



Шваб'юк В. І.

Ярошевич Т. С.

Петухов М. В.

Луцький
національний
технічний
університет

Нахаєв П. П.

Національний
лісотехнічний
університет
України

УДК 621.9.048.6

ДИНАМІКА РОЗБІГУ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ З ДЕБАЛАНСНИМ ЗБУДНИКОМ КОЛИВАНЬТА АСИНХРОННИМ ДВИГУНОМ

Рассмотрена динамика разбега зарезонансной вибрационной машины с асинхронным электродвигателем. Приводятся результаты исследования влияния жесткости упругой подвески несущего тела на протекание процесса разбега.

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

У вібраційних машинах великого розповсюдження набув інерційний привод завдяки можливості одержання значних збудючих сил за невеликих габаритів та відносно малої маси. Зазвичай, вібромашини з інерційним збудженням є зарезонансними. Одномасні машини з дебалансними збудниками в разі м'якої віброізоляції робочого органу передають на раму та фундамент порівняно невеликі 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 й, відповідно, динамічними навантаженнями на елементи конструкції. Крім того, щоб подолати резонансну область, потрібно мати двигун потужністю, у кілька разів більшою за необхідну для роботи в усталеному режимі. У зв'язку з цим, дослідження динаміки розбігу вібраційних машин з дебалансним приводом є актуальною науково-прикладною задачею.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У [1-4] викладено результати чисельного моделювання динамічних процесів у коливальних системах з інерційним вібратором та асинхронним електродвигуном.

Проте є потреба більш детального динамічного аналізу перебігу процесів, які мають місце у вібраційних технологічних машинах з дебалансним приводом під час розбігу.

Опис системи. Схему розглядуваної вібраційної машини з плоским рухом робочого органу наведено на рис. 1. Віброуючий робочий орган (камеру) пружно підвішено на гвинтових циліндричних пружинах. Як привод застосовують дебалансний вібророзбудник, 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.

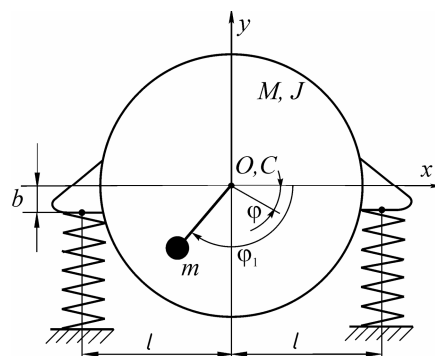


Рис. 1. Схema вібраційної машини

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



механічної системи описується диференціальними рівняннями

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

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

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

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

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; $\beta_x, \beta_y, \beta_\varphi$ – 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 збудника та його ексцентриситет; L, R – електромагнітний момент двигуна та момент сил опору обертанню; g – пришвидшення вільного падіння.

Для врахування дії електродвигуна використовувалася, так звана, А-модель асинхронної машини у косокутних координатах струмів [5]. Електромагнітні явища в двигуні описуються системою диференціальних рівнянь:

$$\frac{di_{SA}}{dt} = \alpha_1 (u_{SA} - R_S i_{SA}) + \alpha_2 \left(\frac{\dot{\varphi}_1}{\sqrt{3}} (\Psi_{RA} + 2\Psi_{RB}) + R_R i_{RA} \right);$$

$$\frac{di_{SB}}{dt} = \alpha_1 (u_{SB} - R_S i_{SB}) - \alpha_2 \left(\frac{\dot{\varphi}_1}{\sqrt{3}} (2\Psi_{RA} + \Psi_{RB}) - R_R i_{RB} \right);$$

$$\frac{di_{RA}}{dt} = -\alpha_2 (u_{SA} - R_S i_{SA}) - \alpha_3 \left(\frac{\dot{\varphi}_1}{\sqrt{3}} (\Psi_{RA} + 2\Psi_{RB}) + R_R i_{RA} \right);$$

$$\frac{di_{RB}}{dt} = -\alpha_2 (u_{SB} - R_S i_{SB}) + \alpha_3 \left(\frac{\dot{\varphi}_1}{\sqrt{3}} (2\Psi_{RA} + \Psi_{RB}) - R_R i_{RB} \right),$$

