

УДК 621.01

В.М. ГУРСЬКИЙ, Ю.П. ШОЛОВІЙ, В.П. БІЛОДІД*, Т.В. ДМИТРІЄНКО*

* Львівський інститут сухопутних військ, кафедра автомобільної техніки,
Національний університет "Львівська політехніка"

ОБҐРУНТУВАННЯ ЖОРСТКОСТЕЙ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ВІБРАЦІЙНОГО СИНФАЗНОГО СЕПАРАТОРА

Ї Гурський В.М., Шоловій Ю.П., Білодід В.П., Дмитрієнко Т.В., 2008

Обґрунтовано значення жорсткостей пружних елементів вібраційного синфазного сепаратора на основі аналізу його частотних характеристик. Здійснено підбір та розрахунок на міцність віброізоляційних пружин і гумових пружних елементів. Наведено аналітичні вирази для розрахунку згинальної жорсткості резонансного пружного стрижня і власної частоти коливань вібраційного сепаратора.

This article describes calculation a value of inflexibilities of resilient elements of vibration separator on the basis of analysis of it frequency descriptions. A selection and calculation on durability of vibroelastic springs and resilient elements of rubbers is carried out. Analytical expressions are resulted for the calculation of bend inflexibility of resonance resilient bar and own frequency of vibrations of vibration separator.

Вступ. Вібраційні машини з електромагнітним приводом мають широке технологічне використання і дозволяють удосконалювати різноманітні виробництва. З погляду енергозбереження, низьких шумових характеристик під час роботи, простоти схем живлення і регулювання передовими вважаються вібраційні машини з електромагнітним приводом, які працюють у резонансних режимах.

Постановка проблеми. Незамінними на операціях об'ємної обробки деталей, просіювання та сепарування, промивання та просушування тощо є вібраційні машини із складним рухом робочого органа [1]. Широке їх розповсюдження у промисловості обумовлене високими показниками продуктивності, технологічної ефективності, компактним виконанням конструкцій із реалізацією циркуляційного руху звантаженого середовища навколо вертикальної осі робочого органа. Сьогодні поширення набули конструкції такого типу машин на основі інерційного приводу [1]. Це, переважно, одномасові електромеханічні коливальні системи. Можливість створення вібраційних машин із складним рухом робочого органа на базі електромагнітного приводу повинна бути достатньо обґрунтована структурою машини, її інерційними параметрами та жорсткостями пружних елементів. У сукупності це призводить до розгляду електромеханічної коливальної системи із багатьма ступенями вільності. За відомими інерційними значеннями коливальних мас потрібно підібрати значення жорсткостей пружних елементів такими, щоб вібраційна машина працювала у режимі, близькому до резонансного. Серед таких пружних елементів у конструкціях вібраційних машин з електромагнітним приводом вирізняють основні (резонансні) і неосновні (віброізоляційні).

Аналіз останніх досліджень. До основних пружних елементів вібраційних машин з електромагнітним приводом належать металеві плоскі та виті пружини, а також стрижні, що працюють на згин і кручення [2]. Широкого поширення набули також неметалеві пружні елементи, особливо гумові [4–8].

Конструктивні особливості вібраційного синфазного сепаратора. Вібраційний синфазний сепаратор (рис. 1) розрахований за тримасовою механічною коливальною системою (МКС). Робоча коливальна маса I містить робочий орган, виконаний у вигляді шестигранника, утвореного набором

із п'яти робочих сегментів 9 та одного завантажувально-розвантажувального сегменту. До робочих сегментів кріпляться сита потрібного розміру вікна. Для відокремлення потоку продукту просіювання (промивання), що завантажується і розвантажується через відповідні патрубки 11 і 12, передбачена перегородка 10. Всередині робочої коливальної маси 1 рівномірно по колу розміщується шість осердь з котушками 7 колового електромагнітного віброзбудника. Для створення обертового змушувального зусилля реактивна коливальна маса 3 містить шість рівномірно розташованих по колу якорів 8. Використання як пружної системи, що з'єднує робочу 1 та реактивну 3 коливальні маси, пружних кілець 5 із м'якої гуми (рис. 2, а), дозволило значно спростити конструкцію цього вібросепаратора. Резонатор 2 утворений пружним стрижнем 4 (рис. 2, б) та масою на його кінці. Вся конструкція встановлюється на основу через віброізолятори із витих пружин 6, що розташовані по колу під робочою масою 1.

