

РОЗРАХУНКИ ДИНАМІЧНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ВІБРОГРАТКИ ПРИ НАЯВНОСТІ В'ЯЗКОГО ОПОРУ

В. П. Нісонський

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу;
Україна, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;
тел. +38 (0342) 723824; e-mail: mti@iung.edu.ua*

Розглядається математична модель динамічного режиму роботи багатосекційної віброгратки з пружними в'язями. Модель враховує наявність в'язкого опору між твердими тілами. Числові розрахунки проводились для промислової віброгратки моделі 31327. Побудовані амплітудно-частотні характеристики (АЧХ) та фазові портрети при усталеному динамічному режимі роботи віброгратки.

Ключові слова: математична модель, віброгратка, динамічний режим роботи, амплітудно-частотна характеристика, фазовий портрет.

1. Актуальність проблеми та постановка задачі

Математичне моделювання динамічного режиму роботи віброударних систем, а також чисельні розрахунки такого режиму роботи відіграє фундаментальну роль при проектуванні нових віброагрегатів, а також для прогнозування безаварійної роботи таких механізмів.

В роботах [1-6] була побудована узагальнена математична модель віброударного агрегату з ланцюгово-розгалуженим способом з'єднання твердих тіл, що взаємодіяли з допомогою пружних в'язів вигляді системи диференціальних рівнянь Лагранжа II-го роду. Пропонується механіко-математична модель багатосекційного віброагрегата, простіша динамічна схема якого зображена на рис. 1. Для даної моделі вперше виконані чисельні розрахунки динамічного режиму роботи віброагрегата.

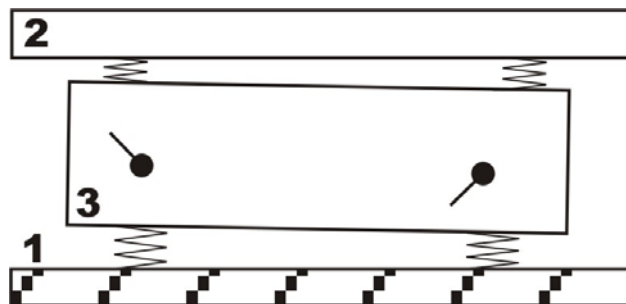


Рис. 1. Модель двосекційного агрегату з послідовним з'єднанням твердих тіл з пружними в'язями

На нерухомій фундаментній рамі ($i=1$) за допомогою пружних зв'язів з жорсткістю S_{13} встановлена інерційна віброударна гратка ($i=3$). Технологічне навантаження (ТН, $i=2$) в початковому стані (стані рівноваги) має з віброударною граткою технологічний зазор δ . При динамічному режимі роботи робочі органи віброгратки через пружні зв'язки S_{32} контактено взаємодіють з ТН. При цьому вважаємо, що ТН здійснює плоско-паралельний рух. Таким чином, розглядається плоско-паралельний рух системи: інерційної віброгратки та ТН.

Віброгратка здійснює механічні коливання під дією моментів сил, що виникають при обертанні дебалансних мас ($i=311$, $i=321$). Дебалансні маси приводяться в рух електродвигунами, які розміщені на двох валах в корпусі ударної віброгратки. В початковій стадії руху (стадії розгону) дебалансні маси мають кутове прискорення, і їх кутова швидкість зростає. В усталеному динамічному режимі роботи кутова швидкість дебаланса є максимальна і стала.

Системи координат вводяться так, як в [3-6].

Таким чином, для даної системи маємо вісім узагальнених координат, що характеризують рух системи.

Таким чином, для даної системи $s = 8$.