(2)

де $i_{RA}, i_{SB}, i_{RB}, i_{SA}$ – проекції струмів статора та ротора на координатні осі;

$$\alpha_1 = \alpha_S - \frac{\alpha_S^2}{\alpha_S + \alpha_R + \alpha_m}; \quad \alpha_2 = \frac{\alpha_S \alpha_R}{\alpha_S + \alpha_R + \alpha_m};$$

$$\alpha_3 = \alpha_R - \frac{\alpha_R^2}{\alpha_S + \alpha_R + \alpha_m}; \quad \alpha_S, \alpha_R - \text{відповідно,}$$

обернені індуктивності розсіяння обмоток статора та ротора;

$$\Psi_{RA} = \frac{i_{SA} + i_{RA}}{\alpha_m} + \frac{i_{RA}}{\alpha_R}; \quad \Psi_{RB} = \frac{i_{SB} + i_{RB}}{\alpha_m} + \frac{i_{RB}}{\alpha_R} - \text{повні}$$

потокозчеплення обмоток ротора; R_S, R_R –

резистивні опори обмоток статора і ротора. Електродвигун увімкнений до мережі безмежної потужності з симетричною системою напруг: $u_{SA} = 310,5 \sin(314t)$ $u_{SB} = 310,5 \sin(314t - 2\pi/3)$.

Вираз для обчислення електромагнітного моменту двигуна має вигляд

$$L(t) = \sqrt{3} \cdot \frac{p_0}{\alpha_m} (i_{RA} i_{SB} - i_{RB} i_{SA}),$$

де p_0 – число пар магнітних полюсів електродвигуна; α_m – обернена основна індуктивність двигуна.

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

Моделювання процесу розбігу дебалансного збудника зводиться до чисельного інтегрування диференціальних рівнянь руху електромеханічної коливальної системи (1), (2) за допомогою програмного продукту Maple за таких значень параметрів: $\dot{\varphi}_1 = 330 \text{ } \dot{\alpha}$; $m = 30 \text{ } \dot{\alpha}$; $\varepsilon = 0,035 \text{ } \dot{\alpha}$; $J = 8,02 \text{ } \dot{\alpha} \cdot \dot{\alpha} \cdot \dot{\alpha}^2$; $f^* = 0,002$; $d = 0,04 \text{ } \dot{\alpha}$; $l = 0,23 \text{ } \dot{\alpha}$; $b = 0,1 \text{ } \dot{\alpha}$; $\beta_x = \beta_y = 1000 \text{ } \kappa\dot{\alpha} / c$; $\beta_\varphi = 61,69 \text{ } \dot{\alpha} \dot{\alpha} / \dot{\alpha}$; $c = c_x = c_y = 4,4 \cdot 10^5 \text{ } H / m$. Використовувалися трифазні асинхронні короткозамкнені двигуни серії 4А із синхронною частотою обертання $n_c = 1500 \text{ } \dot{\alpha} / \dot{\alpha}$.

Основний матеріал. Відомо, що перебіг процесу розбігу вібраційної машини насамперед залежить від потужності електропривода (рис. 2, а). Звичайно, чим більшою вибрано потужність (має місце більше пришвидшення розбігу ротора), тим істотніше вдається знизити резонансні коливання робочого органу і, відповідно, зменшити в цей період руху динамічні навантаження на елементи конструкції вібраційної машини.

