \omega^2(b_l + b_v)^2}}{\sqrt{2}K_{Fv}}, \quad (11)$$

звідки видно, що коли $k_l + k_v < m_a\omega^2$, зростання коефіцієнту k_l призводить до зменшення струму необхідного для підтримання сталої амплітуди коливань, а якщо $k_l + k_v > m_a\omega^2$ – до збільшення. Зростання коефіцієнту демпфування b_l призводить до збільшення струму ЛД і навпаки.

Режим сталого прискорення $A_{am} = X_{am}\omega^2 = \text{const}$, за умови незмінної коливальної маси, також забезпечує постійність сили інерції, оскільки остання дорівнює $F_0 = m_a X_{am}\omega^2$.

Враховуючи наведене вище, діюче значення струму ЛД, для режиму незмінного прискорення, визначиться з виразу

$$A_{am} = \frac{K_{Fv}I_{vm}\omega^2}{\sqrt{(k_l + k_v - m_a\omega^2)^2 + \omega^2(b_l + b_v)^2}},$$

звідки

$$I_v|_{A_{am}=\text{const}} = \frac{A_{am} \sqrt{(k_l + k_v - m_a\omega^2)^2 + \omega^2(b_l + b_v)^2}}{\sqrt{2}K_{Fv}\omega^2}. \quad (12)$$

Напруга, коефіцієнт потужності та потужність для двох останніх режимів можуть бути розраховані за виразами (8-10) з врахуванням (11, 12).

Зв'язок наведених характеристик з головними розмірами та параметрами ЛД визначається через коефіцієнт електромагнітної сили [7] $K_{Fv} = \Psi_m \pi / \tau$, де Ψ_m – амплітуда потокозчеплення обмотки; τ – полюсна поділка.

Конструкція дослідного ЛД вібраційної дії та навантажувальної машини. Як дослідна, так і навантажувальна машини мають циліндричну конфігурацію. Статор дослідної машини (рис. 2,а) має шихтоване осердя 1 з електротехнічної сталі та обмотку з двох котушок 2. Якір машини містить намагнічений в осьовому напрямку постійний магніт 3 та два полюси 4, які виконані з конструкційної сталі та мають радіальні розрізи для зменшення вихрових струмів.

Навантаження дослідного двигуна здійснюється за допомогою навантажувальної машини показаної на рис. 2,б. Статор машини містить корпус 5, осердя з двома феромагнітними полюсами 6, між якими розміщена обмотка 7. Для покращення питомих силових показників в магнітопроводі статора застосовано постійний магніт 8 тороїдної форми з осьовим напрямком намагнічування. Електромагнітна сила машини визначається силою та напрямком струму в обмотці, а також положенням феромагнітного якоря 9 відносно статора. Полюси статора та якір виконані суцільними та мають радіальні розрізи з метою зменшення вихрових струмів.

Основні конструктивні параметри дослідної та навантажувальної машин наведено в табл. 1.

Відповідно до наведених вище механічної та електричної схем заміщення (див. рис. 1), значення параметрів для розрахунку робочих характеристик є наступними.

Маса коливальної частини (сумарна маса якорів дослідної та навантажувальної машин, а також приєднана маса пружної підвіски) складає $m_a = 6,72$ кг. Пружна підвіска ЛД має жорсткість $k_v = 153291$ Н/м, коефіцієнт в'язкого тертя $b_v = 44,9$ кг/с.

