



Ланець О. С.  
Кузьо І. В.  
Гурський В. М.  
Шоловій Ю. П.

Національний  
університет  
„Львівська  
політехніка”

УДК 621.01

## ДОДАТКОВЕ ПІДСИЛЕННЯ КОЛИВАНЬ У ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ МІЖРЕЗОНАНСНИХ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИНАХ З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ

*В статье обосновывается дополнительное усиление колебаний в высокоэффективных межрезонансных вибрационных машинах с электромагнитным приводом, созданных на основе теории синфазных колебаний. Указываются аналитические выражения для использования в расчетах высокоэффективных систем.*

*In the article the additional strengthening of oscillation in high-efficiency inter-resonance vibratory machines with an electromagnetic drive, created on the basis of theory of co-phased oscillation, is grounded. Analytical expressions for the use in the calculations of the high-efficiency systems are specified.*

**1. Вступ та постановка проблеми.** На певному етапі розвитку будь-яких технологій виникає момент, коли існуючі підходи у розрахунку обладнання вичерпують свій потенціал та ресурси. Дотримання класичних методик не дає можливості перейти на нові шаблі у створенні високотехнологічного обладнання. Іншими словами, з точки зору наукового підходу, існуючі аналітичні залежності не в змозі забезпечити зростаючі технічні характеристики обладнання. Використання традиційних методик забезпечує реалізацію певних кількісних показників без покращення якісних, питомих. Виходом в даній ситуації є реалізація прогресивних технологій в проектуванні вискоефективного обладнання, що часто вимагає відходу від традиційних методів розрахунку або їх розширення. Альтернативи цьому рішенню немає. Як наслідок, постає необхідність у здійсненні якісно нового технологічного кроку в проектуванні обладнання. Без реалізації принципово нових підходів у розрахунку обладнання говорити про підвищення його ефективності неможливо.

Так, на сьогоднішній день існує загальнопромислова потреба в створенні надійного та енергоощадного вібраційного обладнання. Це особливо актуально для

енергомістких галузей промисловості, де задіяні великогабаритні потужні віброустановки, підвищення ефективності яких дало б суттєвий економічний ефект в межах країни. Саме підвищення ефективності серед великогабаритних установок найбільш відчутне з енергетичної точки зору. Так, економія енергоресурсів на одиниці малогабаритного обладнання може складати десятки  $Bm$ , на одиниці великогабаритного – десятки  $kBm$ . Тому, застосування принципів енергоощадності не однаково актуально для різних типорозмірів обладнання і найбільш воно вагоме для масивного потужного устаткування.

Чи не найбільш перспективним напрямком удосконалення великогабаритного вібраційного обладнання – це застосування електромагнітного приводу. Таке обладнання, на даний час, краще за концепцією побудови та принципом роботи. Його вагома перевага – наявність енергоощадних за своєю природою резонансних режимів роботи та відсутність у приводі рухомих з'єднань.

Однак, використання даного обладнання, як великогабаритного, ускладнюється низкою причин. В основному, це обумовлено відносно низькими тяговими характеристиками електромагнітного приводу та значним впливом



амплітуд коливань на величину повітряного проміжку [1-2]. Безумовно, для усунення цих факторів стримування подальшого розвитку великогабаритного вібраційного обладнання з електромагнітним приводом необхідно здійснювати пошук якісно нових наукових рішень, що дадуть суттєвий ефект. Використання традиційних підходів у створенні резонансного вібраційного обладнання не вирішить проблем створення великогабаритних установок. Лише впровадження якісно нової енергоощадної технології в створенні високоефективних та енергоощадних вібраційних машин з електромагнітним приводом обумовить появу не тільки великогабаритних вібраційних машин даного класу, які забезпечать виконання необхідних високих технологічних вимог, що зумовлені потребами виробництва, а й поширить енергозберігаючі принципи побудови на весь клас вібраційних машин з електромагнітним приводом.