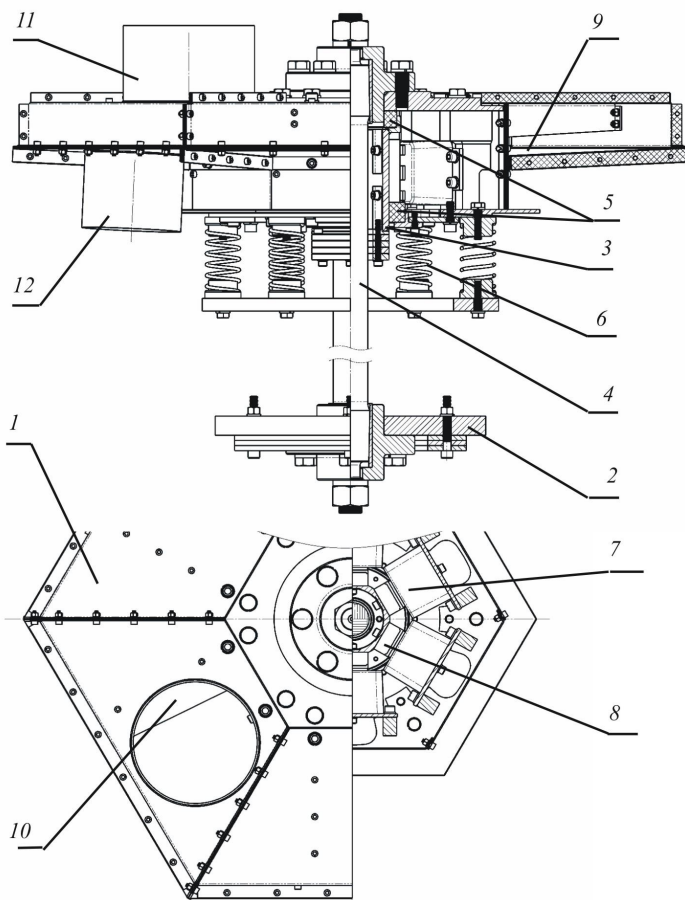


Рис. 1. Конструкція вібраційного синфазного сепаратора:
 1 – робочий орган; 2 – резонатор;
 3 – реактивна маса; 4 – пружний стрижень; 5 – гумові пружні кільця; 6 – віброізолятори; 7, 8 – осердя з котушками та якори колового електромагнітного віброзбудника;
 9 – робочий сегмент із ситом;
 10 – перегородка; 11, 12 – завантажувальний та розвантажувальний патрубки

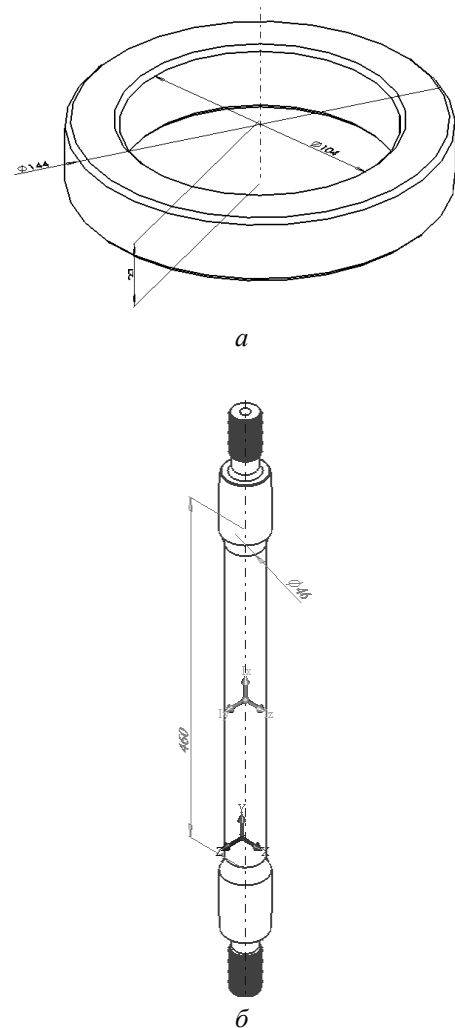


Рис. 2. Гумове пружне кільце (а) та пружний стрижень (б) вібраційного синфазного сепаратора

Подачею змінної трифазної напруги на обмотки електромагнітних віброзбудників за відповідною схемою створюється зусилля, вектор якого перпендикулярний до осі вібромашини. Завдяки почерговому вмиканню електромагнітних віброзбудників, вектор зусилля рухається по колу з частотою подачі напруги живлення за аналогією з дебалансними віброзбудниками. Центр мас робочого органа I вібраційного сепаратора рухається у горизонтальній площині навколо осі по колу під дією обертової змушувальної сили електромагнітного віброзбудника. Оскільки центр маси робочого органа I рознесений щодо площини дії змушувальної сили, то він (як тверде тіло) під дією змушувального моменту сили здійснюватиме рух по колу у вертикальному напрямі по сферичній поверхні. Сумарний рух точок поверхні робочого органа I можна описати рівняннями поперечної та поздовжньої біжучих хвиль, які поширюються вздовж його колової осі, де поперечна хвиля утворена обертовим моментом змушувальної сили, а поздовжня – власне цією силою. Утворений циркуляційний рух завантаженого середовища робочого органа I складається із руху транспортування вздовж колової осі та руху перемішування, що є перпендикулярним до цієї осі. Рух транспортування завантаженого середовища виникає внаслідок хвильового руху точок поверхні робочого органа I . Будь-яка точка робочого органа I під час роботи вібромашини рухається по замкнутій кривій – еліпсу. Кут нахилу площини еліпса певної точки контейнера до горизонтальної площини (кут кидання e) визначається співвідношенням між вертикальною та горизонтальною складовими амплітуди коливань. Експериментально встановлено [1], що максимальна швидкість руху транспортування завантаженого середовища на середньому радіусі робочого органа I досягається за кутів кидання $e = 35^\circ - 40^\circ$ на цьому радіусі. Коливальна маса резонатора 2 збурюється від робочої маси I і рухається в протифазі до неї. Утворена двомасова МКС визначає умови роботи вібраційної машини із потрібним резонансним налагодженням.