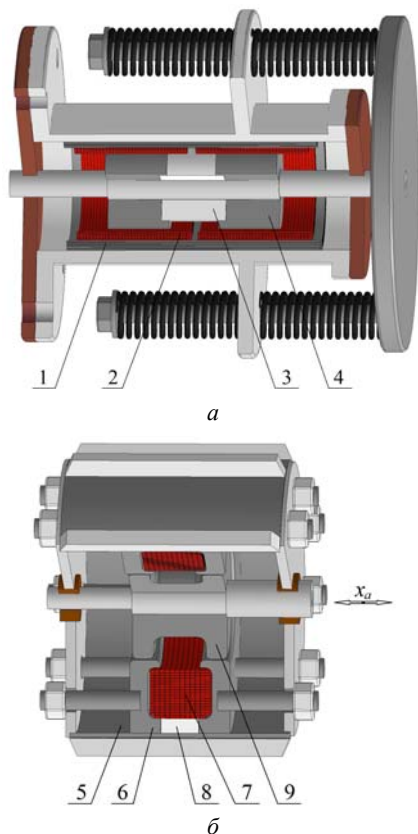


Рис. 2. Конструкція дослідної (а) та навантажувальної (б) машин

Параметри електричної схеми заміщення ЛД (див. рис. 1,б) становлять: $K_{Fv} = K_{Ev} = 13,1$; $R_{sv} = 3,1$ Ом; $L_v = 0,02$ Гн.

Таблиця 1

Конструктивні параметри дослідної та приводної машин

Дослідна машина	Амплітуда коливаль (робоча)		мм	10
	Якір			
	Постійний магніт	матеріал	NdFeB(N42)	
		залишкова магнітна індукція	Тл	1,3
	Статор			
	Магнітопровід	зовнішній діаметр	мм	89
		довжина	мм	165
	Котушки статора	перетин проводу	мм ²	1,06
		кількість витків	–	300
	Полісна поділка		мм	79
Робоча амплітуда коливаль		мм	10	
Навантажувальна машина	Фізичні параметри			
	Постійний магніт	матеріал	NdFeB(N42)	
		залишкова магнітна індукція	Тл	1,3
	Осердя	матеріал	Ст3	
	Обмотка	кількість витків	380	
		дріт	ПСД, Ø1,12	
	Основні розміри			
	Полісна поділка		мм	36
	Габаритні розміри	діаметр	мм	160
		довжина	мм	120

Параметри навантажувальної машини змінюються залежно від струму живлення і знаходяться в межах $b_l = (17 \div 31)$ кг/с, $k_l = (3600 \div 26100)$ Н/м.

Експериментальне дослідження робочих характеристик ЛД вібраційної дії. Дослідження характеристик ЛД, в залежності від параметрів навантаження, проводилось на експериментальному стенді представленому на рис. 3.

Якір дослідного ЛД вібраційної дії 1 (LM) жорстко з'єднується з якорем навантажувальної машини 2 (ТМ). Живлення дослідної машини здійснюється від синусоїдного джерела, що реалізується за допомогою генератора 3 (G) та підсилювача 4 (Am).

Під час дослідів в обмотці навантажувальної машини підтримується певне стале значення струму. Для цього застосовується гістерезисний регулятор струму, виконаний на мікроконтролері 5 (MCU), який керує інвертором 6 (IA).

Вимірювання напруг, струмів ЛД та навантажувальної машини виконується за допомогою датчиків VS1, VS2, CS1, CS2. Установка обладнана акселерометром AS, що кріпиться до якоря дослідної машини. Сигнали вимірюваних величин подаються на багатоканальний вимірювальний модуль АЦП 7 (ADC) і передаються до комп'ютера 8 (PC), який виконує функцію реєстратора.

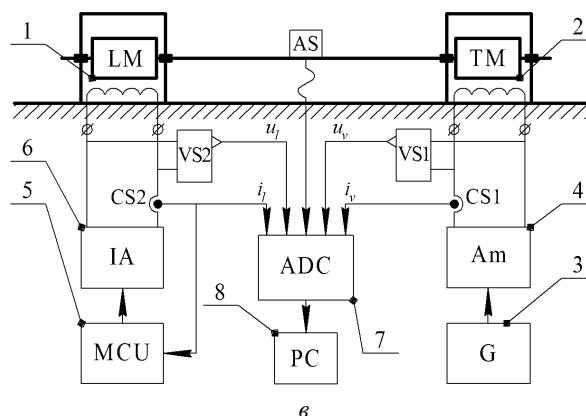


Рис. 3. Стенд для дослідження характеристик ЛД вібраційної дії: а, б – зовнішній вигляд; в – схема

На рис. 4 показано залежності контрольованих величин як функцій часу для випадку, коли: $I_v = 4,75$ А; $I_l = -2$ А; $X_{am} = 0,0048$ м; $f = 23,5$ Гц.