**2. Огляд літератури.** Викладена теорія синфазних коливань в тримасових (міжрезонансних) механічних коливальних системах (МКС) [3-5] дозволила синтезувати аналітичні вирази для визначення оптимальних співвідношень параметрів жорсткості та інерційних параметрів системи, які забезпечують наступні переваги:

1. В запропонованих тримасових МКС (рис. 1, а, б, в) у порівнянні з традиційними (рис. 1, в, г, д) вдалось реалізувати стійку синфазну картину руху між двома суміжними масами, що перебувають в силовому збуренні. Так, проміжна 2 та реактивна 3 маси рухаються як одне ціле (з однаковими амплітудами та зсувами фаз). У такому випадку повітряний проміжок між осердям з котушкою та якорем електромагнітного вібробудника може бути мінімально можливим, оскільки відносний рух між вище згаданими масами практично відсутній. Такий рух забезпечує понижене споживання енергії електромагнітними вібробудниками.

2. Отримані схеми МКС дозволяють суттєво спростити подальші конструкції тримасових систем вібраційних машин. Так, застосування ефекту "нульової жорсткості", коли  $c_2 \rightarrow 0$  усуває резонансну пружну систему 5 на ділянці проміжної 2 та реактивної 3 мас. Замість неї можна встановити м'які гумові елементи низької жорсткості, параметри яких практично не впливають на картину руху мас та динамічні характеристики. Такі МКС мають притаманні традиційним резонансним системам високі коефіцієнти динамічного підсилення, при тому, що вони значно простіші,

а отже і дешевші. Крім того, такі МКС значно легше налагоджувати.

3. За певних параметрів МКС помітне додаткове підсилення амплітуд коливань в запропонованих МКС у порівнянні з традиційними. Тобто, запропоновані МКС мають здатність розвивати вищі коефіцієнти динамічного підсилення в порівнянні з традиційними системами. Це є, безумовно, ще одним фактором, який дозволяє говорити про енергоощадність запропонованої технології у створенні якісно нових МКС.

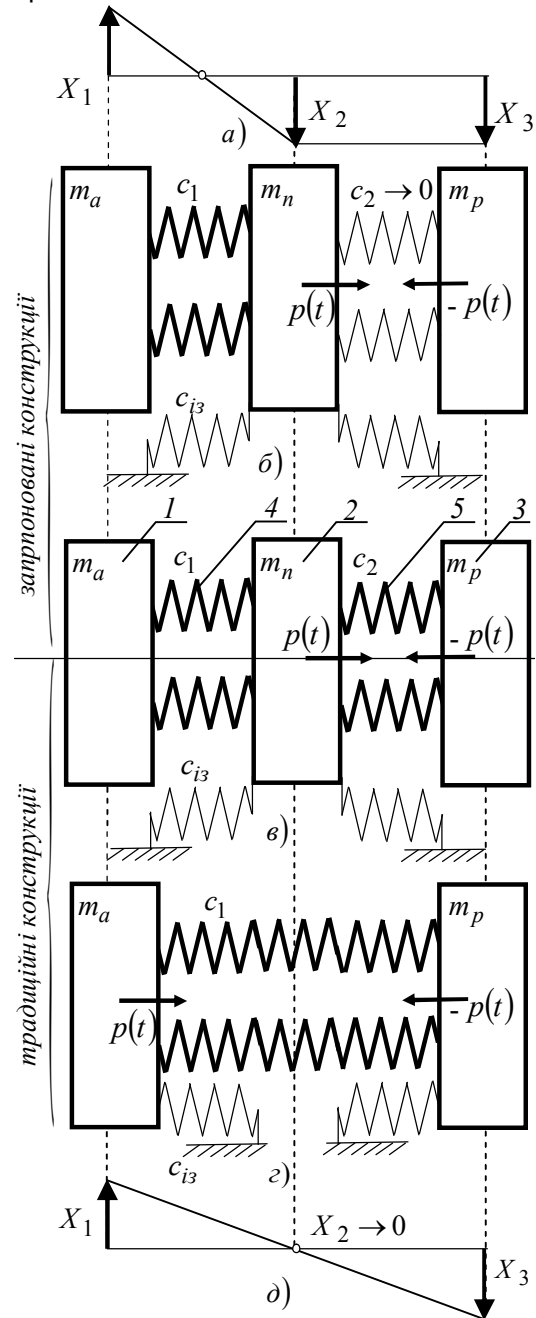


Рис.1. Запропоновані б), в) та традиційні в), г) МКС з відповідними їм а) та д) схемами розподілу амплітуд коливань мас



**3. Постановка задачі.** В даній статті аналітично обґрунтовується наявність додаткового підсилення в запропонованих МКС.