Враховуючи отримані в [1-6] загальні рівняння руху системи з ланцюгово-розгалуженим способом з'єднання твердих тіл, для даної механічної системи (рис. 1) маємо систему рівнянь:

$$\begin{aligned} M_3 \ddot{x}_3 - S_{3,x} \ddot{\phi}_3 + S_{311,x} \ddot{\psi}_{311} + S_{321,x} \ddot{\psi}_{321} - S_{3,y} \dot{\phi}_3^2 - S_{311,y} \dot{\psi}_{311}^2 - S_{321,y} \dot{\psi}_{321}^2 &= Q_{x_3}; \\ M_3 \ddot{y}_3 + S_{3,y} \dot{\phi}_3^2 + S_{311,y} \dot{\psi}_{311}^2 + S_{321,y} \dot{\psi}_{321}^2 - S_{3,x} \dot{\phi}_3^2 + S_{311,x} \dot{\psi}_{311}^2 + S_{321,x} \dot{\psi}_{321}^2 &= Q_{y_3}; \\ I_{0,3} \ddot{\phi}_3 - S_{3,x} \ddot{x}_3 + S_{3,y} \ddot{y}_3 - I_{\varepsilon,x}^{11} (\phi_3 - \psi_{311}) \ddot{\psi}_{311} - I_{\varepsilon,x}^{21} (\phi_3 - \psi_{321}) \ddot{\psi}_{321} + \\ + I_{\varepsilon,y}^{11} (\phi_3 - \psi_{311}) \dot{\psi}_{311}^2 + I_{\varepsilon,y}^{21} (\phi_3 - \psi_{321}) \dot{\psi}_{321}^2 &= Q_{\phi_3}; \\ I_{0,311} \ddot{\psi}_{311} + S_{3,y}^{311} \ddot{x}_3 + S_{3,x}^{311} - I_{\varepsilon,x}^{11} (\phi_3 - \psi_{311}) \ddot{\phi}_3 - I_{\varepsilon,y}^{11} (\phi_3 - \psi_{311}) \dot{\phi}_3^2 &= M_1; \\ I_{0,321} \ddot{\psi}_{321} + S_{3,y} \ddot{x}_3 + S_{3,x} \ddot{y}_3 - I_{\varepsilon,x}^{21} (\phi_3 - \psi_{321}) \ddot{\phi}_3 - I_{\varepsilon,y}^{21} (\phi_3 - \psi_{321}) \dot{\phi}_3^2 &= M_2, \\ M_2 \ddot{x}_2 &= Q_{x_2}; \\ M_2 \ddot{y}_2 &= Q_{y_2}; \\ I_{0,2} \ddot{\phi}_2 &= Q_{\phi_2}; \end{aligned} \tag{1}$$

Статичні моменти даної механічної системи для ударно-вибивної гратки ($i=3$) мають вигляд:

$$\begin{aligned} S_{3,x} &= (m_{311} u_{31} + m_{321} u_{32}) \sin \phi_3; \\ S_{3,y} &= (m_{311} u_{31} + m_{321} u_{32}) \cos \phi_3. \end{aligned}$$

Статичні моменти для дебалансів ударно-вибивної гратки (для тіл $i=311$ та тіл $i=321$) є:

$$S_{3,x}^{311} = m_{311} \varepsilon_{311} + \cos \psi_{311};$$

$$S_{3,y}^{311} = m_{311} \varepsilon_{311} + \sin \psi_{311};$$

$$S_{3,x}^{321} = m_{321} \varepsilon_{321} + \cos \psi_{321};$$

$$S_{3,y}^{321} = m_{321} \varepsilon_{321} + \sin \psi_{321};$$

Центральні моменти інерції будуть:

$$I_{0,3} = m_{311} u_{31}^2 + m_{321} u_{32}^2 + I_3;$$

$$I_{0,311} = m_{311} \varepsilon_{311}^2 + I_{311};$$

$$I_{0,321} = m_{311} \varepsilon_{321}^2 + I_{321};$$

$$I_{\varepsilon,x}^{11} = m_{311} \varepsilon_{311} u_{31} \sin(\varphi_3 - \psi_{311}); \quad I_{\varepsilon,y}^{11} = m_{311} \varepsilon_{311} u_{31} \cos(\varphi_3 - \psi_{311});$$

$$I_{\varepsilon,x}^{21} = m_{321} \varepsilon_{311} u_{32} \sin(\varphi_3 - \psi_{321});$$

$$I_{\varepsilon,y}^{21} = m_{321} \varepsilon_{321} u_{32} \cos(\varphi_3 - \psi_{311});$$