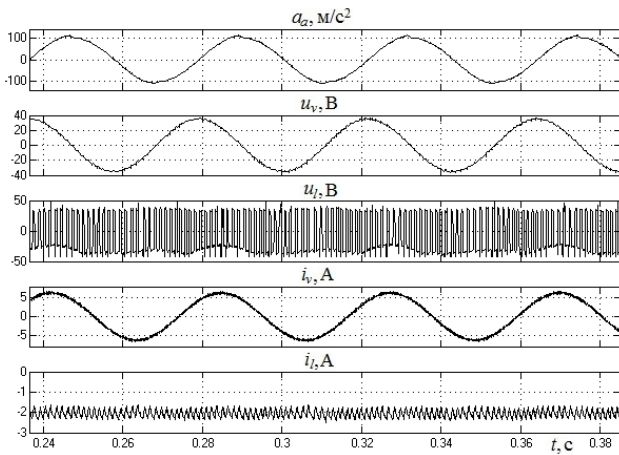
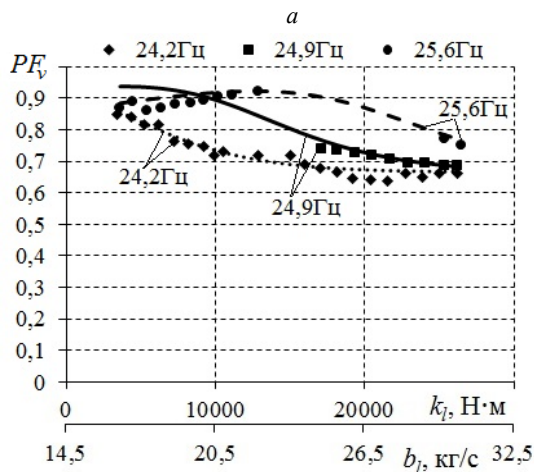
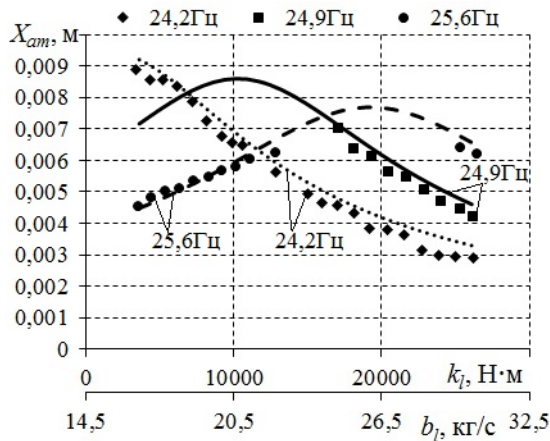


Рис. 4. Напруги та струми ЛД (u_v, i_v) і навантажувальної машини (i_l, i_i), a_a – прискорення

Наведені далі експериментальні робочі характеристики отримано в результаті відповідної обробки та перерахунків часових діаграм вимірних величин, а саме:

- визначення діючих значень напруги U_v та струму I_v двигуна

$$U_v = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t-T}^t u_v^2 dt}; \quad I_v = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t-T}^t i_v^2 dt};$$



- визначення середнього значення струму навантажувальної машини I_l

$$I_l = \frac{1}{T} \int_{t-T}^t i_l dt;$$

- визначення амплітуди коливань

$$|X_{am}| = \frac{\sqrt{a_n^2 + b_n^2}}{\omega^2},$$

де $a_n = \frac{2}{T} \int_{t-T}^t a_a \cos(n\omega t) dt$; $b_n = \frac{2}{T} \int_{t-T}^t a_a \sin(n\omega t) dt$ –

коефіцієнти ряду Фур'є; n – порядок гармоніки (причому $n = 1$, тобто обчислення проводилось за основною гармонікою частоти механічних коливань ω); $T=1/f$ – період;

- обчислення активної потужності P_v та коефіцієнту потужності PF_v двигуна

$$P_v = \frac{1}{T} \int_{t-T}^t u_v i_v dt; \quad PF_v = \frac{P_v}{U_v I_v}.$$

На рис. 5 маркером показано експериментальні характеристики ЛД вібраційної дії для режиму роботи коли його струм є сталим – $I_v = 4,75$ А. Характеристики представлені для трьох значень частоти: 24,2; 24,9; 25,6 Гц. В даному частотному діапазоні, при заданих параметрах ЛД та навантаження, система знаходиться поблизу частоти механічного резонансу ω_r .