Підбір віброізоляторів. Осьова жорсткість c_{i3} віброізоляторів b для розробленого вібраційного синфазного сепаратора вибирається за умовою $n_{i3}/n \leq 1/4$ [3], де n_{i3} – власна частота коливань вібраційної машини на віброізоляторах; $n = 50$ Гц – вимушена частота коливань вібросепаратора. Для досягнення віброізоляції приймаємо попередньо $n_{i3} = 5$ Гц. Тоді, $c_{i3} = M \cdot \omega_{i3}^2 / n$, де $M = m_{BM} + m_{зав}$ – маса завантаженої вібраційної машини; $n = b$ – кількість віброізоляторів. Приймаючи $m_{зав} = m_2 = 120$ кг, коли $m_{BM} = 200$ кг, розраховуємо осьову жорсткість одного віброізолятора $c_{i3} = 5,264 \cdot 10^4$ Н/м. Статичне навантаження на одну пружину $F_1 = Mg / n = 523$ Н, статична деформація пружини $I_{cm} = Mg / c_{i3} = 9,936$ мм. На основі вихідних даних та отриманих результатів проектуємо (табл. 1) або підбираємо стандартну пружину, виконуємо її перевірений розрахунок на статичну деформацію (рис. 3) та розрахунок на міцність. Радіус розташування віброізоляційних пружин $r_0 = 0,185$ м.

Значення еквівалентної горизонтальної c_{i3x} (у напрямку дії змушувальної сили та осі x) і кутової c_{i3j} складових осьової жорсткості c_{i3} шести віброізоляційних пружин b згідно з [1] становлять $c_{i3x} = 1,8 \cdot 10^4$ Н/м, $c_{i3j} = 612,38$ Н·м/рад. Дійсне значення власної частоти коливань вібраційної машини на віброізоляторах $n_{i3} = \frac{1}{2p} \sqrt{c_{i3} \cdot n / M} = \frac{1}{2p} \sqrt{1,76 \cdot 10^4 \cdot 6 / 320} = 2,9$ Гц свідчить про задовільну умову її віброізоляції МКС.

Таблиця 1

Розрахунок віброізолятора

Наименование параметра	Значение (свойство)	
Материал Проволока Б-2-6,5		
Класс	---	2
Разряд	---	2
Относительный инерционный зазор	---	0.100
Наружный диаметр пружины, мм	D	60.000
Диаметр проволоки, мм	d	6.500
Число рабочих витков	n	6.50
Полное число витков	n1	8.00
Сила пружины при предварительной деформации, Н	F1	523.00
Сила пружины при рабочей деформации, Н	F2	550.00
Сила пружины при максимальной деформации, Н	F3	611.11
Рабочий ход пружины, мм	H	1.53
Длина пружины, мм	L0	83.48
Длина пружины при предварительной деформации, мм	L1	53.76
Длина пружины при рабочей деформации, мм	L2	52.23
Длина пружины при максимальной деформации, мм	L3	48.75
Максимальное касательное напряжение, МПа	τ_{max}	357.26
Допускаемое касательное напряжение, МПа	$[\tau]$	615.00
Модуль сдвига материала, МПа	G	78500.00
Плотность материала, кг/м ³	ρ	8000.00
Масса пружины, кг	---	0.357
Длина развернутой пружины, мм	---	1346.000
Жесткость пружины, Н/мм	---	17.598

