

(основний параметр лінійної механіки руйнування) для пластинчастого еліптичного абсолютно жорсткого включення буде приймати різні значення. Зокрема, якщо K_I визначати згідно з формулою

$$K_I = \lim_{n \rightarrow 0} \sqrt{2\pi n} \sigma_{zz}, \quad (24)$$

у яку підставити вираз (22), то одержимо, що

$$K_I = \frac{3pd_3\mu\sqrt{\pi b f(\varphi)}}{2d_2\kappa E(k)\sqrt{a}}. \quad (25)$$

Якщо ж для визначення K_I застосувати формулу

$$K_I = \frac{\sqrt{\pi}}{2} \lim_{\rho \rightarrow 0} \sqrt{\rho} \sigma_{zz}, \quad (26)$$

у яку підставити подання (21), то

$$K_I = -\frac{3p\mu^2\sqrt{\pi b f(\varphi)}}{2d_2\kappa E(k)\sqrt{a}}. \quad (27)$$

Порівняння між собою КІН K_I , що даються формулами (25) і (27), показує, що вони не збігаються. Це пояснюється тим, що у формулі (24) не враховується вплив на K_I торцевих напружень $\tilde{\sigma}_{nn}$, що діють на контурі включення, які виражаються другим доданком у правій частині рівності (19).

Література

1. Стадник М.М. Об одном методе приближенного решения трехмерной упругой задачи для тела с тонким включением// Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 1988, № 1. – С. 53-65.
2. Kassir M.K., Sih G.C. Some three-dimensional inclusion problems in elasticity// Int.J. Solids Struct. – 1968. – V.4. – p.225-241.
3. Силованюк В.П. Жесткое пластинчатое включение в упругом пространстве// Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 1984, № 5. – С. 80-84.
4. Эшелби Дж. Континуальная теория дислокаций. – М.: Изд-во иностр. лит., 1983. – 296 с.
5. Стадник М.М. Метод розв'язування тривимірних термопружних задач для тіл з тонкими включеннями// Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 1994, № 4. – С. 30-40.

УДК 621.9.048.6

Т.С. Ярошевич – Луцький НТУ; доц. П.П. Нахаєв, канд. техн. наук – НЛТУ України, м. Львів; проф. М.П. Ярошевич, д-р техн. наук – Луцький НТУ

ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРІОДУ РОЗБІГУ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ З ДЕБАЛАНСНИМ ЗБУДНИКОМ ТА АСИНХРОННИМ ЕЛЕКТРОДВИГУНОМ

Розглянуто динамічні процеси, що відбуваються під час розбігу дебалансного збудника резонансної вібраційної машини з двигуном обмеженої потужності. Проаналізовано вплив на процес розбігу жорсткості пружної підвіски робочого органу.

*T.S. Yaroshevich – Luck National Technical university;
assoc. prof. P.P. Nakhayev – NUFWT of Ukraine, L'viv;
prof. N.P. Yaroshevich – Luck National Technical university*

Investigation of the process of acceleration of vibrating machine with unbalanced vibroexciter and electric motor of asynchronous type

Dynamics of the processes taking place during the acceleration of unbalanced exciter of transresonance vibrating machine with electric motor of limited power is considered. The effect of rigidity of the spring hanger of the carrying body upon the process of acceleration is analyzed.

Постановка проблеми. Сфера використання вібраційних машин та пристроїв має стійку тенденцію до подальшого росту в найрізноманітніших галузях машино- та приладобудування. У великогабаритних вібраційних машинах найбільшого поширення набув інерційний привод завдяки можливості отримання значних збурювальних сил за невеликих габаритів та відносно малої маси. Зазвичай, вібраційні машини з інерційним збудженням є зарезонансними. Одномасні вібромашини з дебалансними збудниками в разі м'якої віброізоляції робочого органу передають на раму та фундамент порівняно незначні динамічні навантаження. Під час роботи в усталеному режимі таким машинам притаманна достатньо висока стабільність.

Однак під час розбігу вібраційних машин виникає проблема проходження через зону резонансних частот. На цій стадії руху можливе "зависання" швидкості ротора двигуна з обмеженою потужністю, тобто виникнення ефекту Зоммерфельда. Робота вібромашини в разі прояву ефекту супроводжується надмірно великими резонансними коливаннями та вимагає завищеної потужності електродвигуна.