Чисельне моделювання динамічного режиму роботи проводилося для таких початкових даних:

Маси твердих тіл: $M_2=1000$; $M_3=500$; $m_{311}=20$; $m_{321}=20$; маси даються в кг;

Геометричні розміри тіл: $L_2=2,00$; $H_2=1,00$; $L_3=1,500$; $H_3=1,00$; $\delta_3=0,15$; $\delta_{23}=0,100$ (розміри в метрах).

Координати валів дебалансів ($i=311$, $i=321$) в системі координат $X_3O_3Y_3$:

$$u_{311}=-0,40, \quad u_{321}=0,40 \text{ (в метрах).}$$

Геометричний ексцентриситет дебалансів: $\varepsilon_{311}=0,20$; $\varepsilon_{321}=0,20$.

Моменти інерції твердих тіл бралися: $I_2 = 20000$; $I_3 = 10000$; $I_{311}=100$; $I_{321}=100$;

Жорсткість амортизаторів: $C_{31}=2000000$, $C_{23}=500000$; де C_{31} – амортизатори, що знаходяться між фундаментом рамою ($i=1$) та вибивною ґраткою ($i=3$), C_{23} – амортизатори, що стоять між вибивною ґраткою ($i=3$) та технологічним навантаженням ($i=2$).

Початкові умови (в початковому положенні рівноваги системи) бралися наступні:

$x_{0,2}=0,75$; $y_{0,2}=0,65$; $x_{0,3}=0,75$; $y_{0,3}=0,65$ (в метрах); початкові швидкості всіх твердих тіл бралися нульові.

2. Розрахунки та аналіз результатів обчислення

Аналіз розрахунків доцільно проводити, знаючи власні частоти коливань механічної системи. Так як швидкість обертання приводу двигуна в усталеному режимі практично не змінюється, то нехтуючи доданками вищих порядків, як показано в [7, 8], отримали характеристичне рівняння для знаходження перших власних частот:

$$\begin{vmatrix} m_2 \cdot \lambda^2 + 2C_{23} & -2C_{23} \\ -2C_{23} & m_3 \cdot \lambda^2 + 2C_3 + 2C_{23} \end{vmatrix} = 0.$$

Розв'язки цього рівняння мають вигляд:

$$\lambda_{1,2} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - ac}}{a}.$$

Тут $a = m_2 m_3$, $b = m_2 C_3 + (m_2 + m_3) C_{23}$, $c = 4C_3 C_{23}$.

Чисельне моделювання динамічного режиму роботи проводилося для таких даних параметрів: $M_2=1000$; $m_{31}=20$; $m_{32}=20$ – маси твердих тіл в кг; $C_3=2000000$, $C_{23}=500000$ жорсткість амортизаторів; де C_3 – амортизатори, що знаходяться між фундаментом та вибивною ґраткою ($i=3$), C_{23} – амортизатори, що стоять між вибивною ґраткою ($i=3$) та технологічним навантаженням ($i=2$). Початкові умови вибираємо положення рівноваги системи. Розглянуто такі варіанти маси ТН, для яких обчислено перші власні частоти:

$$M_2 = 2000 : \lambda_1 = 19,786 ; \lambda_2 = 71,474 ;$$

$$M_2 = 4000 : \lambda_1 = 14,069 ; \lambda_2 = 71,078 ;$$

$$M_2 = 6000 : \lambda_1 = 11,508 ; \lambda_2 = 70,952 ;$$

$$M_2 = 8000 : \lambda_1 = 9,975 ; \lambda_2 = 70,891 .$$

Побудовано графіки залежності амплітуд від часу (рис. 2-5), фазові криві коливань ТН (рис. 6-9), залежності віброприскорення коливань ТН від часу (рис. 10-13). Власні частоти коливань ТН можна змінювати, змінюючи механічні параметри системи, тобто маси технологічного навантаження та віброударної ґратки, маси дебалансів, жорсткість пружних зв'язків, можливі сили опору та ін. На рис. 2, 3, 4, 5 показано графіки залежності амплітуд ТН від часу при масах ТН m_2 , рівних відповідно 2000, 4000, 6000 та 8000 кг. По осі ОХ дається час в сек, по осі ОУ – вертикальна координата y_2 в м.