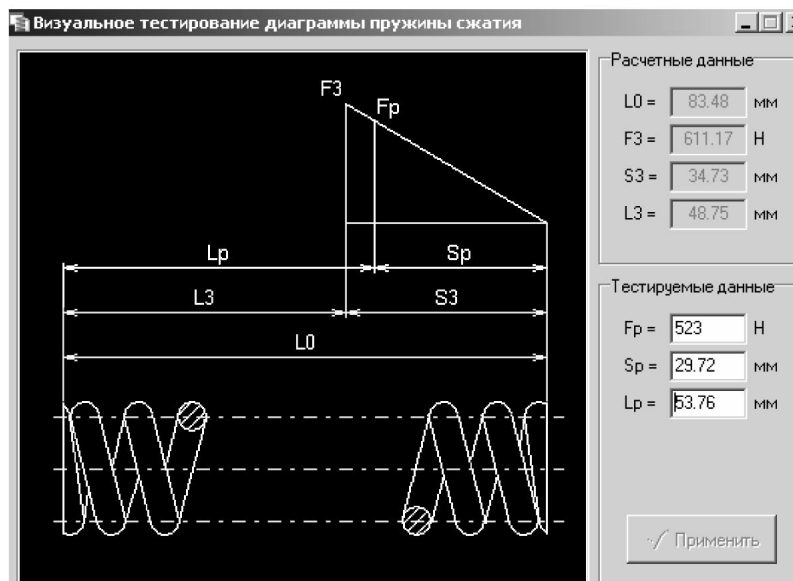


Рис. 3. Силовая характеристика стиску віброізолятора

Розрахунок резонансної МКС. Пружний стрижень вібраційного сепаратора наділений чотирма ступенями вільності – лінійні зміщення x_1 і x_2 крайніх ділянок та їх кути повороту j_1 і j_2 відносно горизонтальної осі. На рис. 4 показана схема резонансної МКС, де за відомих інерційних параметрів коливальних мас, згинальна жорсткість EJ вертикального пружного стрижня визначатиме умови резонансної роботи системи як функція інерційних параметрів цих мас, геометричних розмірів самого стрижня та величини резонансного налагодження системи z : $EJ = f(m_1, J_1, m_2, J_2, L, d, n, z)$. Для розрахунку стрижня, що працює на згин, потрібно розглянути математичну модель руху двомасової МКС за відносними узагальненими координатами: x_1, j_1, x_2, j_2 , де x_1 і x_2 – миттєві переміщення вздовж осі x центрів мас O_1 і O_2 коливальних тіл внаслідок силового збурення $F_2(t) = F_2 \sin \omega t$; j_1 і j_2 – миттєві кути повороту мас навколо власних центрів мас O_1 і O_2 під дією моменту $M_2(t) = M_2 \sin \omega t$.

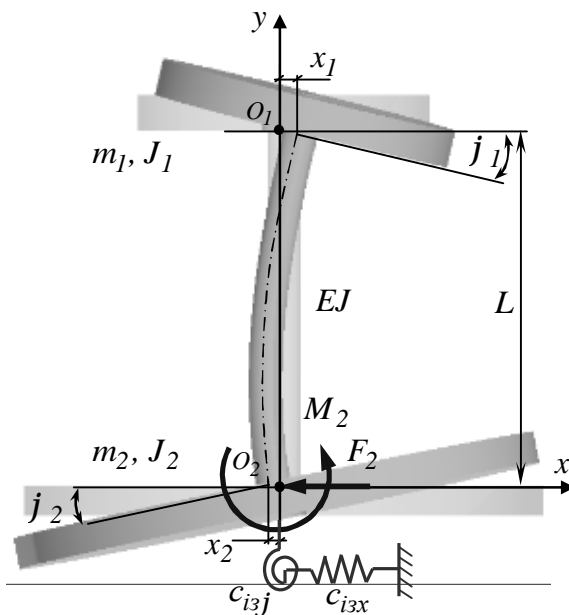


Рис. 4. Схема закріпленої резонансної двомасової МКС з чотирма ступенями вільності

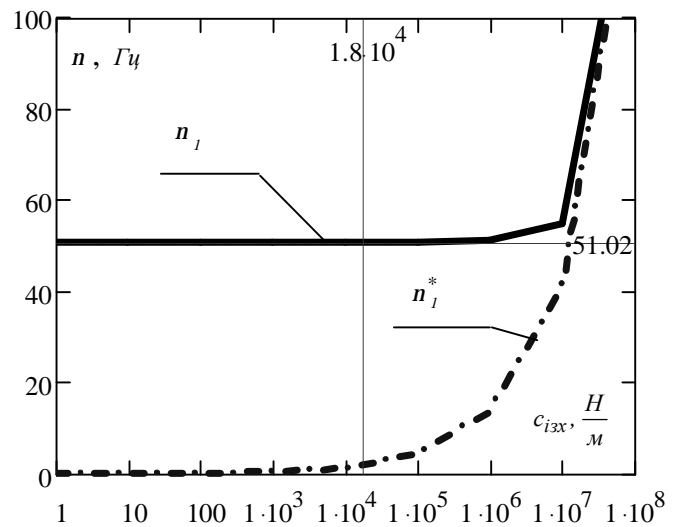


Рис. 5. Вплив лінійної жорсткості закріплення c_{izx} на першу (нульову) n_1^* та основну (робочу) n_1 частоти власних коливань резонансної МКС

Система диференціальних рівнянь руху резонансної МКС з чотирма ступенями вільності без урахування сил загасання та із урахуванням жорсткості закріплення робочої маси має вигляд [9]:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_{11} \cdot x_1 + c_{12} \cdot j_1 + c_{13} \cdot x_2 + c_{14} \cdot j_2 &= 0, \\ J_1 \ddot{j}_1 + c_{21} \cdot x_1 + c_{22} \cdot j_1 + c_{23} \cdot x_2 + c_{24} \cdot j_2 &= 0, \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_{31} \cdot x_1 + c_{32} \cdot j_1 + c_{33} \cdot x_2 + c_{34} \cdot j_2 + (c_{izx} + c_{2x}) \cdot x_2 &= F_2 \sin \omega t, \\ J_2 \ddot{j}_2 + c_{41} \cdot x_1 + c_{42} \cdot j_1 + c_{43} \cdot x_2 + c_{44} \cdot j_2 + (c_{izj} + c_{2j}) \cdot j_2 &= M_2 \sin \omega t, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де $c_{ij} = EJ \begin{bmatrix} 12/L^3 & -6/L^2 & -12/L^3 & -6/L^2 \\ -6/L^2 & 4/L & 6/L^2 & 2/L \\ -12/L^3 & 6/L^2 & 12/L^3 & 6/L^2 \\ -6/L^2 & 2/L & 6/L^2 & 4/L \end{bmatrix}$ – коефіцієнти жорсткості стрижня; c_{2x}, c_{2j} –

лінійна та кутова жорсткості гумового пружного кільця.