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

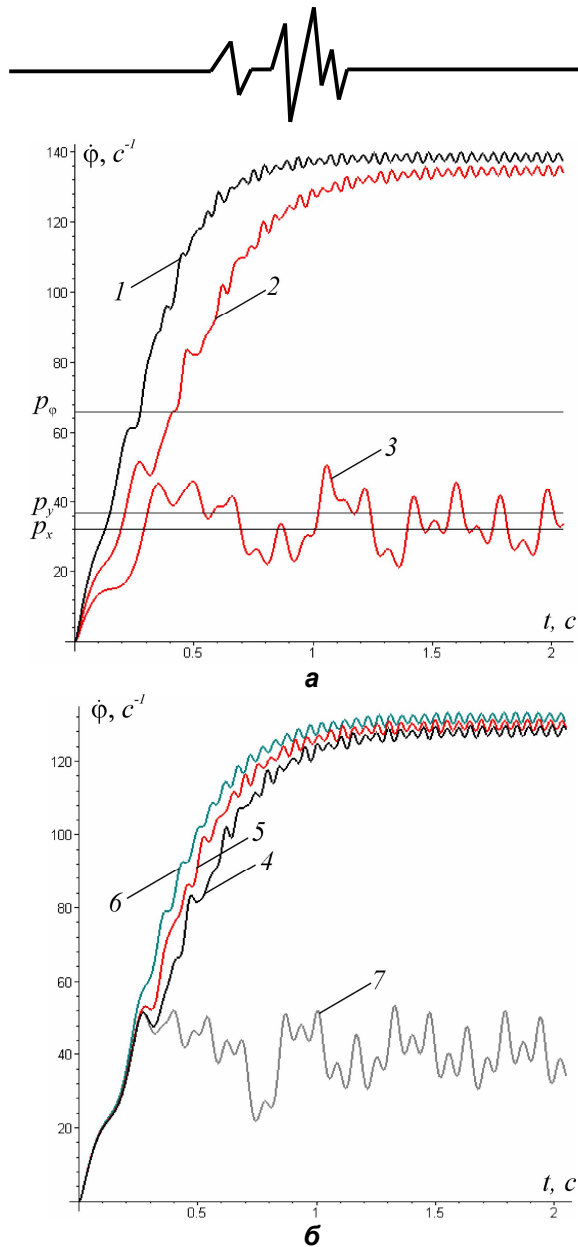


Рис. 2. Часові залежності швидкості збудника в разі: а – різної потужності двигуна: 1 – $P = 1,5 \text{ \AA} \dot{\Delta}$; 2 – $P = 1,1 \text{ \AA} \dot{\Delta}$; 3 – $P = 0,75 \text{ \AA} \dot{\Delta}$;

б – різної жорсткості підвіски, $P = 1,1 \text{ \AA} \dot{\Delta}$;

4 – $c = 4,4 \cdot 10^5 \text{ H/m}$; 5 – $c = 3,2 \cdot 10^5 \text{ H/m}$;

6 – $c = 1,9 \cdot 10^5 \text{ H/m}$; 7 – $c = 6,0 \cdot 10^5 \text{ H/m}$

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 має місце 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 унеможливує 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 $c = 1,9 \cdot 10^5 \text{ H/m}$) зависання швидкості ротора не спостерігається.

На рис. 3 подано часові залежності узагальнених координат зміщення центра мас робочої камери в період розбігу для випадків $c = 4,4 \cdot 10^5 \text{ H/m}$ та $c = 1,9 \cdot 10^5 \text{ H/m}$. Згідно наведених графіків, у разі такого зниження жорсткості підвіски відбувається істотне зменшення як величини резонансних коливань, так і проміжку часу, протягом якого амплітуди набувають 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.

Отже, зменшення жорсткості пружної підвіски і, відповідно, зниження власних частот коливальної системи призводить до істотного полегшення процесу проходження системою зони резонансних частот. Під час інженерного розрахунку параметрів вібраційних машин осьову (поздовжню) жорсткість пружин зазвичай визначають, виходячи з прийнятого значення власної частоти вертикальних коливань робочого органу, або за статичним прогином пружин. Згідно існуючих рекомендацій, 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, але переважно – від 4 до 5. Відповідно до наведених результатів досліджень, слід обирати більші значення.

Вибір поперечної жорсткості пружної підвіски на зсув частіше за все не обумовлюється. Зазвичай поперечну жорсткість вибирають більшою за осьову [2, 6-10]. 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 [11].