Аналіз відомих досліджень і публікацій. Питання всебічного розвитку теорії коливальних систем з урахуванням їхньої взаємодії з неідеальним джерелом енергії наведено в роботах [1, 2]. У роботах [3, 4] викладено результати чисельного моделювання динамічних процесів у вібраційних машинах з інерційним вібратором та асинхронним електродвигуном. Проте є потреба більш детального динамічного аналізу процесів, які відбуваються у вібраційних технологічних машинах під час проходження резонансної області ротором дебалансного збудника.

Метою роботи є дослідження впливу параметрів коливальної системи на процес розбігу дебалансного збудника, що приводиться в рух від асинхронного двигуна обмеженої потужності.

Основний матеріал. Схему вібраційної машини з плоским рухом робочого органу наведено на рис. 1. Вібруючий робочий орган (камеру) пружно підвішено на гвинтових циліндричних пружинах. Як привод застосовують дебалансний віброзбудник, ротор якого на підшипникових опорах жорстко закріплений в робочій камері, проходить через її центр мас і приводиться в обертання від трифазного асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором.

Узагальненими координатами коливальної системи є координати центра мас камери x, y і кути повороту камери φ та ротора збудника φ_1 . Опір ко-

ливанням робочого органу врахуємо у вигляді лінійних сил $\beta\dot{x}$, $\beta\dot{y}$, $\beta\dot{\varphi}$, пропорційних узагальненим швидкостям. Рух такої електромеханічної системи описується диференціальними рівняннями [3, 4]

$$M\ddot{x} + \beta_x\dot{x} + c_x x + c_{x\varphi}\varphi = m\varepsilon(\ddot{\varphi}\sin\varphi + \dot{\varphi}^2\cos\varphi),$$

$$M\ddot{y} + \beta_y\dot{y} + c_y y = m\varepsilon(\ddot{\varphi}\cos\varphi - \dot{\varphi}^2\sin\varphi),$$

$$J\ddot{\varphi} + \beta_\varphi\dot{\varphi} + c_\varphi\varphi + c_{x\varphi}x = 0,$$

$$I\ddot{\varphi}_1 = L - R + m\varepsilon(\ddot{x}\sin\varphi_1 + \ddot{y}\cos\varphi_1 + g\cos\varphi_1), \quad (1)$$

$$T_D^2\xi\ddot{L} + T_D\xi\left(2 - \frac{T_D}{s}\dot{s}\right)\dot{L} + \left(1 - \frac{T_D\xi}{s}\dot{s}\right)L = 2\xi L_{\max}s_\varepsilon, \quad (2)$$

де: M – сумарна пружно підвішена маса, яка враховує маси робочого органу, дебалансного вузла та приєднану масу завантаження; J – момент інерції робочої камери щодо осі, яка проходить через центр мас; β_x , β_y , β_φ – коефіцієнти демпфування; c_x , c_y – жорсткість пружин відповідно на зсув та розтяг-стиск; $c_\varphi = c_y l^2 + c_x b^2$; $c_{x\varphi} = -c_x b$; l , b – параметри, що визначають положення точок кріплення верхніх кінців пружин щодо центра мас; I – сумарний момент інерції ротора збудника щодо осі обертання; m, ε – відповідно маса вібророзбудника та його ексцентриситет; L, R – електромагнітний момент двигуна та момент сил опору обертанню ротора збудника; $T_D = 1/(100\pi s_{kp})$ – електромагнітна стала часу; $\xi = 1/(1 + s_\varepsilon)$, s_ε , s , s_{kp} – відносне, поточне та критичне ковзання відповідно; $L_{\max}$ – максимальний (критичний) момент двигуна; g – пришвидження вільного падіння.