Визначник системи диференціальних рівнянь (1), який слугує для дослідження частотного рівняння має вигляд:

$$D = \begin{bmatrix} -m_1 \cdot \omega^2 + c_{11} & c_{12} & c_{13} & c_{14} \\ c_{21} & -J_1 \cdot \omega^2 + c_{22} & c_{23} & c_{24} \\ c_{31} & c_{32} & -m_2 \cdot \omega^2 + c_{33} + c_{i3x} & c_{34} \\ c_{41} & c_{42} & c_{43} & -J_2 \cdot \omega^2 + c_{44} + c_{i3j} \end{bmatrix}. \quad (2)$$

Прирівнявши визначник (2) системи рівнянь до нуля, отримаємо частотне рівняння, з якого можна визначити значення першої власної колової частоти згинальних коливань ω_1 системи з чотирма ступенями вільності (без урахування еквівалентних жорсткостей віброізоляторів c_{i3x} та c_{i3j}):

$$\omega_1 = \sqrt{2EJ(m_1 m_2 L^2 (J_1 + J_2) + 3J_1 J_2 (m_1 + m_2) - \sqrt{A}) / L^3 m_1 m_2 J_1 J_2}, \quad (3)$$

де $A = m_1^2 m_2^2 L^4 (J_1^2 - J_2 J_1 + J_2^2) + 3m_1 m_2 J_1 J_2 L^2 (m_1 + m_2)(J_1 + J_2) + 9J_1^2 J_2^2 (m_1 + m_2)^2$.

Значення згинальної жорсткості стрижня EJ , за відомої його довжини L , що забезпечує потрібну власну частоту коливань $\omega_1 = \omega / z$ двомасової резонансної системи, з урахуванням інерційних параметрів для лінійних та кутових переміщень мас визначається за виразом:

$$EJ = \frac{L(m_1 m_2 L^2 (J_1 + J_2) + 3J_1 J_2 (m_1 + m_2) + A^{1/2})}{6(m_1 m_2 L^2 + (m_1 + m_2)(J_1 + J_2))} \cdot \left(\frac{\omega}{z}\right)^2. \quad (4)$$

За виразом (4) здійснюється підбір діаметра стрижня d на забезпечення першої власної частоти коливань системи ω_1 за її резонансним налагодженням $z = \omega / \omega_1$.

На рис. 5 показана залежність власних частот коливань резонансної МКС від жорсткості закріплення c_{i3x} , порахованих на основі визначника (2) для таких параметрів системи: $m_2 = 116,67$ кг, $J_2 = 3,59$ кг·м², $m_1 = 41,92$ кг, $J_1 = 0,4$ кг·м² та прийнята довжина стрижня $L = 0,46$ м. Для забезпечення потрібного резонансного налагодження системи $z = 0,98$ згинальна жорсткість та діаметр стрижня, виготовленого із сталі 60С2ХФА, визначені із виразу (4): $EJ = 4,183 \cdot 10^4$ Н·м² та $d = 45,96 \cdot 10^{-3}$ м. Встановлено, що жорсткість закріплення системи до досягнення величини $c_{i3x} = 1 \cdot 10^6$ Н/м не впливає на значення власних частот коливань, а на ділянці жорсткості $1 \cdot 10^6$ Н/м $< c_{i3x} \leq 1 \cdot 10^7$ Н/м спостерігається незначний її вплив. При $c_{i3x} > 1 \cdot 10^7$ Н/м виникає потреба урахування жорсткості закріплення для забезпечення потрібної власної частоти коливань.

Обґрунтування малої жорсткості гумового пружного кільця вібраційного синфазного сепаратора. Доволі часто у конструкціях вібраційних машин зустрічаються гумові та гумометалеві пружні елементи. Використання гуми як пружних елементів вібромашин обумовлюють такі чинники [4–8]:

- можливість працювати із відносними деформаціями стиску до 50%;
- висока довговічність, надійність та низький рівень шуму під час роботи;
- легкість створення пружних елементів довільної форми та різноманітних типорозмірів.

Істотним недоліком в роботі гумових пружних елементів є збільшення їх жорсткості з часом роботи. Пружні властивості гумових елементів істотно залежать від їх форми та можливості вільної формозміни. Тому довговічність гумових пружних елементів визначається формою самої гумової деталі, яку необхідно вибрати залежно від виду деформації.

Одним із основних параметрів, що лежить в основі статичних та динамічних розрахунків гумових деталей, є модуль пружності. У розрахунках користуються динамічними модулями пружності E_D та G_D , які залежать від амплітуди та частоти коливань і визначаються за допомогою реологічних параметрів [8]. Коефіцієнт Пуассона m для малих деформацій приймають таким, що дорівнює 0,5, а модуль Юнга E та модуль зсуву G зв'язані співвідношенням $E = 2(1 + m)G$. Формули розрахунку жорсткісних параметрів достатньо детально викладені в роботах [4–8].

Знаючи характер руху коливальних мас вібраційної синфазної машини, зазначаємо, що гумові пружні кільця зазнають деформації стиску (рис. 6) та зсуву (рис. 7). Оскільки рухи коливальних мас здійснюються за двома узагальненими координатами x – лінійне переміщення та j – кут повороту, то повинні бути визначені значення лінійної c_{2x} та кутової c_{2j} жорсткостей гумових пружних кілець.