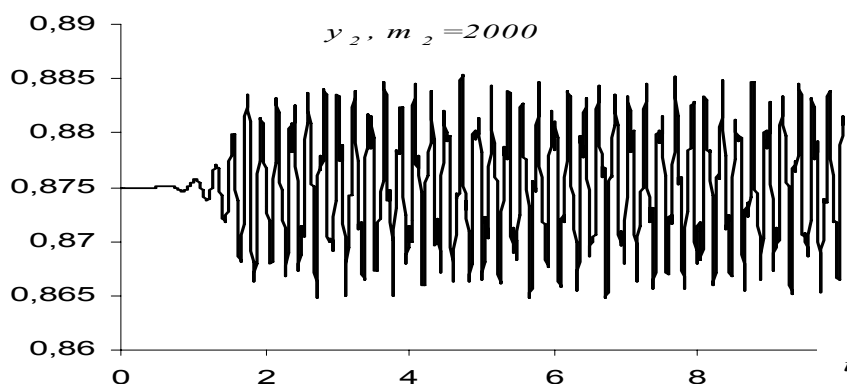


Рис. 2. Залежність амплітуди коливань ТН від часу при масі ТН 2000 кг

На рис. 6-5 показані фазові портрети коливань ТН при масах ТН відповідно 2000, 4000, 6000 та 8000 кг.

