

Т.С. ЯРОШЕВИЧ, А.В. СИЛИВОНЮК, М.П. ЯРОШЕВИЧ

Луцький національний технічний університет

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОЗБІГУ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ З ДЕБАЛАНСНИМ ПРИВОДОМ

© Ярошевич Т.С., Силивонюк А.В., Ярошевич М.П. 2010

Наведено результати експериментальних досліджень процесу розбігу вібраційної машини з дебалансним збудником, що приводиться в обертання від асинхронного двигуна.

Lay out of experimental researches results of the run-up process of vibrating machine with unbalanced vibroexciter, which is put into rotation with the help of asynchronus motor.

Постановка проблеми. Перспективним напрямком інтенсифікації багатьох технологічних процесів у різних галузях промисловості є використання вібраційної техніки. Галезь застосування вібраційних машин і пристроїв доволі широка та має стійку тенденцію до подальшого росту.

У вібраційних машинах великого поширення набув дебалансний привод завдяки простоті та можливості одержання значних збудувальних сил за невеликих габаритів і відносно малої маси. Машини з дебалансними віброзбудниками переважно є зарезонансними. При роботі в усталеному режимі таким машинам властива достатньо висока стабільність при зміні технологічного навантаження та параметрів системи. Проте в періоди розбігу та вибігу виникає проблема проходження зони резонансних частот, пов'язана зі значними коливаннями в системі й, відповідно, динамічними навантаженнями. Крім того, щоб подолати зону резонансу, потрібно мати двигун потужністю у кілька разів більшою за необхідну для роботи в усталеному режимі. Тому теоретичні та експериментальні дослідження динамічних процесів при розбігу вібраційних машин становлять актуальну науково-прикладну задачу.

Аналіз останніх досліджень. Динамічні явища, які виникають при розбігу вібраційних машин, здебільшого вивчають за допомогою математичного моделювання [1–4]. Експериментальне дослідження перехідних процесів у вібромашинах з інерційним збудником та асинхронним електродвигуном викладено в [2, 5].

Мета статті – встановлення ступеня адекватності висновків аналітичних досліджень [6] та результатів числового моделювання [3, 4] динаміки розбігу вібраційних машин з дебалансним приводом реальним процесам, що відбуваються при пуску експериментальної вібраційної установки.

Опис експериментальної вібраційної установки. Для проведення експериментальних досліджень було спроектовано та виготовлено експериментальну вібраційну установку (рис. 1, а). Установка складається зі зварної несучої рами (тримкого тіла), котра спирається м'якими гвинтовими циліндричними пружинами на масивну опорну раму. До пружнопідвішеної несучої рами жорстко кріпляться підшипникові опори одновального дебалансного віброзбудника, що, своєю чергою, складається з вала, нерухомо закріплених на ньому двох дебалансів та двох рухомих регулювал дебалансів відносно нерухомих. Для реалізації високонавантажених режимів роботи установки передбачено можливість встановлення від одного до чотирьох додаткових знімних дебалансів. Крім того, шляхом попарного (один навпроти одного) встановлення знімних дебалансів можна збільшувати сумарний момент інерції ротора збудника. З цією ж метою на валу ротора збудника передбачено закріплення сталевго диска з великим моментом інерції.

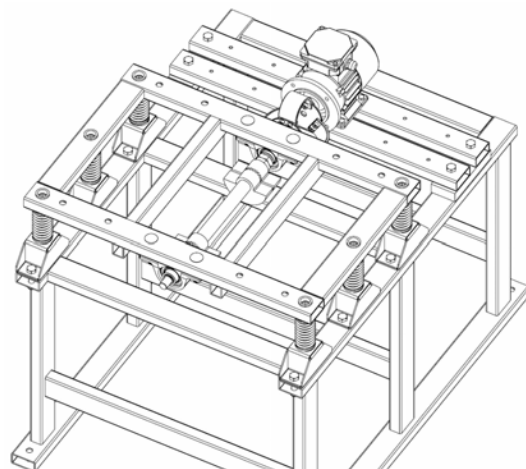
Вібробудник приводиться в рух трифазним електродвигуном асинхронного типу, з яким він з'єднаний пелюстковою компенсальною муфтою. Вісь дебалансного вала розміщено горизонтально у вертикальній площині, що проходить через центр ваги системи. Встановленням між рамою й підшипниковими опорами ротора вібробудника спеціальних прокладок (завтовшки 18мм) можна змінювати положення осі вала відносно центра ваги системи.

За допомогою монтажу від однієї до трьох додаткових сталевих плит на різній висоті над тримким тілом (20мм, 65мм, 105мм) можливо змінювати його масу, положення центра мас у вертикальній площині та момент інерції. Для зміни коефіцієнтів жорсткості пружної підвіски було виготовлено три комплекти пружин з різними характеристиками. Зазначимо, що для зниження жорсткості підвіски можна зменшувати кількість пружин з шести до чотирьох.

Під дією збурювального зусилля дебалансного вібробудника, яке виникає при його обертанні, тримке тіло здійснює малі плоскопаралельні коливання у вертикальній площині.



а



б

Рис. 1. Експериментальна вібраційна установка (а) та її твердотіла модель (б)

Параметри установки (базовий варіант): $M = 51,5 \text{ кг}$, $J = 1,95 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – відповідно, сумарна маса та момент інерції тримкого тіла; $m = 8,5 \text{ кг}$, $e = 0,0053 \text{ м}$ – відповідно, маса збудника та його ексцентриситет; $I = 0,0089 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – сумарний момент інерції ротора збудника; $l = 0,275 \text{ м}$, $b = 0,06 \text{ м}$ – параметри, які визначають місце кріплення верхніх кінців пружин відносно центра мас тримкого тіла; $h = 0,129 \text{ м}$ – відстань від центра мас тримкого тіла до осі ротора збудника. Момент інерції додаткового сталевого диска $I = 0,0022 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Параметри пружин: комплект № 1 – $d = 4,0 \text{ мм}$, $D_{\text{зовн}} = 45 \text{ мм}$, $H_0 = 110 \text{ мм}$, $n_{\text{роб}} = 7$; комплект № 2 – $d = 3,5 \text{ мм}$, $D_{\text{зовн}} = 41 \text{ мм}$, $H_0 = 88 \text{ мм}$, $n_{\text{роб}} = 5$; комплект № 3 – $d = 4,0 \text{ мм}$, $D_{\text{зовн}} = 44,3 \text{ мм}$, $H_0 = 100 \text{ мм}$, $n_{\text{роб}} = 6$. Використовували асинхронні трифазні електродвигуни 4А56В4У3 (ГОСТ Р 51689-2000) потужністю $P = 0,18 \text{ кВт}$ з номінальною частотою обертання $n = 1350 \text{ об/хв}$, (базовий варіант) та $P = 0,12 \text{ кВт}$ і $P = 0,09 \text{ кВт}$.