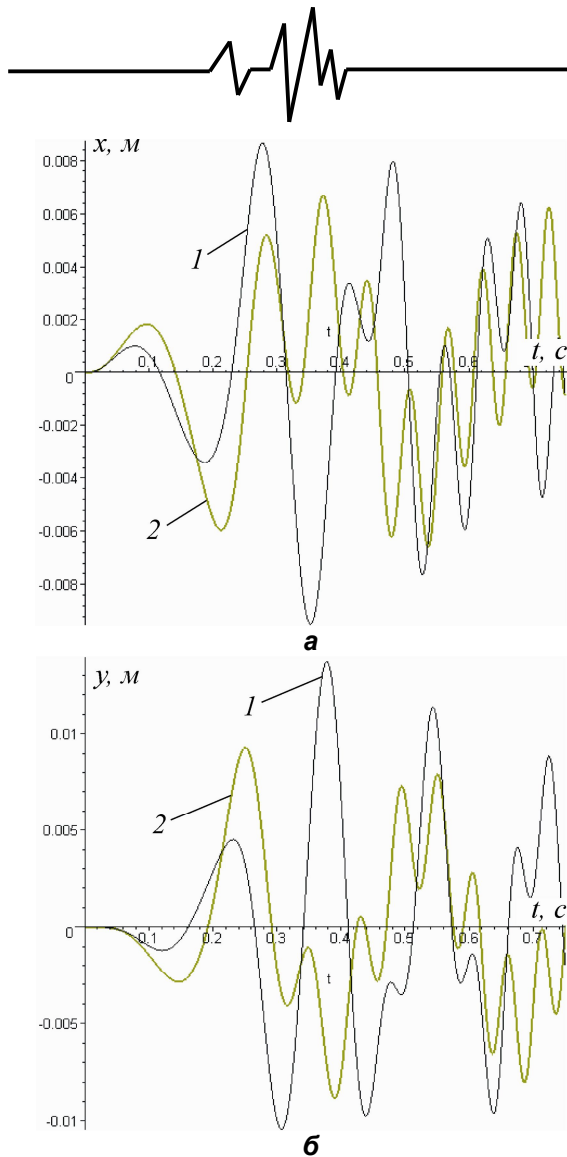


Рис. 3. Часові залежності узагальнених координат горизонтальних x (а) та вертикальних y (б) коливань центра мас робочої камери при $P = 1,1 \text{ еАд}$:

1 – $c = 4,4 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$; **2** – $c = 1,9 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$

Згідно проведених досліджень, зменшення осьової 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, поперечну жорсткість потрібно призначати меншою від осьової.

На рис. 4, а 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 є наперед відомими та передбачуваними, то про вібраційний момент

цього стверджувати не можна – залежно від параметрів коливальної системи він може суттєво змінюватися (рис. 5). 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, тим за вищої частоти проявляється гальмування ротора й тим менш вираженим воно є.

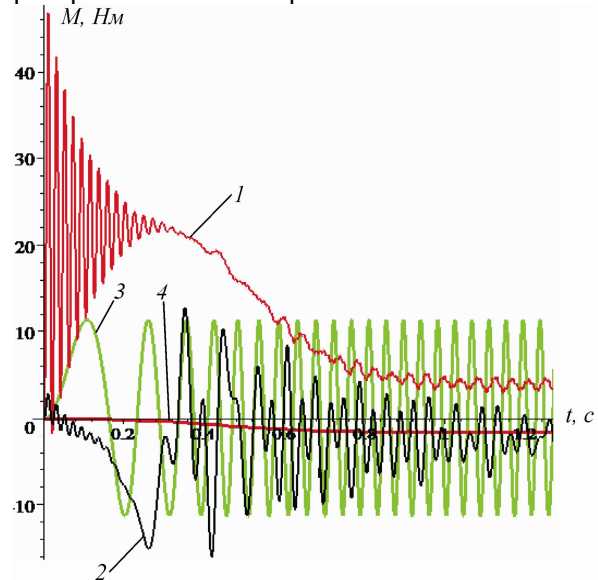


Рис. 4. Часові залежності моментів: 1 – двигуна; 2 – вібраційного; 3 – сил ваги; 4 – сил опору R

Відповідно до результатів моделювання, відразу після виходу ротора із зони резонансних частот до встановлення усталеного режиму руху, характер зміни вібраційного моменту нагадує згасаючі 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 достатньо мала й визначається опором коливанням робочого органу.