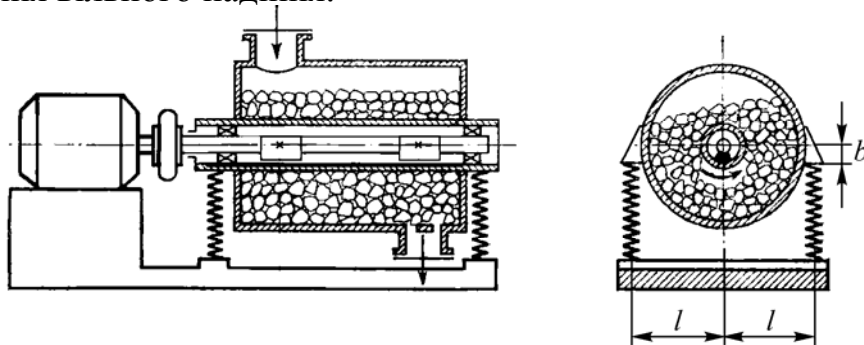


Рис. 1. Схема вібраційної машини

Момент сил опору обертанню R зумовлюється, переважно, опором у підшипниках ротора збудника й визначається за формулою $R = 0,5f^*m\varepsilon\dot{\varphi}_1^2d$, де f^* – зведений коефіцієнт тертя в підшипнику; d – діаметр його внутрішнього кільця. Слід зазначити, що порівняно із цим моментом втрати від тертя в підшипниках двигуна є незначними внаслідок зрівноваженості його ротора.

Моделювання процесу розбігу дебалансного вібророзбудника зводиться до чисельного інтегрування диференціальних рівнянь руху електромеханічної коливальної системи (1), (2) за допомогою програмного продукту Maple за таких значень параметрів: $M = 330$ кг; $m = 30$ кг; $\varepsilon = 0,035$ м; $J = 8,02$ кг·м²;

$f^* = 0,002$; $d = 0,04$ м; $l = 0,23$ м; $b = 0,1$ м; $\beta_x = 1000$ кг/с; $\beta_y = 894$ кг/с; $\beta_\phi = 61,69$ кг/с; $c_x = 5,0 \cdot 10^5$ Н/м; $c_y = 4,47 \cdot 10^5$ Н/м. Використовувалися трифазні асинхронні короткозамкнені двигуни серії 4А із синхронною частотою обертання $n_c = 1500$ об/хв. Власні частоти коливальної системи (пружно підвішеного робочого органу як єдиного твердого тіла) становлять $p_x = 32,12$ с⁻¹ $p_y = 36,8$ с⁻¹ $p_\phi = 65,8$ с⁻¹. Зазначимо, що величину власних частот і, відповідно, жорсткість підвіски вибрано згідно з прикладом, наведеним у роботі [5].

Відомо, що процес розбігу ротора дебалансного вібробудника насамперед залежить від потужності електропривода (рис. 2, а). Для проходження ротором зони резонансних частот часто доводиться завищувати потужність двигуна, потрібну для роботи в усталеному режимі. Звичайно, чим більшою вибрано потужність (має місце більше пришвидження розбігу ротора), тим істотніше вдається знизити резонансні коливання робочого органу і, відповідно, зменшити в цей період руху динамічні навантаження на елементи конструкції вібраційної машини. Однак такий шлях вирішення проблеми пуску вібраційної машини є економічно недоцільним.

Зазначимо, що для розглядуваних параметрів коливальної системи в разі заміни двигуна потужністю $P = 1,1$ кВт на двигун з $P = 1,5$ кВт, максимальна величина амплітуди коливань робочого органу зменшилась майже на 20 %; у випадку потужності двигуна $P = 0,75$ кВт його розбіг і вихід на усталений зарезонансний режим обертання є неможливим (рис. 2, а, крива 3).

Як свідчать дослідження, істотний вплив на процес розбігу ротора збудника чинить жорсткість пружної підвіски робочого органу (рис. 2, б). Відповідно до одержаних результатів зниження жорсткості підвіски призводить до зменшення негативного прояву ефекту Зоммерфельда. Важливо, що наявний позитивний ефект, як і у випадку підвищення потужності електродвигуна. Так, зменшення жорсткості на 25-30 % практично усуває зависання швидкості ротора збудника в резонансній зоні, водночас максимальні величини амплітуд коливань робочого органу помітно зменшуються. І навпаки, таке саме збільшення жорсткості пружин унеможливорює розгін ротора та його вихід на усталений зарезонансний режим обертання без підвищення потужності двигуна (рис. 2, б, крива 7).

Із подальшим зменшенням жорсткості (у наведеному на рис. 2, б прикладі – до $c_x = c_y = 1,5 \cdot 10^5$ Н/м) зависання швидкості ротора не спостерігається. Звернемо увагу, що на відміну від випадку зміни потужності двигуна, в разі різних жорсткостей підвіски всі криві на графіку швидкості до зони резонансних частот практично збігаються. Відмінності проявляються лише в цій зоні.