Визначення параметрів вібраційної установки та методика експериментальних досліджень. Параметри коливальної системи визначали експериментально, обчислювали за формулами з курсів теоретичної механіки та опору матеріалів і, крім того – за допомогою програмного продукту SolidWorks, у якому було створено тримірну твердотілу модель вібра-

ційної установки (рис. 1, б). Так, наприклад, з використанням програми SolidWorks визначали моменти інерції тримкого тіла та ротора вібробудника разом з муфтою, статичні моменти ротора збудника, а також положення центра мас пружнопідвішеного тіла.

Сумарний коефіцієнт жорсткості шести пружин пружної підвіски на розтяг–стиск та зсув визначався експериментально через відношення сили тяжіння вантажу, встановленого на рамі або підвішеного через блок, до виміряного спричиненого цією силою статичного переміщення тримкого тіла, відповідно, у вертикальному чи горизонтальному напрямках та для перевірки обраховувався за методикою [8]. Частоту обертання ротора збудника визначали за допомогою годинникового тахометра ТЧ-10Р (припустима похибка даних при вимірюванні частоти обертання $\pm 1\%$) та електронного стробоскопа МТ 565 (похибка $\pm 0,01\%$ від частоти обертання).

Для визначення часових залежностей кутової швидкості ротора вібробудника від часу було використано фотоелектричний перетворювач кутових переміщень (енкодер) моделі BE178A5 (застосовується у системах автоматичного регулювання верстатів, для інформаційного зв'язку за положенням між виконавчими механізмами верстату і пристроєм числового програмного керування). Сигнал від перетворювача переміщень надходить на мікроконтролер ATMEGA8, з'єднаний з комп'ютером через звукову карту.

Коефіцієнти в'язкого опору за коливальними координатами визначали, записуючи вільні згасаючі коливання тримкого тіла [8]. Після вимкнення електродвигуна, під час вибігу здійснювався запис вібропришвидшень центра мас тримкого тіла у горизонтальному та вертикальному напрямках. Шуканий коефіцієнт можна легко знайти за допомогою логарифмічного декременту коливань шляхом вимірювання відношення двох (для більшої точності – i) послідовних максимальних відхилень на віброграмі пришвидшень (на рис. 2 – на ділянці від 5,7 до 8 с). Для цього використовувалася трикоординатний акселерометр ММА 7260 QT ($\pm 1,5g-6g$). Аналогові сигнали проєкції координат прискорення відповідно на вісь X та Y знімалися аналого-цифровим перетворювачем (яким є звукова карта комп'ютера), де опрацьовувалися і виводилися на екран у вигляді масивів даних та графіків.

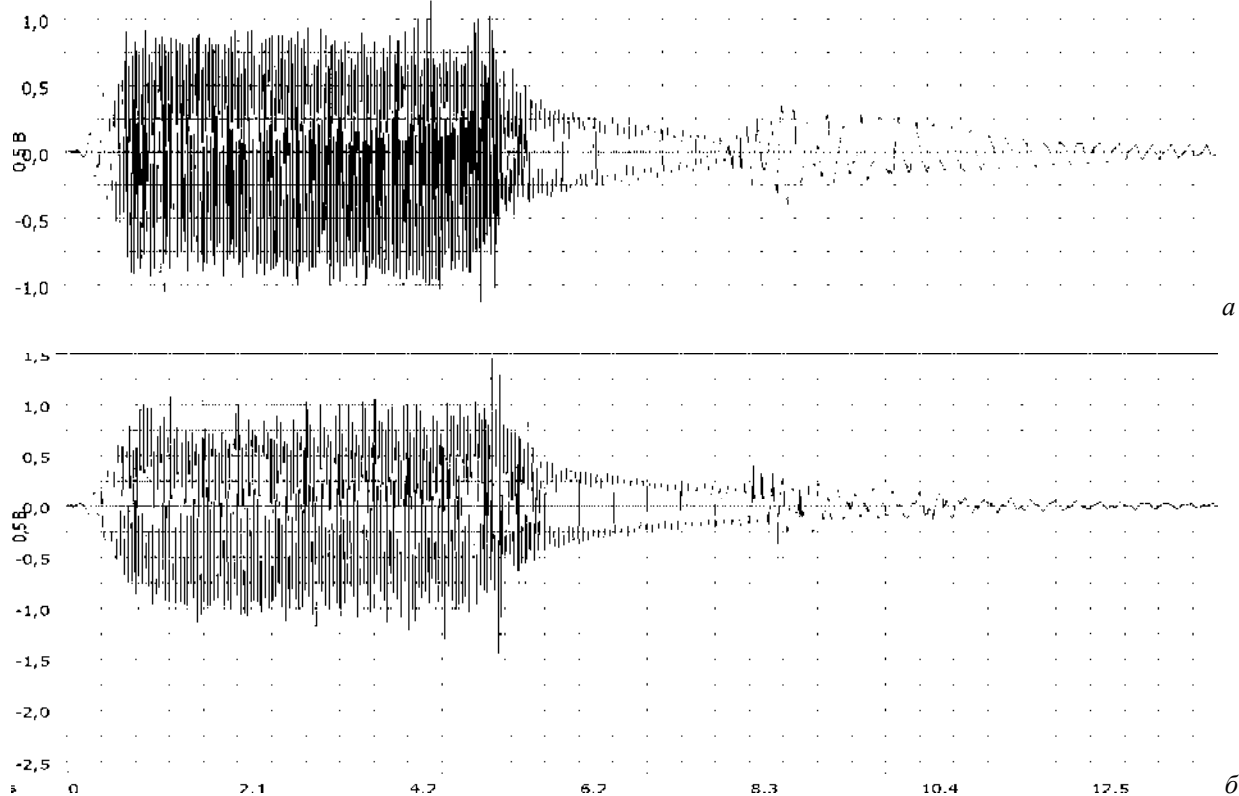


Рис. 2. Віброграми пришвидшення центра мас тримкого тіла: а – у вертикальному напрямку; б – у горизонтальному напрямку