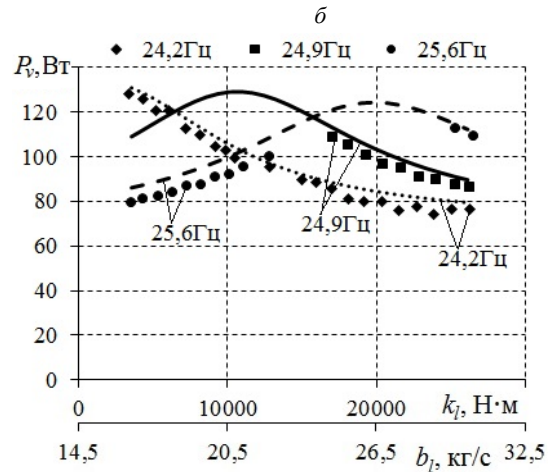
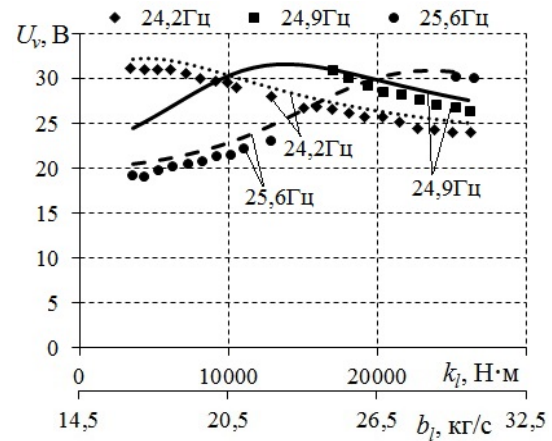


Рис. 5. Характеристики ЛД вібраційної дії для режиму $I_v = \text{const}$

Лініями показано результати розрахунку за допомогою представленої вище лінійної моделі. Відповідні залежності визначались за рівняннями (5, 8-10).

Амплітуда коливань (рис. 5,а), для режиму $I_v = \text{const}$, має чітко виражені максимуми, що відповідають параметрам механічного резонансу на відповідних частотах. Максимальне значення амплітуди зменшується зі зростанням коефіцієнту демпфування навантаження b_l , що також слідує з рівняння (5). Внаслідок зменшення амплітуди коливань (а отже і швидкості), зменшується напруга $K_{E_v} v_a$, яка входить до рівняння балансу напруг системи (2). Тому зі збільшенням демпфування зменшується значення напруги необхідної для забезпечення сталого струму (рис. 5,б).

На вигляд залежностей коефіцієнту потужності PF_v від параметрів навантаження (рис. 5,в) впливає кілька факторів. Залежно від частоти та параметрів, механічний опір може мати активно-індуктивний або активно-емісійний характер. В останньому випадку можливий електричний резонанс, якщо значення ємнісного механічного опору врівноважується індуктивним опором ЛД. Під час переходу через частоту

$\omega = \sqrt{(k_l + k_v)/m_a}$, реактивний механічний опір змінює свій характер з індуктивного на ємнісний чи навпаки [5]. Зміна коефіцієнту потужності від коефіцієнту жорсткості навантаження k_l залежить від того, як останній відрізняється від значення, яке відповідає зміні знаку реактивного опору, тобто $k_l = \omega^2 m_a - k_v$. Зміна механічних опорів (активного та реактивного) визначатиме характер зміни (збільшення або зменшення) коефіцієнту потужності.

На рис. 6 маркером показано експериментальні характеристики ЛД вібраційної дії для режиму сталої амплітуди коливань $X_{am} = 0,007$ м.

Лініями показано результати розрахунку за допомогою лінійної моделі. Відповідні залежності визначались згідно рівнянь (8-11).