На рис. 3 подано часові залежності узагальнених координат зміщення центра мас робочої камери в період розбігу для випадків $c_x = c_y = 4,47 \cdot 10^5$ Н/м та $c_x = c_y = 1,5 \cdot 10^5$ Н/м. Згідно з наведеним графіком, у разі такого зниження жорсткості підвіски відбувається істотне зменшення як величини резонансних амплітуд коливань робочої камери, так і проміжку часу, протягом

якого амплітуда набуває усталених значень. Так, наприклад, максимальне значення амплітуди вертикальних коливань центра мас камери зменшилось з 14 до 8,5 мм. Зазначимо, що амплітуда усталеного режиму руху в обох досліджуваних випадках становить 3,4 мм, оскільки у випадку м'якої віброізоляції робочого органу жорсткість пружної підвіски практично не впливає на параметри усталеного руху.

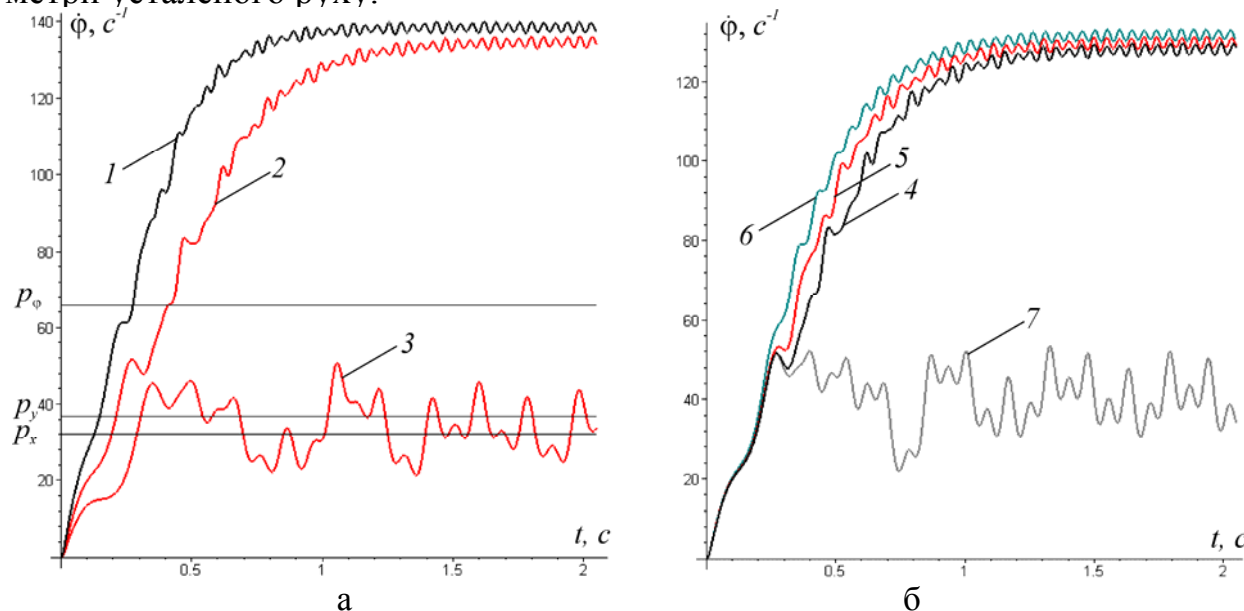


Рис. 2. Часові залежності кутової швидкості збудника в разі: *а* – різної потужності двигуна: 1 – $P = 1,5 \text{ кВт}$; 2 – $P = 1,1 \text{ кВт}$; 3 – $P = 0,75 \text{ кВт}$; *б* – різної жорсткості підвіски, $P = 1,1 \text{ кВт}$: 4 – $c_x = c_y = 4,47 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$; 5 – $c_x = c_y = 3,23 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$; 6 – $c_x = c_y = 1,5 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$; 7 – $c_x = c_y = 6,03 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$

Зменшення жорсткості пружної підвіски веде до зниження власних частот коливальної системи. Отже, зниження власних частот вібромашини призводить до істотного полегшення процесу проходження системи через зону резонансних частот. Під час інженерного розрахунку параметрів вібраційних машин осьову (поздовжню) жорсткість пружин зазвичай визначають, виходячи з прийнятої власної частоти вертикальних коливань робочого органу за формулою $c_y = p_y^2 M$ (рідше – за статичним прогином пружин). Згідно з існуючими рекомендаціями [5-8], для вібраційних технологічних машин та вібраційних млинів відношення ω / p_y (де ω – частота усталених коливань) знаходиться у досить широких межах – від 2 до 8 (і навіть більше), але переважно – від 4 до 5, що є заниженим.