Коефіцієнт опору коливанням обчислили за формулою $b = \frac{2\Lambda M}{T}$, де $\Lambda = \frac{1}{i} \ln \frac{y_n}{y_{n+i}}$ – логарифмічний декремент коливань; y_n, y_{n+i} – максимальні зміщення, які віддалені одне від одного у напрямку зростання часу на i періодів коливань; T – середнє значення демпфированого періоду коливань. Для віброграм, наведених на рис. 2: $b_y = 38,5 \text{ кг/с}$, $\Lambda = 0,0265$, $i = 40$, $T = 0,071 \text{ с}$; $b_x = 37,5 \text{ кг/с}$, $\Lambda = 0,0238$, $i = 39$, $T = 0,065 \text{ с}$.

Зазначимо, що відношення послідовних відхилень коливальної величини в зоні вибігу залишається приблизно однаковим на усьому проміжку віброграм (що підтверджує пропорційність сил опору першого ступеня швидкості [8]), крім вузького резонансного діапазону; збільшення амплітуд коливань (на 1–3 мм) та положення центра мас тримкого тіла (до 45 мм) неістотно впливає на логарифмічний декремент коливань. У зоні резонансу вирахувати декремент коливань з прийнятною точністю дуже складно, тому величина коефіцієнта опору в цій зоні приймалася рівною коефіцієнту дорезонансної області, збільшеному пропорційно зростанню амплітуди.

Максимальні амплітуди коливань пружнопідвішеного тримкого тіла фіксувалися на полі траєкторій, викресленому дряпанням на закопченому склі жорстко закріпленим в центрі мас сталевим вістря. Зображення на склі сканувалося, збільшувалося у ціле число разів, після чого роздруковувалося. В результаті обмірювання зображення одержали величини максимальних амплітуд коливань центра мас установки у вертикальному та горизонтальному напрямках.

Результати експериментів та їх аналіз. На рис. 2 наведено віброграми горизонтального та вертикального пришвидшень центра мас тримкого тіла під час розбігу, усталеного режиму руху та вибігу у реальному часі з частотою дискретизації 96 кГц, на рис. 3 – спектральний аналіз вищезаписаних масивів.

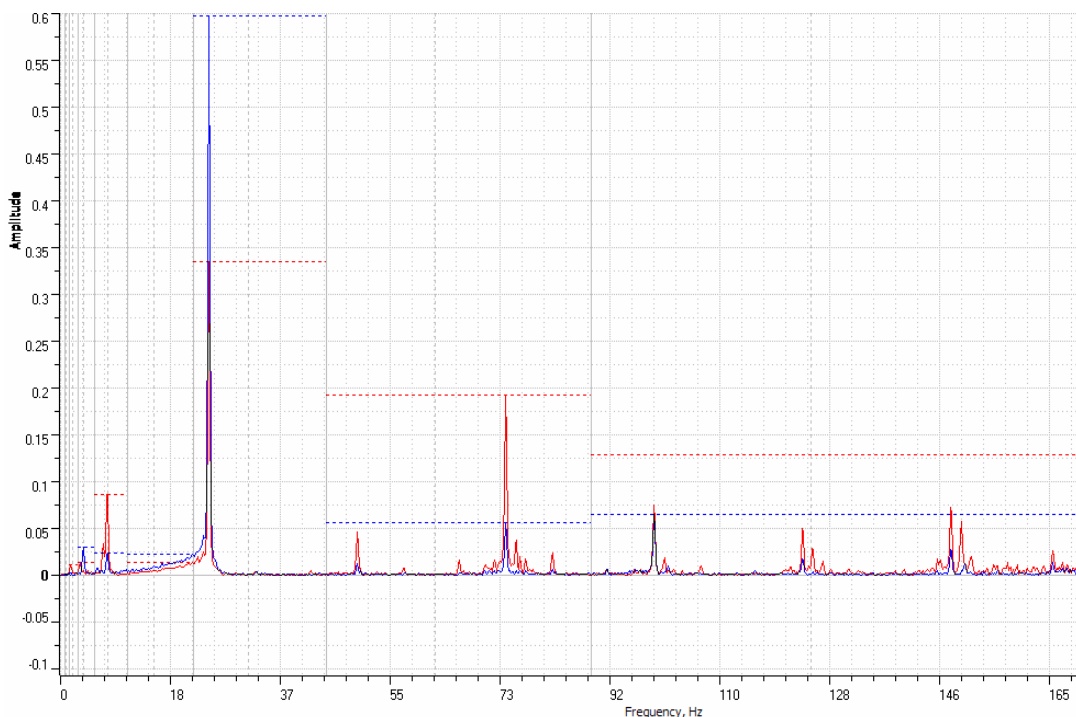


Рис. 3. Спектральний аналіз вібропривидшень центра мас тримкого тіла в горизонтальному та вертикальному напрямках

З рис. 2 випливає, що в момент розбігу зростання вібропришвиджень коливань тримкого тіла є відносно невеликим, і його величина істотно менше, ніж в усталеному режимі руху; при вибігу поступово зменшуються пришвидшення з помітним сплеском у зоні резонансу, але величина сплесків не перевищує значення пришвидшень в усталеному режимі. Середнє значення вібропришвидшень центра мас тримкого тіла в горизонтальному та вертикальному напрямках в усталеному режимі становить відповідно $19,6 \text{ м/с}^2$ та $16,5 \text{ м/с}^2$, що є близьким до значень, одержаних при моделюванні процесу розбігу за таких самих параметрів системи ($19,4 \text{ м/с}^2$ та $18,2 \text{ м/с}^2$) [9].