**4. Вклад матеріалу.** Підбір параметрів запропонованих МКС зводиться до наступних залежностей. Жорсткість  $c_2$  пружної системи 5 в аналітичному вигляді визначається як [3-4]:

$$c_2 = m_p \left( \frac{\omega}{z} \right)^2 \eta, \quad (1)$$

де  $\eta$  – безрозмірний коефіцієнт,  $\eta \in [0...1)$ , який називатимемо часткою від жорсткості  $c_2$ , що математично він собою і являє:

$$\eta = \frac{m_a m_n \left( \frac{\omega}{z} \right)^2 - c_1 (m_a + m_n)}{m_a \left( \frac{\omega}{z} \right)^2 (m_n + m_p) - c_1 (m_a + m_n + m_p)}; \quad (2)$$

$\omega$  – колова частота вимушених коливань МКС ( $\omega = 2\pi\nu$ , де  $\nu$  – циклічна частота вимушених коливань);  $z$  – резонансне налагодження МКС;  $m_a, m_n, m_p$  – інерційні значення відповідно активної, проміжної та реактивної мас при їх лінійних переміщеннях.

Із виразу (2) визначаємо значення жорсткості  $c_1$  пружної системи 4:

$$c_1 = m_a \left( \frac{\omega}{z} \right)^2 \left( \frac{m_p \eta + m_n (\eta - 1)}{(\eta - 1)(m_a + m_n) + m_p \eta} \right). \quad (3)$$

Аналітичні вирази (1) та (3) повністю математично узгоджуються в тому, щоб МКС за довільного підбору механічних параметрів  $m_a$ ,  $m_n$ ,  $m_p$  та  $\eta$  перебувала в заданому резонансному налагодженні  $z$ . Відлік ведемо відносно другої власної частоти коливань  $\omega_{e2}$  тримасової МКС. Дорезонансне розташування частоти вимушених коливань  $\omega$  відносно другої власної частоти коливань  $\omega_{e2}$  автоматично закладене в системі.

Сумарні жорсткості  $c_1$  та  $c_2$  пружних систем, що визначені з (1) та (3), можна переписати у вигляді:

$$c_1 = m_a \left( \frac{\omega}{z_1} \right)^2; \quad (4)$$

$$c_2 = m_p \left( \frac{\omega}{z_2} \right)^2, \quad (5)$$

де  $z_1, z_2$  – парціальні налагодження в тримасовій міжрезонансній системі відповідно

першої та другої одномасових МКС, утворених масою  $m_a$  з пружною системою жорсткістю  $c_1$  і масою  $m_p$  з пружною системою жорсткістю  $c_2$ :

$$z_1 = \frac{z}{\sqrt{\frac{m_p \eta + m_n (\eta - 1)}{(\eta - 1)(m_a + m_n) + m_p \eta}}}; \quad (6)$$

$$z_2 = \frac{z}{\sqrt{\eta}}. \quad (7)$$

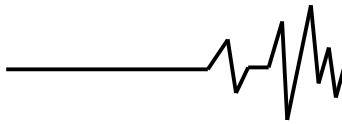
За запропонованого підбору параметрів тримасової МКС можна, як і в традиційних конструкціях з динамічним гасником, проводити розрахунок системи, як такої, що складається з двох “одномасових”, використовуючи при цьому виведені аналітичні вирази (7) та (8) для резонансних налагоджень  $z_1$  та  $z_2$ . Значення  $(\omega/z_1)$  та  $(\omega/z_2)$  у залежностях (4)-(7) відповідно являються парціальними частотами коливань мас  $m_a$  та  $m_p$ . Здавалось би, в цьому проявляється повна аналогія з традиційними конструкціями. Однак відмінність полягає в тому, що МКС не працює на цих парціальних частотах, а входить в резонанс на частотах, утворених взаємодією усіх параметрів МКС.