Для визначення відповідних жорсткостей гумових пружних кілець потрібно розглянути схеми їх деформації та скористатися уже відомими виразами для наближеного визначення деформацій або жорсткостей.

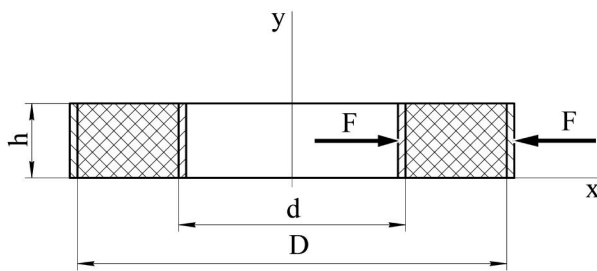


Рис. 6. Схема одностороннього стиску гумового пружного кільця

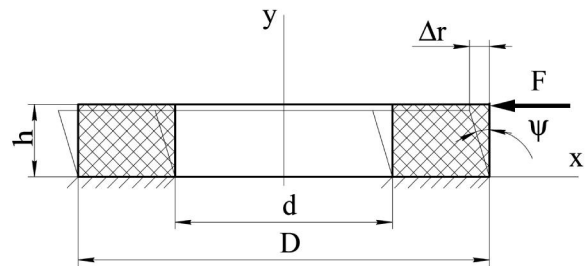


Рис. 7. Схема деформації зсуву гумового пружного кільця

Для розрахунку гумометалевих шарнірів на радіальне навантаження передбачена формула [8]:

$$c_{2x} = 3pG_D h / 2 \left((D - d) / (D + d) \right)^2, \quad (5)$$

Для визначення радіальної жорсткості гумометалевих шарнірів [2] користуються такою формулою, яка згідно з цим випадком визначає лінійну жорсткість c_{2x} гумового пружного кільця:

$$c_{2x} = (1,66 E_d k_\phi h + 2,53 G_d) h / \ln(D / d), \quad (6)$$

де E_d – модуль пружності гуми; k_ϕ – коефіцієнт форми, який визначається за формулою $k_\phi = 1 + 4,67dh / (d + h)(D - d)$; h – коефіцієнт нелінійності, який для малих деформацій $h = 1$.

$$c_{2x} = 1,94 \left((1 + a^2) / (1 - a)^2 \right) \left(3 + k_1 - (1 + k_1)^2 / (4 + k_1 + 0,821r^2) \right) G_d h, \quad (7)$$

де $r = 2h / (D - d)$; $a = d / D$; $k_1 = 1,57 \left[3 + p(1 + a^2) / (1 - a)^2 \right]$. Формула (7) справедлива для $a > 0,5$.

Запропонована формула для коефіцієнта Пуассона $m = 0,5$ для визначення жорсткості c_r при зсуві циліндричного амортизатора, коли торці залишаються паралельними і $D_r / h < 0,5$ [5, 8]:

$$c_r = F / \Delta_r = GA / h, \quad (8)$$

де $A = p(D^2 - d^2) / 4$ – площа поперечного перерізу гумового елемента.

Якщо використовується кутова жорсткість гумового пружного кільця c_{2j} , то згідно з рис. 7 можна записати

$$c_{2j} = Fh / \gamma, \tag{9}$$

де γ – кут зсуву гумового пружного кільця в площині дії сили F . Вираз для визначення кута зсуву з достатньою для інженерних розрахунків точністю можна визначити, у вигляді

$$\gamma = \text{arctg}(D_r / h), \tag{10}$$

Вибравши з формули (8) значення D_r та підставивши його у вираз (9), отримаємо кінцевий вираз розрахунку кутової жорсткості c_{2j} пустотілого циліндричного гумового кільця в умовах зсуву:

$$c_{2j} = Fh / \text{arctg}(F / G_d A), \tag{11}$$

На рис 8, 9 показано залежності лінійної c_{2x} та кутової c_{2j} жорсткостей гумового кільця від динамічного модуля матеріалу гуми G_d .

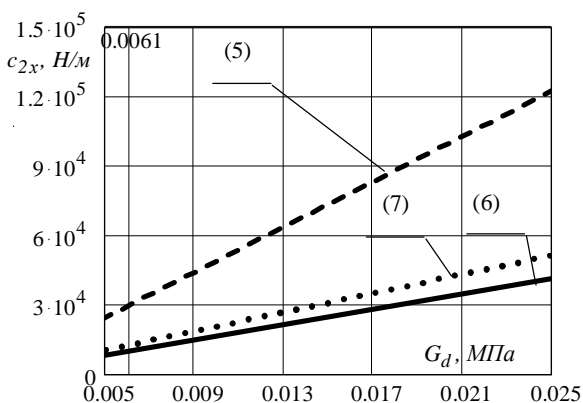


Рис. 8. Залежність лінійної жорсткості гумового кільця c_{2x} від динамічного модуля матеріалу гуми G_d