Результати спектрального аналізу свідчать, що сплески амплітуди вібропришвидшень відбуваються як при розбігу, так і при вибігу на однакових частотах, близьких до резонансних ($3,5 \text{ Гц}$, $7,8 \text{ Гц}$ – в разі горизонтальних коливань; $3,8 \text{ Гц}$ – у випадку вертикальних коливань), на частоті усталених вимушених коливань ($24,7 \text{ Гц}$), а також на частотах, кратних до них. Зазначимо, що спектральний аналіз було виконано за допомогою демонстраційної версії програмного забезпечення Power GRAPH.

На рис. 4–7 наведено віброграми кутової швидкості ротора збудника під час розбігу вібраційної установки. Аналізуючи графіки, можна констатувати наявність якісного збігу експерименту з теорією. На графіках, що відповідають високонавантаженим режимам розбігу, можна чітко спостерігати передрезонансні ділянки з відносно стрімким зростанням кутової швидкості, початкові резонансні ділянки, на яких зростання швидкості істотно сповільнюється, кінцеві резонансні ділянки, де швидкість знову швидко зростає та зарезонансні ділянки, на яких зростання швидкості поступово уповільнюється в міру наближення до усталеного стаціонарного значення.

Зазначені особливості у змінах кутової швидкості ротора проявляються тим помітніше, чим більші статичні моменти віброзбудників (рис. 5, а, б) чи вища жорсткість підвіски (рис. 4, б, 5, б, 6, а), при цьому «зависання» швидкості (близькі до горизонтальних ділянки кривої) відбувається на нижчих частотах обертання ротора. Так, при $c_y = 2,95 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$, $c_x = 1,7 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$ помітне «зависання» швидкості спостерігається на частотах $81,6 \text{ с}^{-1}$ і $117,4 \text{ с}^{-1}$; при $c_y = 3,9 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$, $c_x = 1,7 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$ – на частотах $57,8 \text{ с}^{-1}$ і $82,9 \text{ с}^{-1}$.

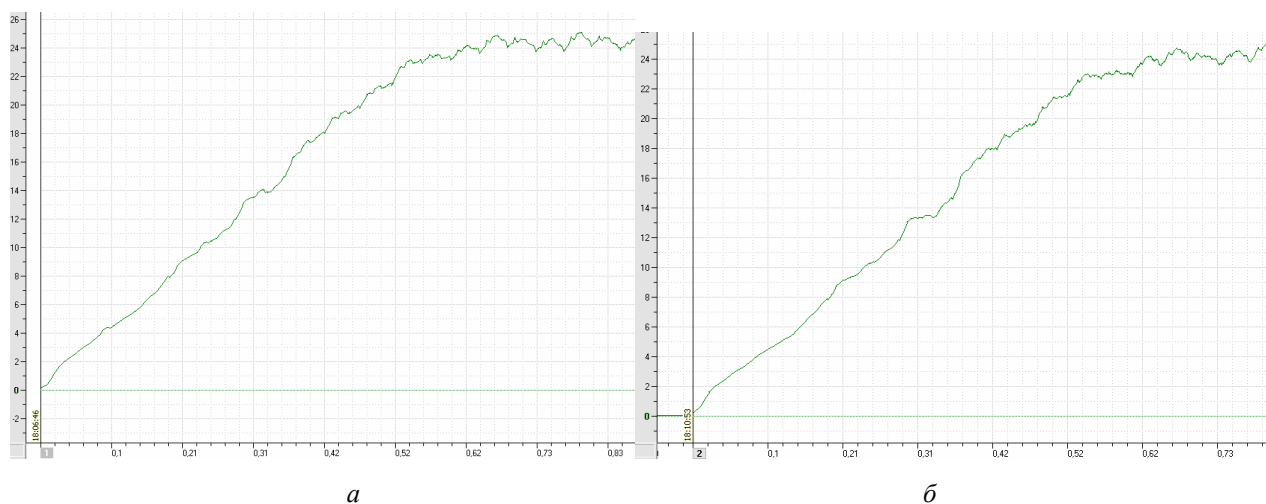


Рис. 4. Віброграми кутової швидкості ротора збудника під час розбігу, пружини № 2:
а) $m_e = 0,066 \text{ кг} \cdot \text{м}$; б) $m_e = 0,089 \text{ кг} \cdot \text{м}$