При аналізі запропонованих МКС скористаємось динамічним коефіцієнтом  $\lambda$ :

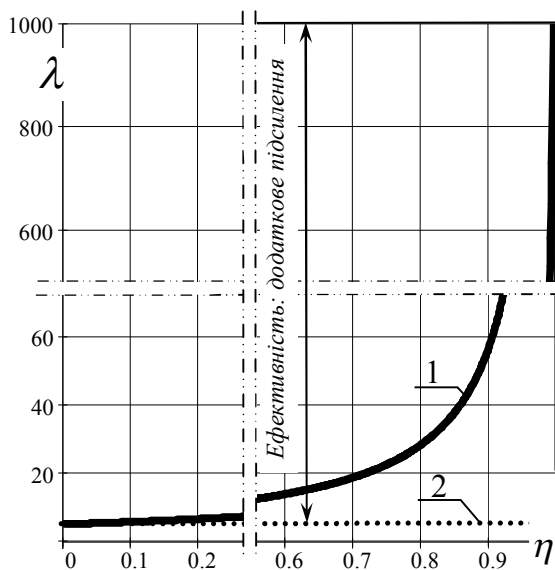
$$\lambda = \frac{X_1 \cdot m_a \cdot \omega^2}{P}, \quad (8)$$

для активної маси 1 (див. рис. 1), де  $X_1$  – амплітудне значення вимушених коливань активної маси за лінійною узагальненою координатою;  $P$  – амплітудне значення збурювального зусилля електромагнітних вібраторів. Хоч до активної маси не прикладається сила електромагнітного збурення, однак вважатимемо, що в даному випадку зусилля  $P$  – еквівалент сили кінематичного збурення,  $P = B m_a \omega^2$ , де  $B$  – амплітуда кінематичного збурення.

У запропонованих конструкціях з подальшим приближенням  $\eta \rightarrow 1$  коефіцієнт динамічності  $\lambda$  зростає за нелінійною залежністю, за умови, що в системі теоретично відсутня дисипація [3-5]. Ця залежність наглядно зображена на рис. 2. Власне різниця в значеннях динамічного коефіцієнта  $\lambda$  є цією мірою ефективності, що яскраво вказує на суттєві переваги запропонованих МКС



вібраційних машин. Як бачимо, коефіцієнт динамічності  $\lambda$  теоретично може перевищувати в десятки разів встановлені межі. Однак на таких граничних умовах МКС стає дуже чутливою до значень параметрів системи. Так, значення жорсткості  $c_2$  при  $\eta \rightarrow 1$  може до двох порядків у меншу сторону відрізнятись від величини жорсткості  $c_1$  і, здавалось би, як і випадку з “нульовою жорсткістю”, цю величину не обов’язково чітко витримувати. Проте, як і жорсткість  $c_2$ , так і інерційне значення реактивної маси  $m_p$  мусять бути строго дотриманим. Крім того, чим ближче  $\eta \rightarrow 1$ , тим стійкість руху реактивної маси падає. В цьому і полягає основна складність таких високоефективних систем. Тому, при проектуванні запропонованих вібраційних машин потрібно шукати ту “золоту середину”, яка дала б високе підсилення коливань, суттєво не впливаючи на стійкість руху.



**Рис. 2. Візуальна картина ефективності запропонованих конструкцій, де: 1 та 2 – відповідно залежності  $\lambda$  від  $\eta$  для запропонованих та традиційних МКС**

Цікавим фактом є те, що якщо за початок відліку вибрати значення реактивної маси  $m_p$  визначене для МКС з “нульовою жорсткістю”, то ефективність  $d\lambda$  (додаткове підвищення амплітуд коливань мас за тих же енергозатрат) зростає практично пропорційно зменшенню реактивної маси  $m_p$ , тобто:

$$d\lambda \approx \frac{1}{dm_p}, \tag{9}$$

де

$$m_p = \frac{I}{2 \cdot \eta (1 - z^2)} \times \left[ (1 - z^2)(m_n - 2\eta m_n - \eta m_a) - z^2 m_a \pm \sqrt{L} \right]; \tag{10}$$

$$L = z^4 \left[ 2m_a m_n (1 - \eta) + m_a^2 (1 - \eta)^2 + m_n^2 \right] + 2z^2 \left[ m_a^2 (\eta - \eta^2) - m_n^2 - m_a m_n \right] + (\eta m_a + m_n)^2;$$

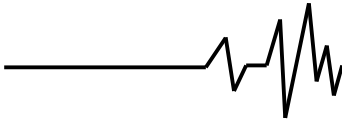
У цьому можна переконатися порівнявши значення реактивної маси  $m_p$ , визначені для різних значень  $\eta$ , із величинами амплітуд коливань, для прикладу, тої ж активної маси. Користуючись наступними значеннями параметрів МКС:  $m_a = 5$  кг;  $m_n = 20$  кг;  $\omega = 314$  рад/с;  $z = 0.98$ , отримаємо результати наведені в табл. 3.1:

**Табл. 3.1.**

$\eta$	$X_1, \text{ м}$	$m_p, \text{ кг}$	$\frac{X_{I(i)}}{X_{I(i-1)}}$	$\frac{m_{p(i-1)}}{m_{p(i)}}$	$\frac{\lambda_i}{\lambda_{(\eta=0)}}$
0	0.005	4.93	–	–	1
0.2	0.0065	3.6	1.3	1.37	1.3
0.4	0.0089	2.495	1.37	1.44	1.78
0.6	0.014	1.548	1.57	1.61	2.8
0.8	0.028	0.725	2	2.13	5.6
0.98	0.307	0.068	10.96	10.66	61.4

Введемо позначення  $D$  – коефіцієнт співвідношення динамічного підвищення коливань в запропонованих МКС відносно традиційних. Іншими словами цей коефіцієнт назвемо *додатковим підвищенням коливань* і визначатимемо його у порівнянні з системами реалізованими на ефекті “нульової жорсткості”, що мають ту ж ефективність, що і традиційні МКС, а саме:

$$D = \frac{\lambda_{\text{запропонованої МКС}}}{\lambda_{\text{традиційної МКС}}} = \frac{\lambda_{\text{запропонованої МКС}}}{\lambda_{\text{МКС з "нульовою жорсткістю"}}} = \frac{X_i \text{ запропонованої МКС}}{X_i \text{ МКС з "нульовою жорсткістю"}} \tag{11}$$



Виникає логічне запитання: чи можна аналітично описати частку жорсткості  $\eta$  від додаткового підсилення коливань  $D$ ? Іншими словами, чи можна задавшись певним значенням додаткового підсилення коливань, отримати необхідні параметри МКС? Для цього користуватимемось наступними виразами для амплітуди коливань активної маси  $X_1$ :

– для високоефективних запропонованих систем:

$$X_1 = P \left\{ \begin{aligned} & z^2 [m_n(1-\eta) - \eta m_p] \times \\ & \times [z^4 [\eta m_n m_p - (1-\eta)(m_n^2 + m_a m_n)] + \\ & + z^2 \left[ \begin{aligned} & -\eta^2 m_p (m_a + 2m_n + m_p) + \\ & + (1-\eta^2)(m_n^2 + m_a m_n) \end{aligned} \right] + \\ & + \eta^2 m_p (m_a + m_p) - m_n m_p \eta (1-2\eta) - \\ & - m_a m_n \eta (1-\eta) - m_n^2 \eta (1-\eta) \end{aligned} \right\}^{-1}; \quad (12)$$

– для запропонованих систем, створених на основі ефекту “нульової жорсткості”:

$$X_1 = \frac{P}{\omega^2 (1-z^2)(m_a + m_n)}. \quad (13)$$

Співвідношення аналітичних виразів (12) та (13) – підсилення коливань  $D$  (рис. 3), з урахуванням (10), матиме вигляд:

$$D = \frac{1}{2 \cdot m_a (1-\eta)} \left[ (1-z^2)(m_n - \eta m_a + m_a) + m_a + \sqrt{L} \right]. \quad (14)$$

Зауважимо, що вираз (14) має доволі схожий характер з формулою (10). Така схожість перегукується з аналітичним виразом (9). В обох виразах підкореневі члени однакові.

Якщо зі співвідношення (12) та (13), з урахуванням (10), визначити частку жорсткості  $\eta$ , отримаємо доволі простий аналітичний вираз:

$$\eta = \frac{(D-1)(z^2 m_a + z^2 m_n - m_n) + m_a (1-2D+D^2)}{m_a D (z^2 + D-1)}. \quad (15)$$

причому:

$$\lim_{D \rightarrow 1} \eta(D) = 0; \quad \lim_{D \rightarrow \infty} \eta(D) = 1. \quad (16)$$

Користуючись виразом (15) можна підбирати МКС вібраційної машини певної

ефективності, задаючись відразу необхідним значенням додаткового підсилення коливань  $D$ . Підставляючи довільне значення  $D > 1$  за відомих параметрів МКС, що містяться в (15), визначаємо відповідне значення  $\eta \in [0...1]$  (рис. 4) (зауважимо  $\eta \neq 1$ ). Користуючись отриманим параметром  $\eta$  та аналітичними виразами (1)-(7), підбираємо решту параметрів МКС.