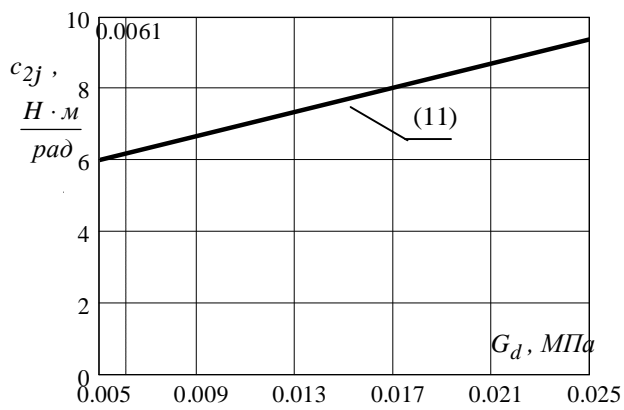


Рис. 9. Залежність кутової жорсткості гумового кільця c_{2j} від динамічного модуля матеріалу гуми G_d

Параметри гумового кільця: $D = 144$ мм, $d = 104$ мм, $h = 27$ мм. Зусилля $F = 300$ Н. Механічні властивості вибраного матеріалу гуми такі: $E = 0,0061$ МПа, $G = 0,0029$ МПа, $m = 0,49$, $s_B = 0,01$ МПа, $s_T = 0,009$ МПа та $r = 450$ кг/м³. Отримані такі значення жорсткостей за відповідними аналітичними виразами: $c_{2x} = 2,983 \cdot 10^4$ Н/м (5), $c_{2x} = 1,011 \cdot 10^4$ Н/м (6), $c_{2x} = 1,25 \cdot 10^4$ Н/м (7), $c_r = 1,76 \cdot 10^3$ Н/м (8), $c_{2j} = 5,73$ Нм/рад (11).

Розрахунок гумового пружного кільця з використанням МСЕ додатка CosmosWorks у програмному забезпеченні SolidWorks 2006. Для таких параметрів розбиття гумового кільця на скінченні елементи: $Global\ Size = 2,9597$ мм; $Tolerance = 0,1479$ мм; 53831 elements; 79873 corner nodes; 230208 D.O.F., отримано результати статичної деформації стиску та зсуву на рис. 10–13. У табл. 2 наведено результати розрахунку гумового пружного кільця за МСЕ у цій програмі.

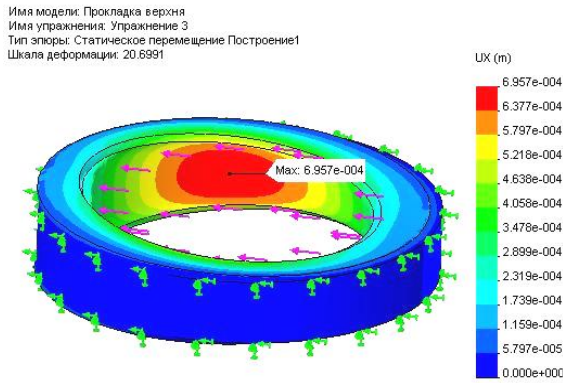


Рис. 10. Деформація одностороннього стиску гумового кільця

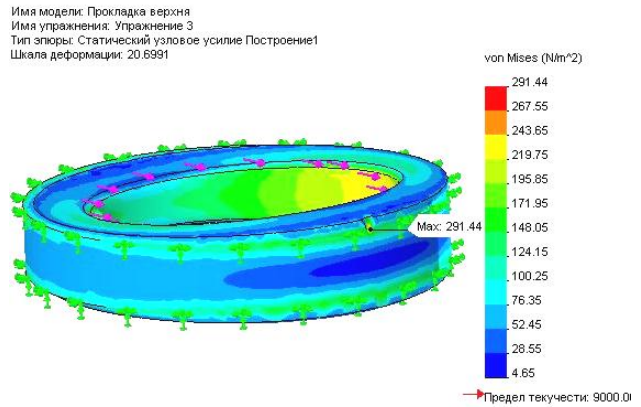


Рис. 11. Напруження для одностороннього стиску

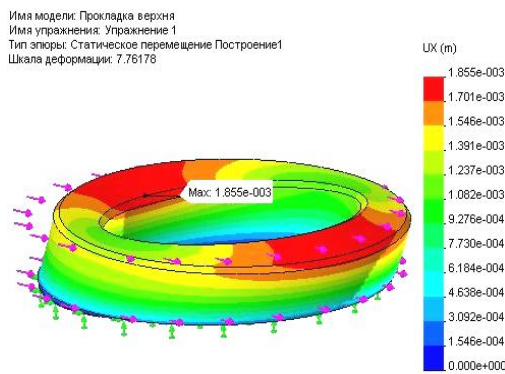


Рис. 12. Деформація зсуву гумового кільця

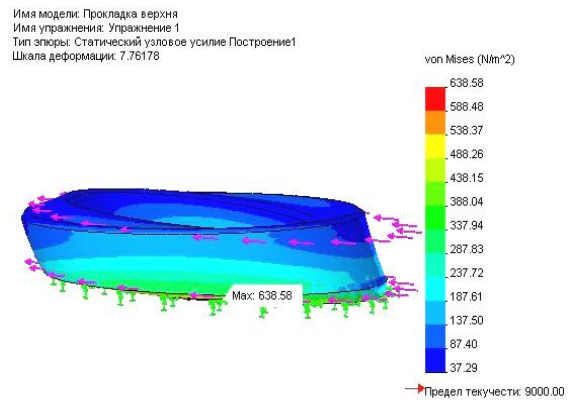


Рис. 13. Напруження в умовах зсуву

Таблиця 2

Результати розрахунку гумового пружного кільця

Тип деформації	Аналітичний вираз – результат розрахунку		Комп’ютерне моделювання МСЕ	
	жорсткості	напруження	жорсткості	напруження
стиск односторонній (рис. 10)	(6) – $1,011 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$	–	$0,25 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$	291,44 Па
зсув (рис. 12)	(8) – $1,76 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$	–	$0,54 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$	638,58 Па