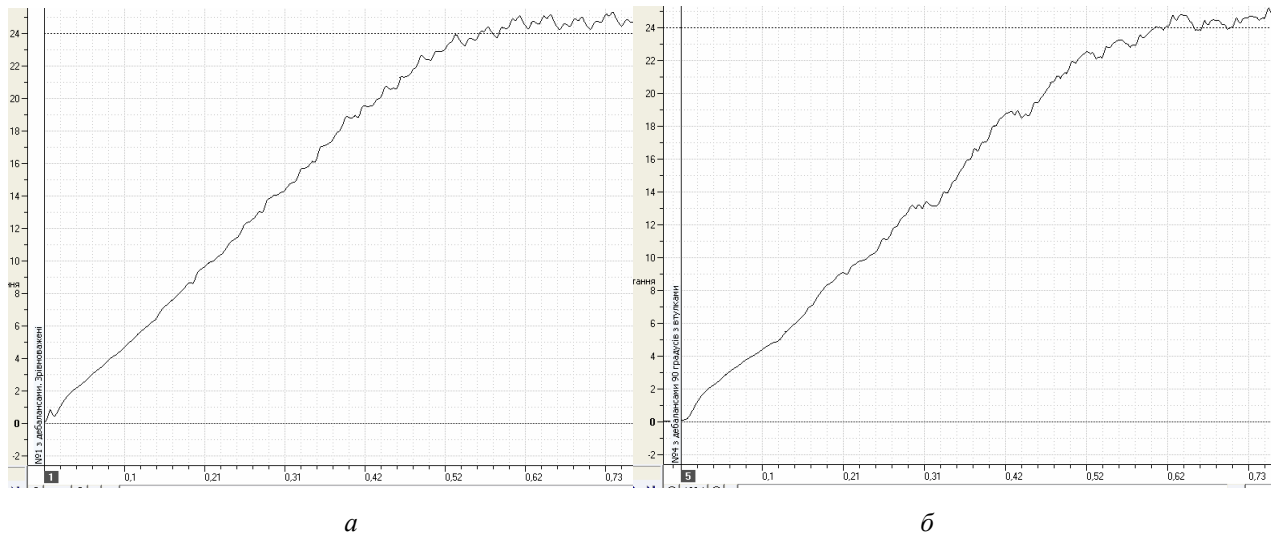


Рис. 5. Віброграми кутової швидкості ротора збудника під час розбігу, пружини № 3:
 А – $m_e = 0,045 \text{ кг} \cdot \text{м}$; б – $m_e = 0,089 \text{ кг} \cdot \text{м}$

Як і має бути згідно з результатами моделювання, збільшення відстані між віссю збудника та центром мас тримкого тіла помітно збільшує тривалість розбігу ротора електродвигуна (з 0,73с до 0,90с, рис. 6). Час розбігу істотно зростає також у разі нижчої потужності двигуна (рис. 6, а, 7, а) чи більшого сумарного моменту інерції ротора віброзбудника (рис. 7). Звичайно, при тривалішому розбігу більші резонансні амплітуди коливань вібраційної установки.

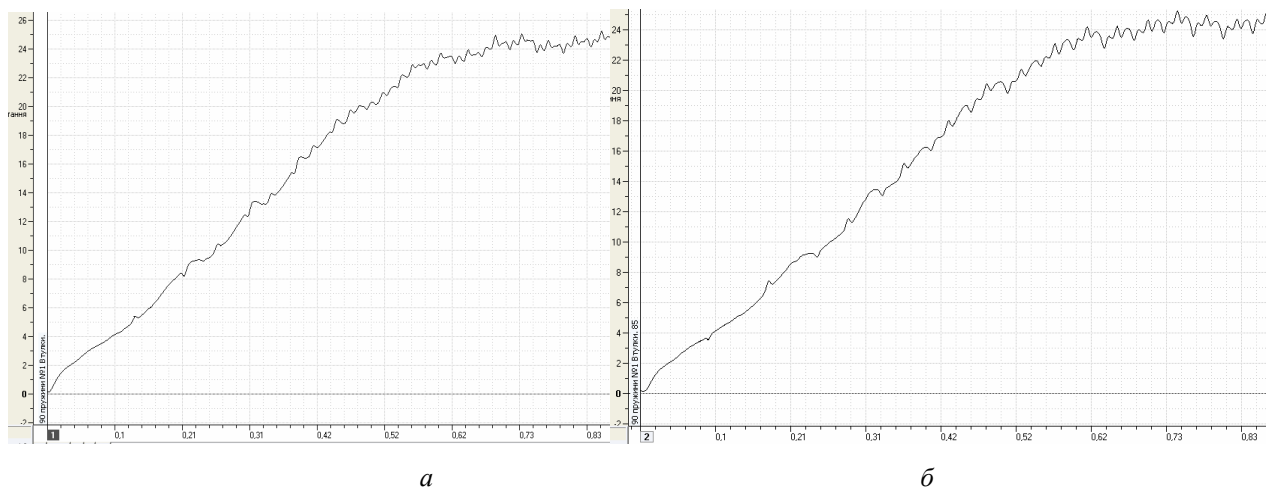


Рис. 6. Віброграми кутової швидкості ротора збудника під час розбігу для різних відстаней між його віссю та центром мас тримкого тіла (пружини № 1, $m_e = 0,089 \text{ кг} \cdot \text{м}$):
 а – 129 мм; б – 169 мм

На рис. 8 наведено викреслені поля траєкторій центра мас установки під час розбігу для різних сумарних моментів інерції ротора віброзбудника, потужностей електродвигуна та жорсткостей пружної підвіски, а також для періоду руху, коли виникає «зависання» швидкості збудника та для усталеного режиму руху. За одержаними даними:

– зміна величини моменту інерції ротора збудника може призводити до істотної різниці в максимальних резонансних амплітудах коливань тримкого тіла. Так, із збільшенням моменту інерції на 25%, у разі режимів з малим запасом потужності електродвигуна, максимальні амплітуди зростають більш ніж вдвічі (рис. 8, а, б), тоді як для режимів з достатнім запасом потужності, за

такої самої зміни моментів інерції, різниця між максимальними амплітудами є незначною – 5–8% (рис. 8, в, з);

– зниження величини жорсткості підвіски призводить до зменшення максимальних резонансних амплітуд, при цьому ефект від зниження жорсткості залежить від розглядуваного режиму. Так, для випадку режиму з двократним зростанням максимальної амплітуди (із завищеним моментом інерції ротора збудника), під час якого пуск супроводжується ударами витків пружин, заміна використовуваних пружин комплекту № 3 ($c_y = 3,90 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$, $c_x = 1,70 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$), на комплект № 1 ($c_y = 2,95 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$, $c_x = 1,70 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$), дає змогу здійснити нормальний розбіг машини. При цьому у першому випадку (рис. 8, б) максимальні резонансні амплітуди більші за амплітуди усталеного руху в 4–4,5 раза, тоді як для другого випадку (рис. 8, е) – у 2–2,2 раза;

– з підвищенням потужності двигуна зменшуються максимальні резонансні амплітуди. Наприклад, при заміні двигуна потужністю 120 Вт на двигун з $P=180 \text{ Вт}$ максимальні амплітуди зменшуються на 10–14 % (рис. 8, в, д).