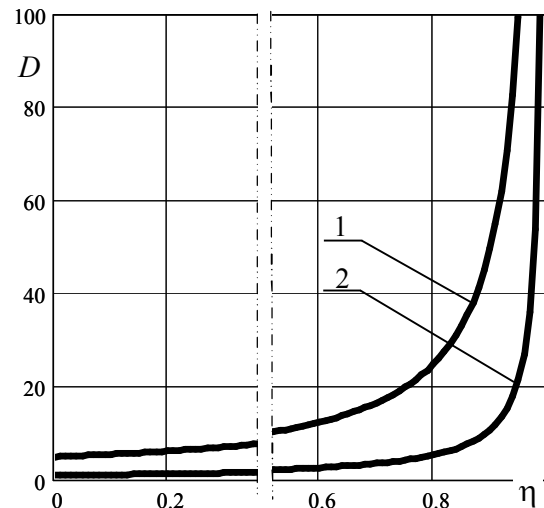


Рис. 3. Залежність додаткового підсилення коливань  $D$  від частки жорсткості  $\eta$ :

1 –  $z = 0.1$ ; 2 –  $z = 0.99$

(початкові параметри для побудови графіка вказані вище)

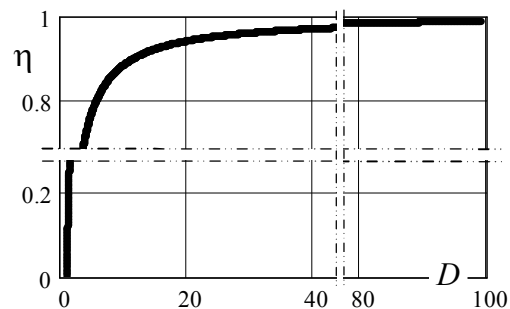
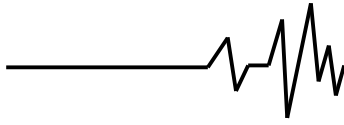


Рис. 4. Залежність частки жорсткості  $\eta$  від додаткового підсилення коливань  $D$

Аналітичні вирази (14) та (15) визначались з урахуванням, що реактивна маса  $m_p$  невідома за наперед встановлених активної  $m_a$  та проміжної  $m_n$  мас. Розглянемо випадок, коли з виразів (14) та (15) буде виключена активна маса  $m_a$ , значення якої визначається як:



$$m_a = \frac{(1-z^2)(m_n m_p (1-2\eta) + m_n^2 (1-\eta) - m_p^2 \eta)}{(1-z^2)(m_p \eta - m_n (1-\eta)) + z^2 m_p} \quad (17)$$

Для цього в співвідношення аналітичних виразів (12) та (13) підставимо вираз (17). В такому випадку:

$$D = \frac{\eta(1-z^2)(m_n + m_p) - m_n}{\eta(m_n + m_p) - m_n} \quad (18)$$

причому:

$$\lim_{\eta \rightarrow 0} D(\eta) = 1; \quad \lim_{\eta \rightarrow 1} D(\eta) = \frac{z^2 m_p + z^2 m_n - m_p}{m_p} \quad (19)$$

За умови, що  $\eta \rightarrow 1$ , значення реактивної маси  $m_p$  у виразі (10) прямує до нуля, а отже останній вираз з (19) прямує до  $\infty$ .

$$\eta = \frac{m_n (D-1)}{(m_n + m_p)(z^2 + D - 1)} \quad (20)$$

Аналогічно (16):

$$\lim_{D \rightarrow 1} \eta(D) = 0; \quad \lim_{D \rightarrow \infty} \eta(D) = \frac{m_n}{m_n + m_p} \quad (21)$$

Зауважимо, що коли  $D \rightarrow \infty$  величина  $\eta \rightarrow 1$  (рис. 4). За умови, що  $\eta \rightarrow 1$ , значення реактивної маси  $m_p$  прямує до нуля. В такому випадку останній вираз з (21) прямуватиме до  $\frac{m_n}{m_n} = 1$ .