Частотний аналіз резонансної МКС. На основі системи диференціальних рівнянь руху резонансної МКС (1) отримано її амплітудно-частотні характеристики (АЧХ) за лінійними та кутовими координатами (рис. 14) для параметрів: закріплення $c_{i3x} = 1 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$, зусилля $F_2 = 600 \text{ Н}$. Основна власна частота коливань системи $n_1 = 51,02 \text{ Гц}$, а перша (нульова) – $n_1^* = 14 \text{ Гц}$. Ці значення повністю підтверджує графік на рис. 5, і вони свідчать про те, що жорсткість закріплення не впливає на значення власної частоти коливань системи.

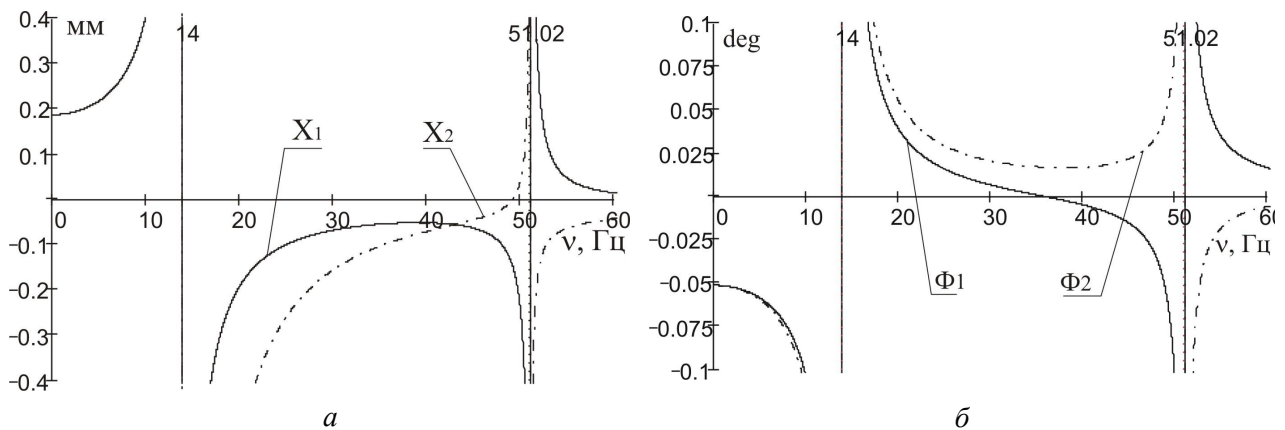


Рис. 14. АЧХ резонансної МКС за лінійними (а) та кутовими (б) координатами

Висновки. На основі аналізу частотного рівняння доцільно обґрунтовувати значення жорсткостей пружних елементів. Зокрема, коли у це рівняння входять параметри як основних (резонансних), так і неосновних (віброізоляційних) пружин. Найдоцільніше виконувати такий аналіз для тримасових МКС, де наявні дві основні пружні системи. Для вібраційних синфазних машин використання пружної системи малої жорсткості (як правило гумової) дозволяє значно спрощувати конструкції машин та полегшувати їх налагодження. За такого співвідношення жорсткостей пружних елементів налагодження машини здійснюється тільки за однією пружною системою. Це особливо актуально для частот коливань ≥ 50 Гц. Для низьких частот коливань (25 Гц) при розрахунках та налагодженні уже потрібно враховувати дві пружні системи.

1. Берник П. С., Ярошенко Л. В. *Вибрационные технологические машины с пространственными колебаниями рабочих органов* / Под ред. П.С. Берника. – Винница, 1998. – 116 с. 2. *Элементы конструкций вибрационных транспортно-технологических машин* / В.Н. Потураев, Ю.Н. Хажинский и др.; Под ред. В.Н. Потураева. – К.: Наук. думка, 1984. – 123 с. 3. Вайсберг Л.А. *Проектирование и расчет вибрационных грохотов*. – М.: Недра, 1986. – 144 с. 4. Дымников С.И. *Расчет резиновых элементов конструкций*. – Рига: Зинатне, 1991. – 277 с. 5. Лавендел Э.Э. *Расчет резинотехнических изделий*. – М.: Машиностроение, 1976. – 232 с. 6. Лавендел Э.Э., Шляпочников С.А. *Резиновые виброизоляторы: Справочник*. – Л.: Судостроение, 1988. – 216 с. 7. Пономарев С.Д., Андреева Л.Е. *Расчет упругих элементов машин и приборов*. – М.: Машиностроение, 1980. – 326 с. 8. Потураев В.Н., Дырда В.И. *Резиновые детали машин*. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с. 9. Гурський В. М. *Визначення власних частот коливань двомасової вібраційної машини з електромагнітним приводом та просторовим рухом робочого органа* // *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвід. наук.-техн. зб.* – 2007. – Вип. 41. – С. 15–25.