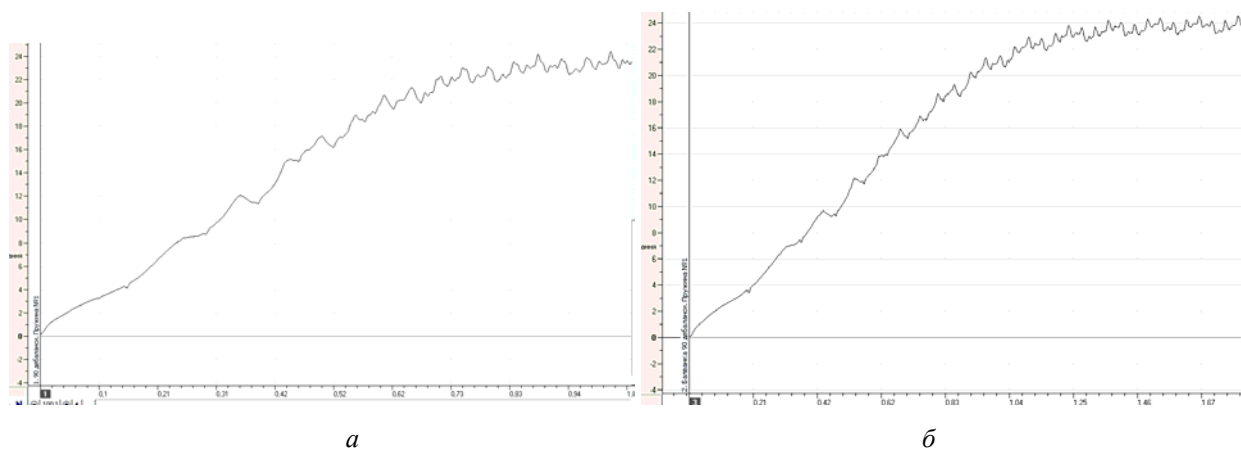


Рис. 7. Віброграми кутової швидкості ротора збудника під час розбігу з двигуном потужністю

$$P = 0,12 \text{ кВт}, \text{ пружини № 1: а - } I = 0,0089 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \text{ б - } I = 0,0111 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Зазначимо, що при «зависанні» швидкості збудника максимальні амплітуди під час розбігу майже на порядок більші за усталені (рис. 8, ж, з); амплітуди же усталеного руху приблизно однакові для усіх розглядуваних режимів.

Отже, коливання центра мас тримкого тіла установки мають досить складний характер. Тим не менше, одержані поля траєкторій утворюють доволі цікаву картину поведінки коливальної системи під час пуску.

На рис. 9 наведені віброграми кутової швидкості ротора збудника при його «зависанні» в резонансній зоні під час розбігу з недостатньою для вибраних параметрів установки потужністю двигуна. На графіку спостерігається гальмування ротора збудника перед першою ($p_x = 17,9 \text{ с}^{-1}$) та другою ($p_y = 27,5 \text{ с}^{-1}$) власними частотами і «зависання» перед третьою частотою ($p_j = 52,9 \text{ с}^{-1}$); чітко помітні напівповільні та швидкі коливання частоти збудника, як і має бути згідно з [6, 9]. Зазначимо, що реалізувати «зависання» кутової швидкості ротора віброзбудника з подальшими її коливаннями в зоні резонансу (без виходу на усталений зарезонансний режим) було достатньо проблематично, оскільки за такого режиму виникають дуже інтенсивні резонансні коливання (рис. 8, ж), що супроводжуються ударами витків пружин і навіть їх «зривом» з пробок кріплення. Крім того, тривала робота електродвигуна в пусковому режимі є неприпустимою. Зменшення сумарного моменту ротора віброзбудника (шляхом зняття додаткового сталевго диску з $I = 0,0022 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$) за таких же параметрів вібраційної установки, забезпечує розбіг ротора двигуна до номінальної швидкості.

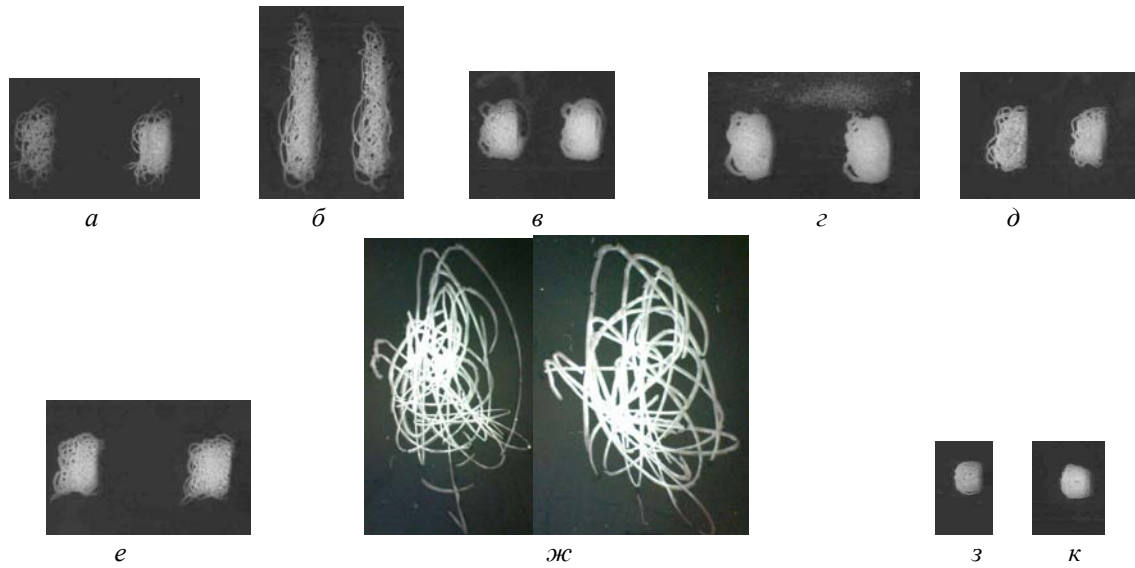


Рис.8. Поля траєкторій центра мас установки під час розбігу: а – $I = 0,0089 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $P = 120 \text{ Вт}$, пружини № 3; б – $I = 0,011 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $P = 120 \text{ Вт}$, пружини № 3; в – $I = 0,0089 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $P = 180 \text{ Вт}$, пружини № 1; г – $I = 0,011 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $P = 180 \text{ Вт}$, пружини № 1; д – $I = 0,0089 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $P = 120 \text{ Вт}$, пружини № 1; е – $I = 0,011 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $P = 120 \text{ Вт}$, пружини № 1; ж – «зависання»; з – усталені режими