Вибір поперечної жорсткості пружної підвіски на зсув частіше за все не обумовлюється. Зазвичай для підвищення стійкості пружин, їхню поперечну жорсткість вибирають більшою за осьову [4-6, 9]. З іншого боку, є рекомендації, за якими всі власні частоти коливальної системи бажано вибирати однаковими, тобто осьові та поперечні жорсткості пружин також мають бути приблизно рівними. Відомі приклади конструктивного виконання вібраційних машин, в яких, навпаки, поперечна жорсткість є меншою й становить 2:3 від осьової [7].

Згідно з проведеними дослідженнями, зменшення осової та поперечної жорсткостей пружин як одночасно, так і кожної окремо, призводить до зменшення зависання швидкості ротора збудника та інтенсивності коливань робочого органу під час проходження резонансної зони. Враховуючи викладене, а також те, що підвищити стійкість пружин можна різними конструктивними методами, їхню поперечну жорсткість потрібно й можна призначати меншою від осової жорсткості – у відношенні c_x до c_y не більше як $1:2 \dots 1:3$. Зазначимо, вплив осової жорсткості пружин на процес розбігу є більш істотним ніж поперечної; зміна параметрів l та b у допустимих межах неістотно впливає на перебіг процесу, принаймні для розглядуваного типорозміру вібраційної машини.

На рис. 4, *a* наведено часові залежності моментів, що діють на ротор збудника під час пуску електродвигуна. Як видно з графіків, величина моменту сил опору R у цей період руху незначна й він помітно не впливає на динаміку розгону ротора збудника; вплив інших моментів є істотним. Однак, якщо величина й характер зміни моментів двигуна та сил ваги дебаланса є наперед відомими, то про вібраційний момент цього стверджувати не можна – залежно від параметрів коливальної системи він може істотно змінюватися. Зазначимо, що додатковий момент $V = m\varepsilon(\ddot{x} \sin \varphi + \ddot{y} \cos \varphi)$, який діє на ротор збудника внаслідок вібрації його осі та відображає зворотній вплив коливань пружно підвішеного робочого органу на рух ротора, називають вібраційним моментом.