Якщо у якості невідомої маси виступатиме проміжна  $m_n$ , значення якої визначається як:

$$m_n = \frac{I}{2 \cdot (I-\eta) \cdot (I-z^2)} \left[ - (I-z^2) \left( \begin{matrix} m_a(I-\eta) + \\ + m_p(I-2\eta) \end{matrix} \right) + \sqrt{K} \right] \quad (22)$$

де

$$K = z^4 \left( -2m_a m_p (I-\eta) + m_a^2 (I-\eta)^2 + m_p^2 \right) - 2z^2 \left( m_a^2 (I-\eta)^2 + m_p^2 \right) + 2m_a m_p (I-\eta) + m_a^2 (I-\eta)^2 + m_p^2$$

тоді:

$$D = \frac{m_a \left[ \eta(I-z^2) - z^2 - I \right] + m_p \left[ (z^2 - I) + \sqrt{K} \right]}{m_a \left[ \eta(I+z^2) - z^2 - I \right] + m_p \left[ (z^2 - I) + \sqrt{K} \right]} \quad (23)$$

Причому:

$$\lim_{\eta \rightarrow 0} D(\eta) = 1; \quad (24)$$

$$\lim_{\eta \rightarrow 1} D(\eta) = \frac{z^2 m_p - 2z^2 m_a + \sqrt{(z^2 - 1)^2 m_p^2 - m_p}}{z^2 m_p + \sqrt{(z^2 - 1)^2 m_p^2 - m_p}}$$

За умови, що  $\eta \rightarrow 1$ , значення реактивної маси  $m_p$  прямує до нуля, а останній вираз з (24) до  $\infty$ . Аналогічно виразу (14), формула (23) перегукується з аналітичним виразом (22). В обох виразах підкореневі члени однакові. Вираз для  $\eta$  з виключеною проміжною  $m_n$  масою складний для аналітичного запису. Правда, якщо знехтувати підкореневими членами, що мають не значний вплив, у виразі (23), то значення для  $\eta$ , визначене з цієї ж формули матиме вигляд:

$$\eta \approx \frac{(D-1) \left[ z^2 (I - m_p) + m_p + I \right]}{z^2 (D+1) + D - 1} \quad (25)$$

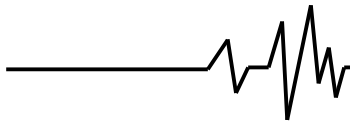
Як бачимо, даний вираз (25) залежить лише від значення реактивної маси. Аналогічно (16):

$$\lim_{D \rightarrow 1} \eta(D) = 0; \quad \lim_{D \rightarrow \infty} \eta(D) = \frac{z^2 + I + m_p (I - z^2)}{z^2 + I} \quad (26)$$

Знову ж таки зауважимо, коли  $D \rightarrow \infty$  величина  $\eta \rightarrow 1$ . За умови, що  $\eta \rightarrow 1$ , значення реактивної маси  $m_p$  прямує до нуля. В такому випадку останній вираз з (26) прямуватиме до  $\frac{z^2 + I}{z^2 + I} = 1$ .

Отже, МКС продемонструвала свій "прихований" потенціал у повній мірі, який можна використовувати для створення високоефективних вібраційних машин будь-якого класу та призначення. Досягненням таких високих показників необхідно завдячувати саме резонансним властивостям МКС. Власне механіка, в яку закладено принципово новий підбір параметрів, що позбавив жорсткого розрахунку за одномасовими схемами, забезпечує якісно нову картину руху мас із високими динамічними показниками.

Теоретично, межа ефективності (додаткове підсилення  $D$  амплітуд) дуже висока. Так, підставивши у вирази (14), (18) та (23) значення  $D=100$ ,  $D=500$ ,  $D=1000$ , тощо, ми зможемо підібрати необхідні параметри МКС, які забезпечуватимуть закладену ефективність. Однак, на практиці існує безліч факторів які унеможливають створення таких систем, а саме: наявна



дисипація (рис. 5), точність виготовлення, позиціонування пружних систем, точність підбору параметрів (рис. 6) та ін. Тому значення  $D$  в реальних конструкціях автор прогнозує в межах  $1 < D < 10$ , а параметр  $\eta$  в такому випадку лежатиме приблизно в межах  $0 < \eta < 0.9$ . Безумовно, не виключено, що цей показник на практиці можна досягнути і вищим.