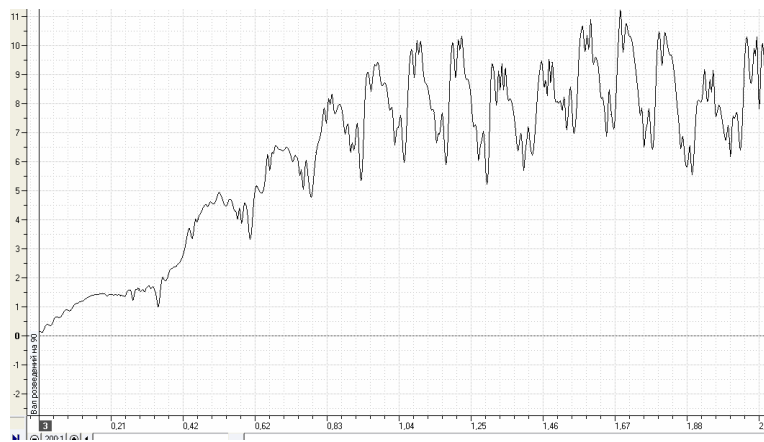


Рис. 9. Віброграми кутової швидкості ротора збудника в разі його «зависання» в резонансній зоні під час розбігу

Зазначимо, що підтверджується специфіка зміни частоти обертання збудника під час проходження системою резонансу у зворотному напрямку при вимкненому електродвигуні (тобто під час вибігу) – наявність в початковій резонансній зоні ділянок зі стрімким зменшенням кутової швидкості та подальшим нетривалим її «зависанням» після проходження зони (рис. 10, а). Зауважимо, що на графіках вибігу, після припинення обертання ротора віброзбудника ($t = 9,7 \text{ с}$) крива швидкості не відображає зміни напрямку коливань збудника.

На рис. 10, б продемонстровано проходження системою зони резонансу при вибігу в разі використання перетворювача частоти AFC-120 («ТWЕРD», Польща) потужністю $0,37 \text{ кВт}$ – реалізовано гальмування постійним струмом. Як видно з віброграм, вдалося істотно зменшити

тривалість перехідних процесів. Отже, з використанням сучасних електронних промислових пристроїв проблему вибігу можна вирішувати порівняно просто. Зазначимо, що можливостей керування, закладених у використовуваний скалярний перетворювач, для покращення динаміки розбігу вібраційних машин недостатньо.

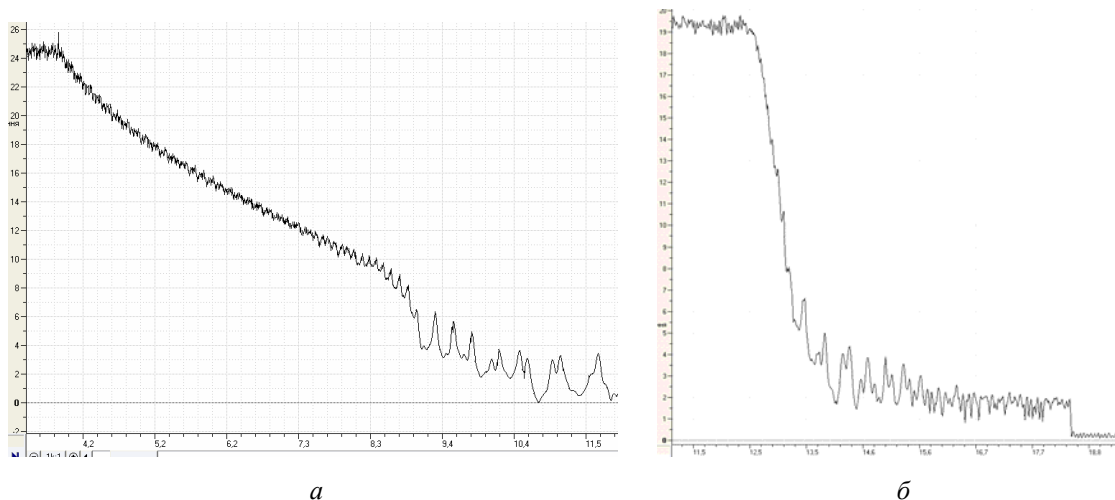


Рис. 10. Віброграми кутової швидкості ротора збудника $m_e = 0,089 \text{ кг} \cdot \text{м}$:
 а – пружини № 1; б – гальмування постійним струмом
 за допомогою перетворювача частоти: $P = 0,12 \text{ кВт}$

На рис. 11 наведено часові залежності швидкості збудника, одержані в разі числового моделювання процесів розбігу вібраційної машини з параметрами експериментальної вібраційної установки. Згідно з рис. 5, а, б та рис. 11, а, б можна також стверджувати про достатній кількісний збіг результатів досліджень. В обох випадках маємо незначну розбіжність в тривалості розбігу: при числовому моделюванні – $0,72 \text{ с}$ та $0,92 \text{ с}$ в разі експерименту – $0,63 \text{ с}$ та $0,74 \text{ с}$; в усталеному режимі одержано достатньо близькі значення середньої кутової швидкості обертання віброзбудника (моделювання – $155,1 \text{ с}^{-1}$ та $154,7 \text{ с}^{-1}$, експеримент – $155,4 \text{ с}^{-1}$ та $153,9 \text{ с}^{-1}$). Як бачимо, в разі збільшення статичних моментів віброзбудників, середнє значення швидкості дещо зменшується. «Зависання» кутової швидкості ротора двигуна (рис. 11, б та рис. 5, б) спостерігається на близьких частотах: при моделюванні – $51,5 \text{ с}^{-1}$, $70,8 \text{ с}^{-1}$, $96,8 \text{ с}^{-1}$, в разі експерименту – $56,5 \text{ с}^{-1}$, $81,6 \text{ с}^{-1}$, $117,4 \text{ с}^{-1}$.