В цьому режимі спостерігається значна зміна струму і напруги живлення ЛД. Мінімальне значення струму (рис. 6,а) наближено відповідає параметрам механічного резонансу, що зокрема впливає з рівняння (11). З рівняння також видно, що зі зростанням коефіцієнту b_l , необхідне більше значення струму для забезпечення заданої амплітуди коливань.

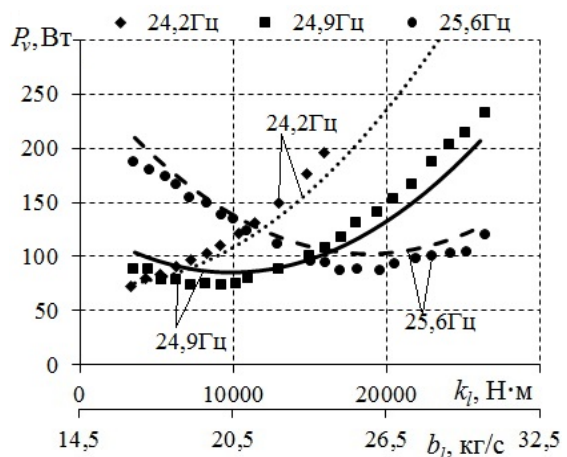
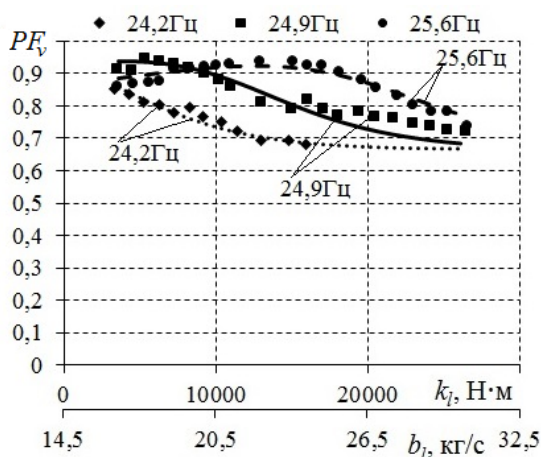
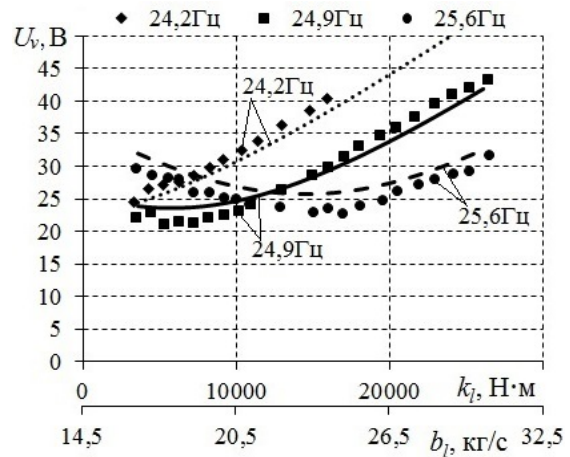
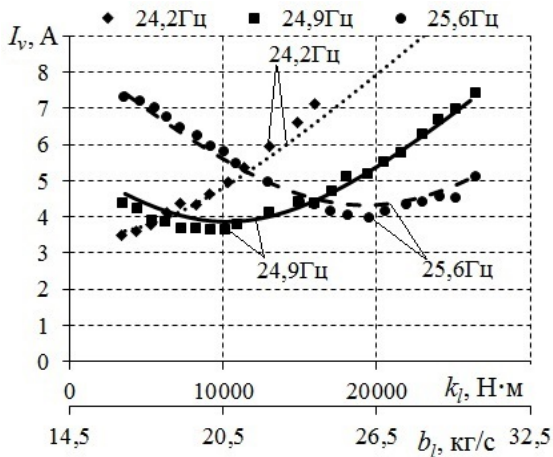


Рис. 6. Характеристики ЛД вібраційної дії для режиму $X_{am} = \text{const}$

На рис. 7 маркером показано експериментальні залежності характеристик ЛД від параметрів навантаження для випадку сталої прискорення $A_{am} = 192$ м/с² (за амплітудою).