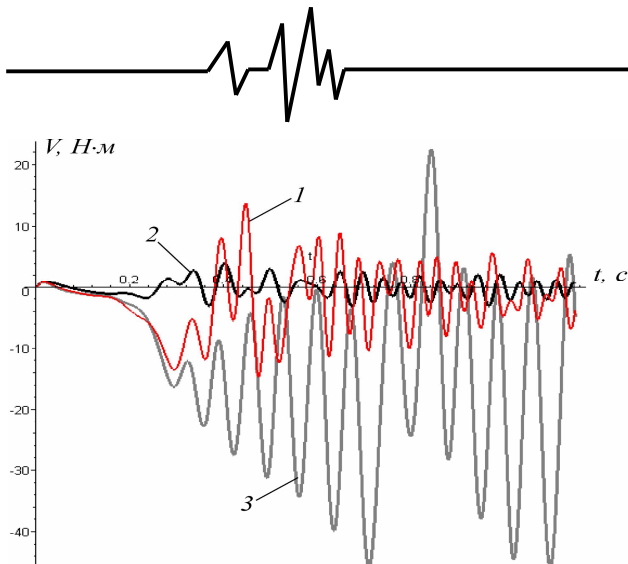


Рис. 5. Часові залежності вібраційного моменту: 1 – $c = 4,4 \cdot 10^5 \text{ H/m}$;

2 – $c = 1,9 \cdot 10^5 \text{ H/m}$; 3 – $c = 6,0 \cdot 10^5 \text{ H/m}$

З наведених графіків слідує, що вібраційний момент є в середньому додатковим динамічним навантаженням на ротор електродвигуна, що його суттєва 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 відбувається суттєве збільшення гальмівного вібраційного моменту, який протидіє подальшому розгону ротора. При цьому величина гальмівного моменту з часом не зменшується, а мають місце його коливання близько значення, яке за модулем наближено дорівнює пусковому моменту двигуна (рис. 5, крива 3). У результаті 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 зарезонансної вібраційної машини свідчить, що необхідно правильно визначати жорсткість пружної

підвіски робочого органу, оскільки при використанні пружин завищеної жорсткості зростають амплітуди резонансних коливань і, відповідно, динамічні навантаження, а також збільшується потрібна для розбігу потужність двигуна.

Запропонована методика дослідження надає можливість 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. Управление мехатронными вибрационными установками / Б.Р. Андриевский, И.И. Блехман, Ю.А. Борцов и др. СПб.: Наука, 2001. – 278 с.
2. Шатохин В.М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: монографія. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 456с.
3. Румянцев С.А. Динамика переходных процессов и самосинхронизация движений вибрационных машин. – Екатеринбург: УрО РАН, 2003. – 134 с.
4. Ярошевич Т.С. Порівняльний аналіз динаміки вібраційної машини з дебалансним збудником коливань за різних характеристик двигуна. „Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні”. Укр. міжвід. наук.-техн. зб., 2008. - № 42. – С. 43-49.
5. Чабан В.Й. Математичне моделювання електромеханічних процесів. – Львів: Вид ун-ту „Львівська політехніка”, 1997. – 342 с.
6. Гончаревич И.Ф., Фролов К.В. Теория вибрационной техники и технологии. – М.: Наука, 1981. – 320 с.
7. Субач А.П. Динамика процессов и машин объемной обработки. – Рига: Зинатне, 1991. – 400с.
8. Политов И.В., Кузнецов Н.А. Вибрационная обработка деталей машин и приборов. Под ред. Г.А. Глазова. – Лениздат, 1965. – 126 с.
9. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів. – К.: КНУБА, 1999. – 488 с.
10. 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.
11. Опирский Б.Я., Денисов П.Д. Новые вибрационные станки: конструкция и расчет. – Львов: Свит, 1991. – 160 с.