Зазначимо, що для легконавантажених режимів значна ділянка кривої віброшвидкості при розбігу відображає картину рівноприскореного руху зі сталим прискоренням $e_1 = 282 \text{ с}^{-1}$, величина якого є близькою до значення, обчисленого за формулою $e_1 \approx L_n / I = 300 \text{ с}^{-1}$, де L_n – пусковий момент електродвигуна (рис. 5, а).

Як бачимо на графіку вибігу ротора збудника (рис. 11) у випадку коливальної системи з власними частотами $p_j = 46,2 \text{ с}^{-1}$, $p_y = 23,9 \text{ с}^{-1}$, $p_x = 17,9 \text{ с}^{-1}$, стрімке зменшення кутової швидкості обертання збудника спостерігається зі значення частоти $44,0 \text{ с}^{-1}$, а на частоті $29,5 \text{ с}^{-1}$ спостерігається її «зависання»; у разі системи з власними частотами $p_j = 52,9 \text{ с}^{-1}$, $p_y = 27,5 \text{ с}^{-1}$, $p_x = 18,1 \text{ с}^{-1}$, зменшується швидкість з частоти 52 с^{-1} , а на частоті $37,7 \text{ с}^{-1}$ вона «зависає».

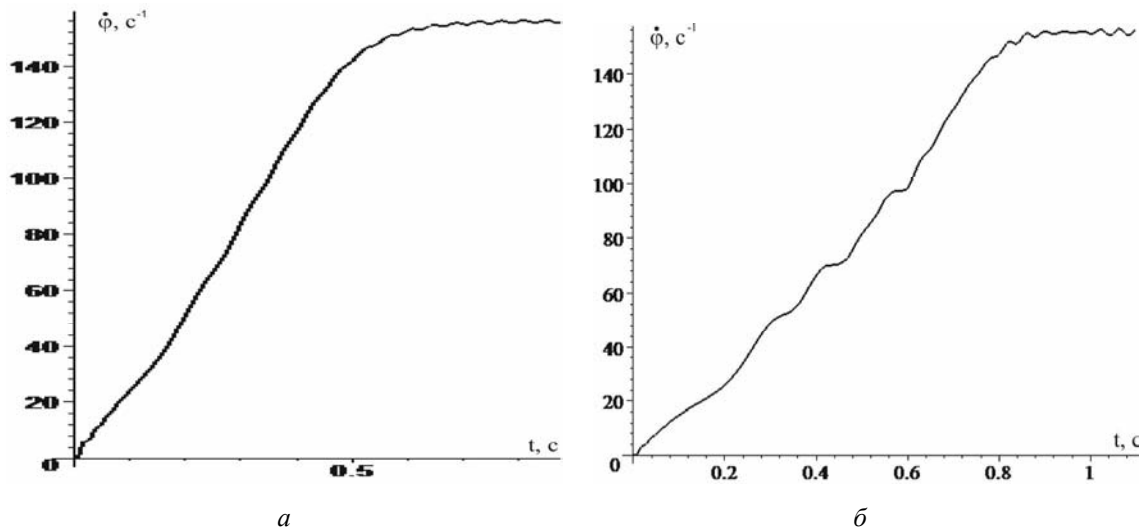


Рис. 11. Часові залежності кутової швидкості збудника в разі числового моделювання розбігу, пружини № 3: а – $te = 0,045 \text{ кг} \cdot \text{м}$; б – $te = 0,089 \text{ кг} \cdot \text{м}$

Зазначимо, що робота експериментальної вібраційної установки характеризувалася достатньо високою стабільністю, при цьому відношення частоти вимушених коливань до частоти власних вертикальних коливань знаходилося в проміжку від 5,5 до 6,3 (залежно від комплекту пружин), що відповідає верхнім значенням з рекомендованих в літературі діапазонів, а відношення поперечної жорсткості пружин до осьової було близьким до 1:2.

Отже, експериментальні дослідження підтверджують основні теоретичні висновки роботи [6] та результати числового моделювання [3, 4] й свідчать про достатню для інженерної практики точність виконаних досліджень.

1. Шатохін В.М. *Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: монография* / В.М. Шатохин. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 456 с. 2. Андриевский Б.Р. *Управление мехатронными вибрационными установками* / Андриевский Б.Р., Блехман И.И., Борцов Ю.А. и др. – СПб.: Наука, 2001. – 278 с. 3. Ярошевич Т.С. *Дослідження пуску вібраційної машини з дебалансним приводом* / Ярошевич Т.С. // Вісник Нац. ун-ту «Львівська політехніка». – 2007. – №557. – С. 94–102. 4. Ярошевич Т.С. *Моделювання подвійного пуску вібраційної машини з дебалансним збудником коливань* / Т.С. Ярошевич // Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: Динамика и прочность машин. – 2008. – Вып. 36. – С. 195–202. 5. Берник П.С. *Перехідні процеси у вібраційних технологічних машинах із дебалансним приводом* / Берник П.С., Чубик Р.В., Таянов С.А. // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Укр. міжвід. наук.-техн. зб. – 2006. – №40 – С. 25–34. 6. Блехман І.І. *Проходження резонансної зони інерційно-збурювальними вібраційними пристроями з кількома ступенями вільності* / І.І. Блехман, Т.С. Ярошевич // Машинознавство. – 2009. – №3. – С.17–22. 7. *Колебание машин, конструкций и их элементов. Вибрации в технике: [Справочник / ред. Ф.М. Диментберга, К.С. Колесникова]. – Т.3. – 1980. – М.: Машиностроение. – 544 с.* 8. Иорши Ю.И. *Виброметрия* / Ю.И. Иорши. – М.: Государственное научно-техническое изд-во машиностроительной литературы, 1963. – 771 с. 9. Ярошевич Т.С. *Динаміка розбігу вібраційних машин з дебалансними збудниками. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук* / Ярошевич Т.С. // Нац. ун-т «Львівська політехніка». – 2010. – 173 с.