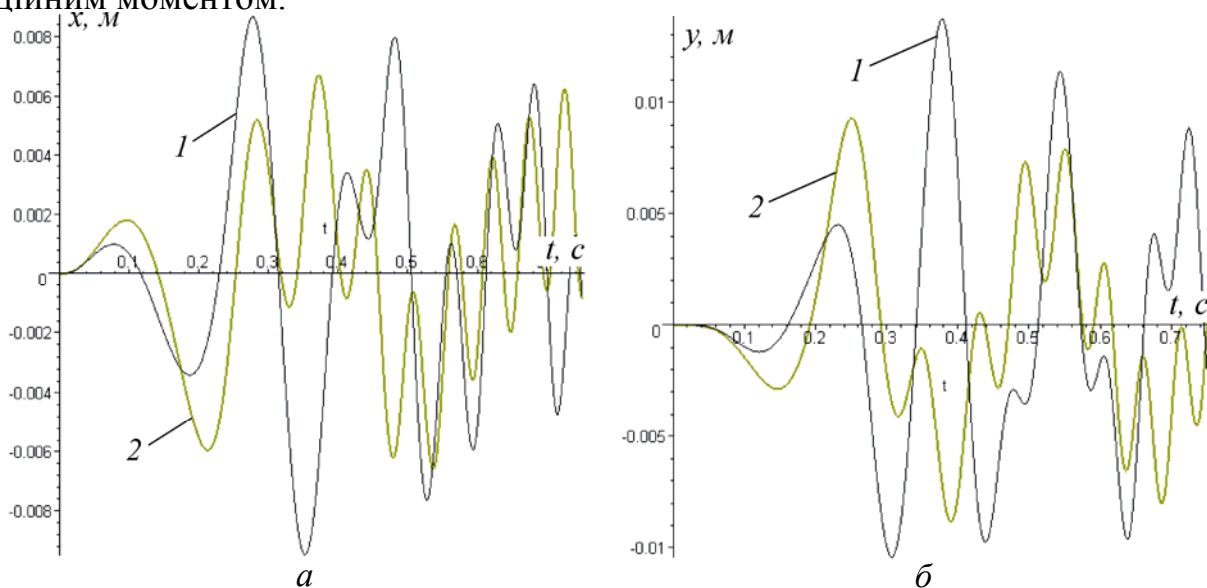


Рис. 3. Часові залежності узагальнених координат зміщення центра мас робочої камери x (а) та y (б) при $P = 1,1 \text{ кВт}$: 1 – $c_x = c_y = 4,47 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$; 2 – $c_x = c_y = 1,5 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$

На початку розбігу величина вібраційного моменту є незначною й він практично не впливає на перебіг процесу. Зі збільшенням частоти обертання ротора збудника інтенсивність коливань робочої камери зростає й, відповідно, зростає величина вібраційного моменту, що діє на збудник. Особливо істотно збільшується вібраційний момент, коли швидкість обертання ротора проходить частоти власних коливань системи. Оскільки в цей період руху він

є повністю гальмівним, то зростання швидкості збудника помітно сповільнюється (рис. 2). Звичайно, чим більшою вибрано потужність двигуна (більше пришвидшення розбігу), тим за вищої (за резонансні) частоти проявляється гальмування ротора й тим менш вираженим воно є.

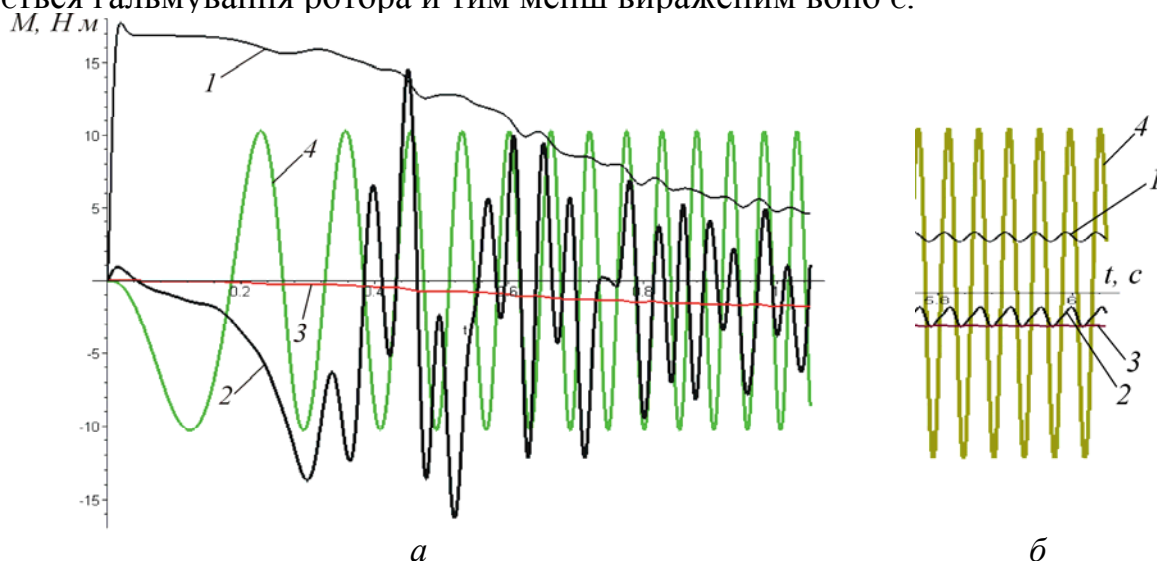


Рис. 4. Часові залежності моменту двигуна (1), вібраційного моменту (2), моментів сил опору R (3) та сил ваги (4) для розбігу (а) та усталеного режиму (б) при $P=1,1 \text{ кВт}$, $c_x=c_y=4,47 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$