Лініями показано результати розрахунку характеристик за допомогою лінійної моделі. Відповідні залежності визначались за рівняннями (8-10, 12).

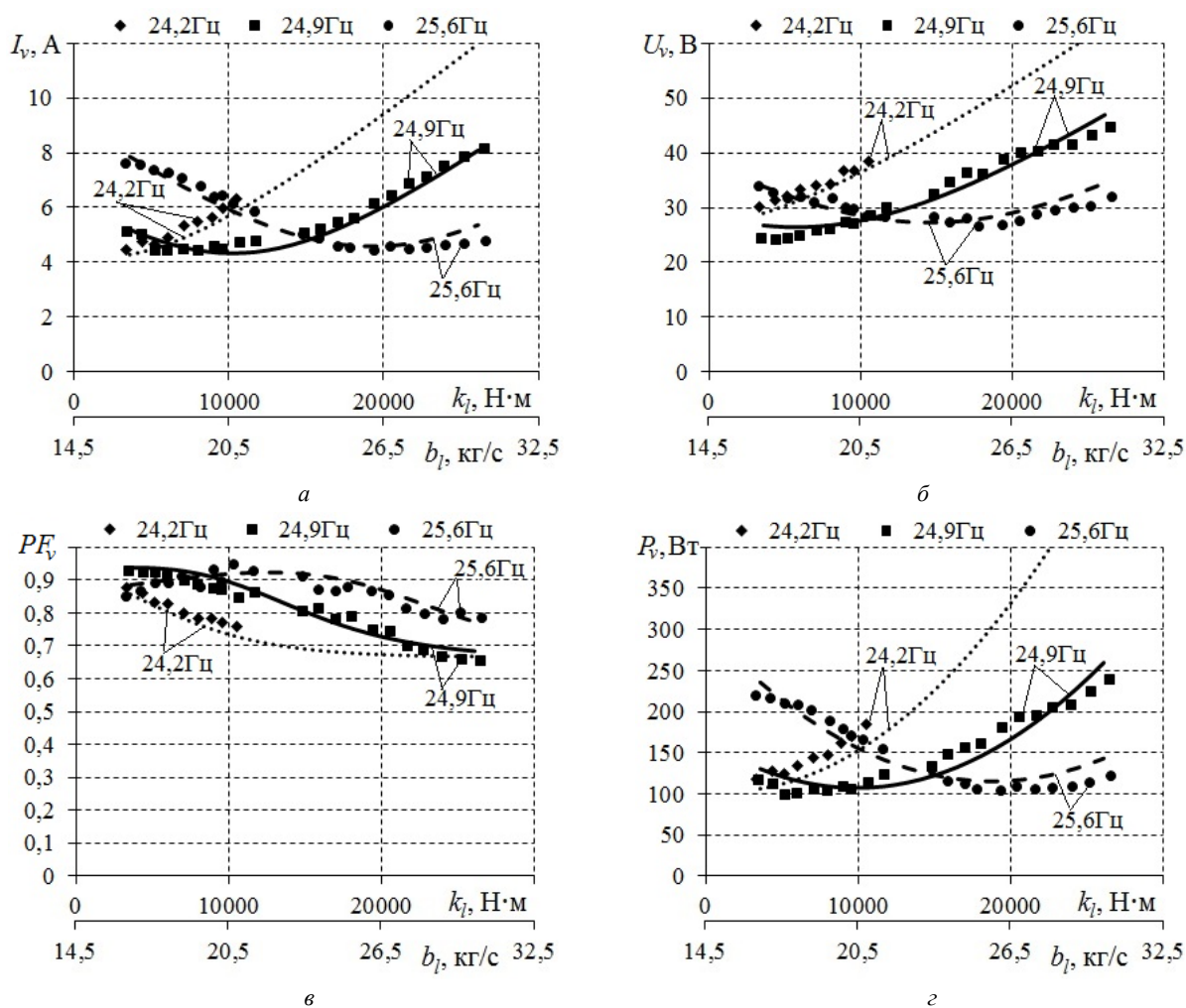


Рис. 7. Характеристики ЛД вібраційної дії для режиму $A_{am} = \text{const}$

Характеристики для випадку сталого прискорення є подібними як і для сталої амплітуди коливань, оскільки величини є пропорційними. Відмінність полягає в тому, що в цьому режимі з підвищенням частоти зменшується амплітуда коливань, і вигляд характеристик менше змінюється залежно від частоти. Тому мінімальні значення струму, напруги та потужності, що відповідають білярезонансним параметрам, є близькими й незначно збільшуються зі зростанням частоти.