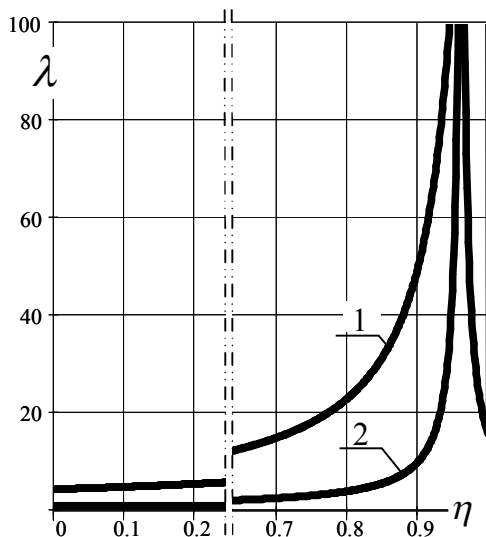


Рис. 5. Значення коефіцієнта  $\lambda$  у випадку коли: 1 –  $\mu_n = 1000 \text{ кг/с}$  та 2 –  $\mu_n = 10000 \text{ кг/с}$

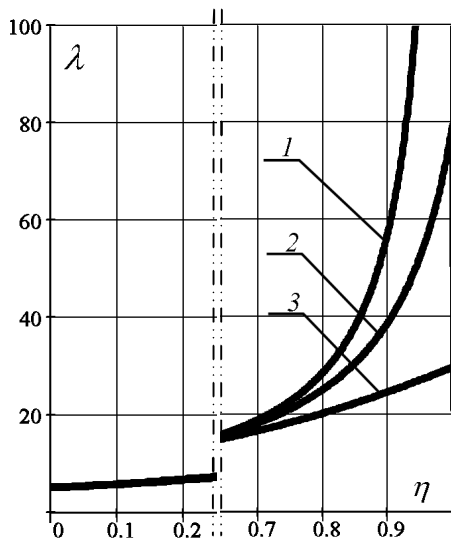


Рис. 6. Візуальна картина ефективності запропонованих МКС в залежності від значення  $t_p$ , яке відповідно в 1.5, 2 та 3 рази більше розрахункового

**Висновок.** Проаналізовані динамічні можливості наведених міжрезонансних МКС

вказали на величезний їх потенціал з технічної точки зору. Завдяки запропонованому підбору параметрів можна здійснювати раціональний синтез МКС, якісним виходом якого є не тільки синфазна картина руху мас, як передумова для високого потенціалу в системі. Нові МКС за закладеними можливостями принципово відрізняються від традиційних.

Конструкції вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас можна використовувати як силові, що пов'язано з низькими питомими енергозатратами (потужність приводу на одиницю маси обладнання) у забезпеченні необхідної амплітуди коливань робочого органа. Такі машини, за своїми характеристиками можуть створювати конкуренцію на виробництві найбільш поширеним дебалансним вібраційним машинам у їх традиційних областях використання. Обумовлюється це низькими питомими затратами електроенергії на одиницю амплітуди коливань, які наближаються до дебалансних, та відсутністю рухомих з'єднань, що робить дані машини високонадійними.

**Література**

1. *Повидайло В.А.* Принципы создания вибрационных устройств и машин для автоматизированных производств // Всеукраїнський науково-технічний журнал "Вібрації в техніці та технологіях". – 1994. – №1- С. 18-27.
2. *Рабинович А. Н., Яхимович В. А., Боечко Б. Ю.* Автоматические загрузочные устройства вибрационного типа. Киев: Техника, 1965.
3. *Ланець О. С.* Теорія синфазних коливань у вібраційних машинах з електромагнітним приводом // Ж.: Вібрації в техніці та технологіях. – 2005. – № 2(40). – С. 46-59.
4. *Ланець О. С.* Розрахунок тримасових механічних коливальних систем вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвід. наук.-техн. зб. – Львів: НУ "Львівська політехніка", 2005. – Вип. 39. – С.76-82.
5. *Ланець О. С.* Обґрунтування високої ефективності тримасових вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас // Ж.: Вібрації в техніці та технологіях. – 2006. – № 2 (44) – С. 34 - 40.