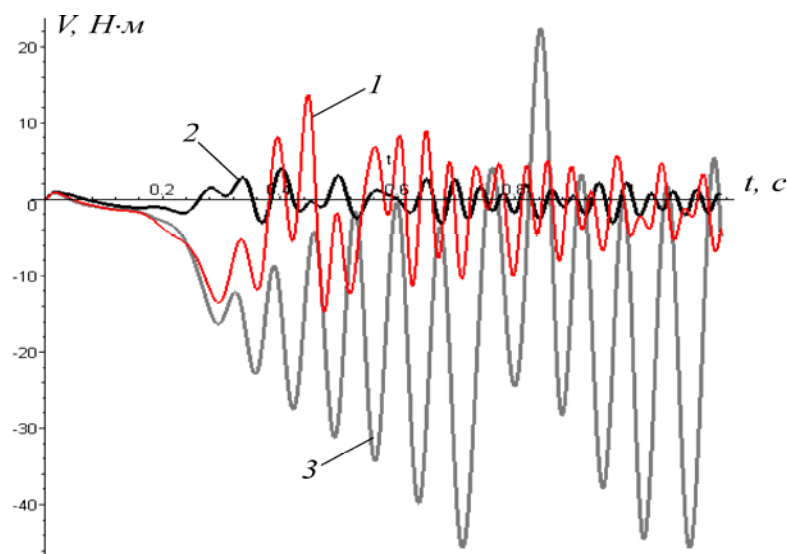


Рис. 5. Часові залежності вібраційного моменту: 1 – $c_x=c_y=4,47 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$; 2 – $c_x=c_y=1,5 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$; 3 – $c_x=c_y=6,03 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$

Відповідно до результатів моделювання відразу після виходу ротора із зони резонансних частот до встановлення усталеного режиму руху характер зміни вібраційного моменту нагадує затухаючі коливання. При цьому перші максимальні відхилення є додатними, тобто вібраційний момент у цей проміжок часу стає обертальним. Відповідно, після інтенсивного гальмування ротора в резонансній області, відразу по її проходженні спостерігається порівняно стрімке зростання частоти обертання ротора (рис. 2). У подальшому амплітуда коливань вібраційного моменту швидко зменшується, при цьому вони відбуваються відносно певного від'ємного значення, величина якого визначається опором коливанням робочого органу. З наведених графіків слідує,

що вібраційний момент є в середньому додатковим динамічним навантаженням на ротор електродвигуна, що його істотна гальмівна дія проявляється в порівняно вузькій резонансній зоні частот.

Звернемо увагу, що як підвищення потужності електродвигуна, так і зниження жорсткості пружної підвіски призводять до істотного зменшення величини гальмівного вібраційного моменту в резонансній зоні (рис. 5); при цьому двигун помітно швидше виходить на усталений зарезонансний режим руху.

Якщо потужність двигуна підібрано недостатньою, і в процесі розбігу в резонансній зоні ротор обертається з порівняно невеликим пришвидшенням, то на цій стадії руху водночас із резонансним зростанням амплітуди коливань робочого органу відбувається істотне збільшення гальмівного вібраційного моменту, який протидіє подальшому розгону ротора. При цьому величина гальмівного моменту з часом не зменшується, а має місце його коливання близько значення, яке за модулем наближено дорівнює пусковому моменту двигуна (рис. 5, крива 3). Унаслідок зростання швидкості ротора в області власних частот системи стрімко сповільнюється й настає її "зависання" – спостерігаються періодичні коливання частоти обертання ротора збудника поблизу резонансних значень. Вся енергія, що споживається двигуном витрачається лише на підтримання інтенсивних резонансних коливань робочого органу. Звичайно, такий режим роботи вібромашини є неприпустимим.

Висновки

Аналіз результатів дослідження процесу розбігу дебалансного віброзбудника зарезонансної вібраційної машини свідчить, що необхідно досить точно призначати потрібну жорсткість пружної підвіски робочого органу, оскільки від її величини істотно залежать перебіг процесу проходження ротором зони резонансних частот та потрібна потужність електродвигуна.

Запропонована методика дослідження надає змогу докладно аналізувати перехідні процеси в коливальній системі з дебалансним збудником з урахуванням її взаємодії з асинхронним електродвигуном; підбирати потужність привода зарезонансної вібраційної машини.