Як видно з рис. 5-7, результати розрахунків за лінійною моделлю задовільно узгоджуються з експериментальними даними. Оскільки робочий діапазон частоти відносно невеликий ($\Delta f = 1,4$ Гц), зміна параметрів машини залежно від частоти практично не проявляється, що дає можливість використовувати для розрахунку робочих характеристик сталі значення параметрів ЛД.

Висновки.

1. В роботі отримано аналітичні вирази для робочих характеристик лінійного двигуна вібраційної дії, що ґрунтуються на лінійній моделі та схемі заміщення із зосередженими параметрами.

2. Проведено розрахунок робочих характеристик для трьох режимів роботи – для сталого значення струму, сталої амплітуди та прискорення коливань.

Результати розрахунків за лінійною моделлю задовільно узгоджуються з експериментальними даними, отриманими за допомогою дослідного зразка ЛД та навантажувальної лінійної машини.

3. В режимі сталого струму робоча амплітуда коливань має чітко виражені максимуми, що відповідають параметрам механічного резонансу. Максимальне значення амплітуди зменшується зі зростанням коефіцієнту демпфування навантаження.

4. В режимі сталої амплітуди коливань спостерігається значна зміна струму і напруги живлення ЛД. Мінімальне значення струму наближено відповідає параметрам механічного резонансу. Також зі зростанням коефіцієнту демпфування необхідне більше значення струму для забезпечення заданої амплітуди коливань.

5. Вигляд характеристик для випадку сталого прискорення мало змінюється залежно від частоти. Тому мінімальні значення струму, напруги та потужності, що відповідають білярезонансним параметрам, є близькими й незначно збільшуються зі зростанням частоти.

6. Показано, що для розрахунку робочих характеристик в залежності від параметрів навантаження, може використовуватись лінійна модель, що ґрунтується на схемі заміщення зі сталими, інерційними значеннями параметрів ЛД.

7. Результати роботи можуть бути використані для конструювання нових та вдосконалення існуючих вібраційних пристроїв на основі ЛД із заданими робочими характеристиками.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Jang-Young Choi, Han-Bit Kan. Comparison and dynamic behavior of moving-coil linear oscillatory actuator with/without mechanical spring driven by rectangular voltage source // Journal of International Conference on Electrical Machines and Systems. – 2014. – vol.3. – no.4. – pp. 394-397. doi: 10.11142/jicems.2014.3.4.394.
2. Kyu-Hwan Hwang, Yun-Hyun Cho. Design and dynamic characteristics analysis of moving magnet linear actuator for human // Proceedings of the IEEE International Conference on Mechatronics. – 2004. – pp. 251-254. doi: 10.1109/ICMECH.2004.1364447.
3. Watada M. Kinetic characteristics of cylindrical moving coil linear DC motor for vibrator // 7th International Conference on Electrical Machines and Drives. – 11-13 September 1995. – pp. 359-362. doi: 10.1049/cp:19950894.
4. Yu M., Ye Y., Lu Q., Xia Y. A study on power factor of linear oscillatory motor with two separated stators // 2009 International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS 2009). – Nov. 2009. – pp. 1-5. doi: 10.1109/icems.2009.5382915.
5. Бондар Р.П., Голєнков Г.М., Литвин О.Ю., Подольцев О.Д. Моделювання енергетичних характеристик вібратора з лінійним електричним приводом // Електромеханічні і енергозберігаючі системи. – 2013. – №2. – С. 66-74.
6. Бондар Р.П., Подольцев О.Д. Комплексна модель з частотно-залежними параметрами для розрахунку робочих характеристик магнітоелектричного вібратора // Технічна електродинаміка. – 2017. – №1. – С. 44-51. doi: 10.15407/techned2017.01.044.
7. Бондар Р.П. Електромагнітні параметри та електромеханічні характеристики лінійного двигуна з постійними магнітами приводу вібратора. Частина 1 // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2015. – №85. – С. 109-118.

REFERENCES

1. Jang-Young Choi, Han-Bit Kan. Comparison and dynamic behavior of moving-coil linear oscillatory actuator with/without mechanical spring driven by rectangular voltage source. *Journal of International Conference on Electrical Machines and Systems*, 2014, vol.3, no.4, pp. 394-397. doi: 10.11142/jicems.2014.3.4.394.
2. Kyu-Hwan Hwang, Yun-Hyun Cho. Design and dynamic characteristics analysis of moving magnet linear actuator for human. *Proceedings of the IEEE International Conference on Mechatronics*, 2004, pp. 251-254. doi: 10.1109/ICMECH.2004.1364447.
3. Watada M. Kinetic characteristics of cylindrical moving coil linear DC motor for vibrator. *7th International Conference on Electrical Machines and Drives*, 11-13 September 1995, pp. 359-362. doi: 10.1049/cp:19950894.
4. Yu M., Ye Y., Lu Q., Xia Y. A study on power factor of linear oscillatory motor with two separated stators. *2009 International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS 2009)*, Nov. 2009, pp. 1-5. doi: 10.1109/icems.2009.5382915.

5. Bondar R.P., Golenkov G.M., Lytvun A. Yu., Podoltsev A.D. Modelling of power characteristics of the vibrator with a linear electric drive. *Electromechanical and energy saving systems*, 2013, no.2, pp. 66-74. (Ukr).
6. Bondar R.P., Podoltsev A.D. Complex model with frequency dependent parameters for electrodynamic shaker characteristics. *Technical electrodynamics*, 2017, no.1, pp. 44-51. (Ukr). doi: 10.15407/techned2017.01.044.
7. Bondar R.P. Definition of parameters of an equivalent circuit of the linear electrodynamic vibrator. Part 1. *Mining, construction, road and melioration machines*, 2015, no.85, pp. 109-118. (Ukr).

Надійшла (received) 24.09.2018

Бондар Роман Петрович, к.т.н., доц.,
Київський національний університет будівництва і архітектури,
03037, Київ, пр. Повітрофлотський, 31,
тел./phone +380 44 2415510, e-mail: rpbondar@gmail.com

R.P. Bondar

Kyiv National University of Construction and Architecture,
31, Povitroflotsky Ave., Kyiv, 03037, Ukraine.

Research of the magnetolectric linear oscillatory motor characteristics during operation on elastoviscous loading.

Purpose. To development of mathematical model for calculation of the magnetolectric linear vibration motor performance with elastoviscous loading and research of machine characteristics in the different operational modes depending on loading parameters. **Methodology.** Experimental results by means of the developed test setup according to the specified methods are obtained. Moreover we have correlated the experimental data obtained by means of the development experimental setup with the simulated results using analytical model of the linear oscillatory motor with elastoviscous loading. In the analytical model of the linear vibration motor a one-mass vibration system with equivalent parameters of stiffness and viscous friction is considered. **Results.** Calculations of performance data for three operating modes of the oscillatory motor - for constant value of current, constant amplitude and acceleration of vibrations are carried out. Results of calculation by means of analytical model are coordinated with the experimental data obtained with help of a prototype of the linear motor and the load machine. **Originality.** Analytical expressions for performance data of the linear vibration motor which are based on the analytical model and an equivalent circuit with the lumped parameters are obtained. It is shown that for calculation of performance data depending on parameters of loading it is possible to use analytical model which is based on an equivalent circuit with constant inertial parameters of the linear motor. **Practical value.** Results of the work can be used for designing new and improvements of the existing vibration devices on the basis of linear motors with the specified performance data. References 7, tables 1, figures 7. **Key words:** magnetolectric linear motor, elastoviscous loading, performance data.