Література

1. Кононенко В.О. Колебательная система с ограниченным возбуждением. – М.: Наука, 1964. – 324 с.
2. Алифов Ф.Ф., Фролов К.В. Взаимодействие нелинейных колебательных систем с источниками энергии. – М.: Наука. 1985. – 328 с.
3. Управление мехатронными вибрационными установками/ Б.Р. Андриевский, И.И. Блехман, Ю.А. Борцов и др. – СПб.: Наука, 2001. – 278 с.
4. Зайцев О.І., Шатохін В.М., Чернов А.М. Моделювання динамічних процесів у вібраційних апаратах з інерційним вібратором та асинхронним двигуном// Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Укр. міжвід. наук.-техн. зб. – 2006, № 40. – С. 116-126.
5. Субач А.П. Динамика процессов и машин объемной обработки. – Рига: Зинатне, 1991. – 400 с.
6. Политов И.В., Кузнецов Н.А. Вибрационная обработка деталей машин и приборов. Под ред. Г.А. Глазова. Лениздат, 1965. – 126 с.
7. Опирский Б.Я., Денисов П.Д. Новые вибрационные станки: конструкция и расчет. – Львов: Свит, 1991. – 160 с.

8. Назаренко І.І. Машины для производства строительных материалов. – К.: КНУБА, 1999. – 488 с.

9. Бабичев А.П., Георгиев В.М., Тамаркин М.А. и др. Методика расчета основных элементов оборудования для вибрационной обработки деталей. – Ростов н/Д: Изд. центр ДГТУ, 2006. – 41 с.

УДК 621.827.1; 621.835

Аспір. Р.С. Маца – Українська академія друкарства, м. Львів

СИНТЕЗ ШАРНІРНИХ ЧОТИРИЛАНКОВИХ МЕХАНІЗМІВ ЗІ ЗМІННОЮ ДОВЖИНОЮ ШАТУНА

Розглядається принципово нова схема комбінованого шарнірного чотириланкового механізму зі змінною довжиною шатуна. Теоретичні викладки доведені до числового прикладу і віртуального експерименту, які підтверджують дієвість виведених формул.

Ключові слова: шарнірний чотириланковий механізм, кулачковий механізм, закон періодичного руху.

Post-graduate R.S. Matsa – Ukrainian academy of printing, Lviv

Four-bar mechanism with variable length of coupler

In the article examination new type scheme four-bar mechanism with variable length of coupler. Theoretical results are checked by example, end virtual experiment who confirmed analytical dependencies.

Keywords: four-bar mechanism, mechanism cam.

Важільні механізми завдяки своїй простоті широко використовуються у машинобудуванні. Однак важливим недоліком важільних механізмів є те, що закон руху вихідної ланки повністю визначається структурою механізму [3, 4]. На практиці часто виникає необхідність забезпечити рух ланки за одним з відомих законів періодичного руху (ЗПР) [3, 4, 6], або за синтезованим ЗПР. Подолати цей недолік можна змінюючи один або кілька параметрів механізму. У цій роботі пропонується шляхом зміни довжини шатуна впливати на якісні характеристики ЗПР механізму.

Синтез такого механізму розглянемо на прикладі шарнірного чотириланкового механізму (ШЧМ) [2].

Комбінований механізм отримуємо шляхом заміни шатуна на кулісу 2 (рис. 1), кулісний камінь 5, та кулачок 7, що нерухомо з'єднаний з кривошипом 1. Замикання вищої пари здійснюється за допомогою пружини 4.

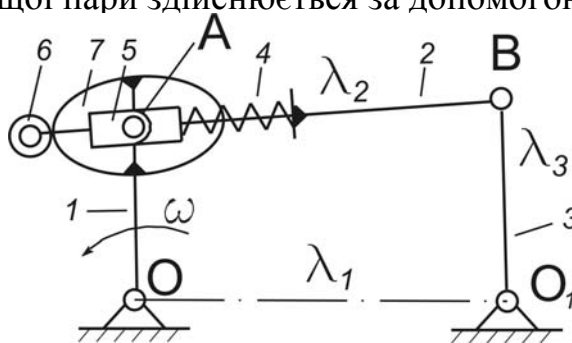


Рис. 1. Комбінований механізм: 1 – кривошип; 2 – куліса (шатун змінної довжини); 3 – коромисло; 4 – пружина; 5 – кулісний камінь; 6 – ролик