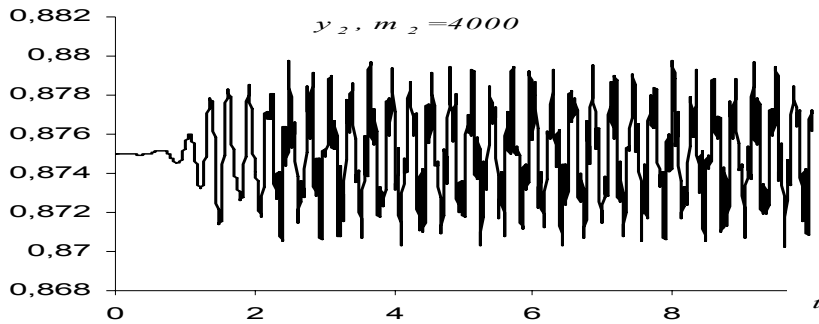


Рис. 3. Залежність амплітуди коливань ТН від часу при масі ТН 4000 кг

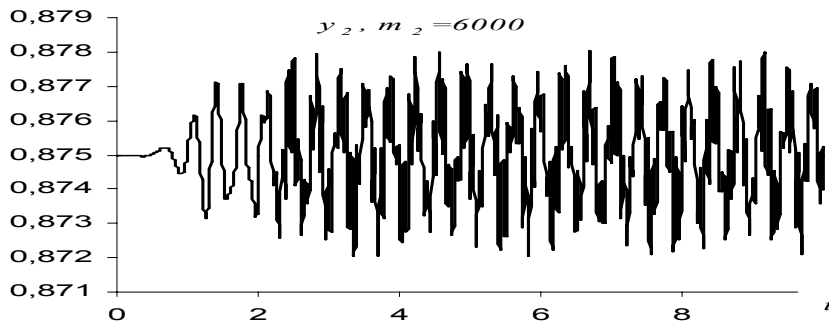


Рис. 4. Залежність амплітуди коливань ТН від часу при масі ТН 6000 кг

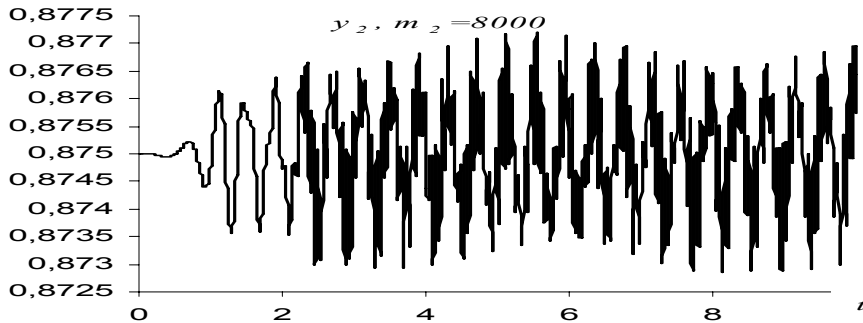


Рис. 5. Залежність амплітуди коливань ТН від часу при масі ТН 8000 кг

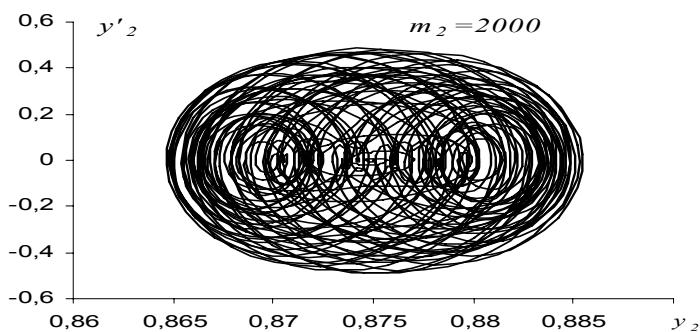


Рис. 6. Фазові криві коливань при масі ТН 2000 кг

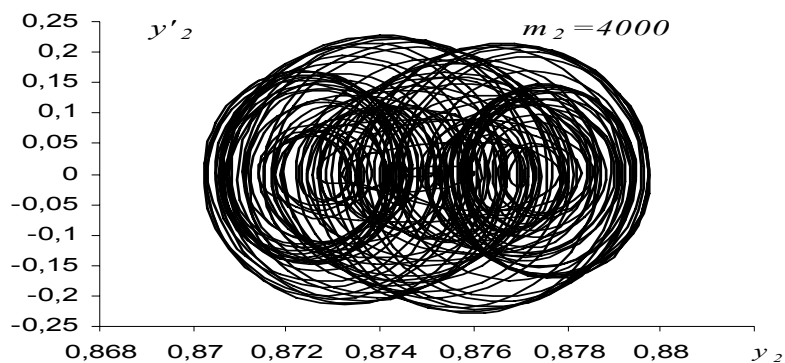


Рис. 7. Фазові криві коливань при масі ТН 4000 кг

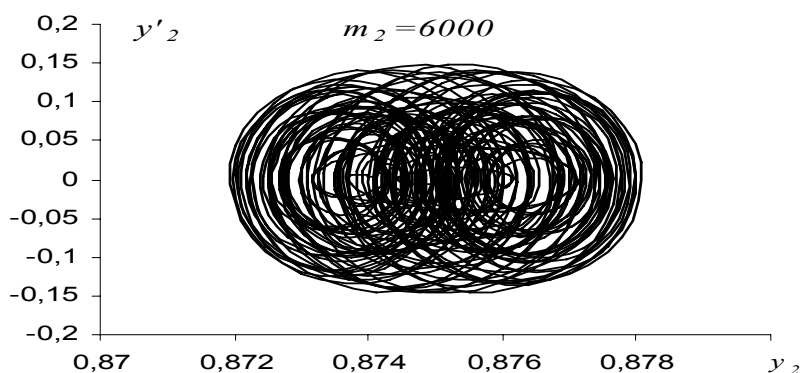


Рис. 8. Фазові криві коливань при масі ТН 6000 кг

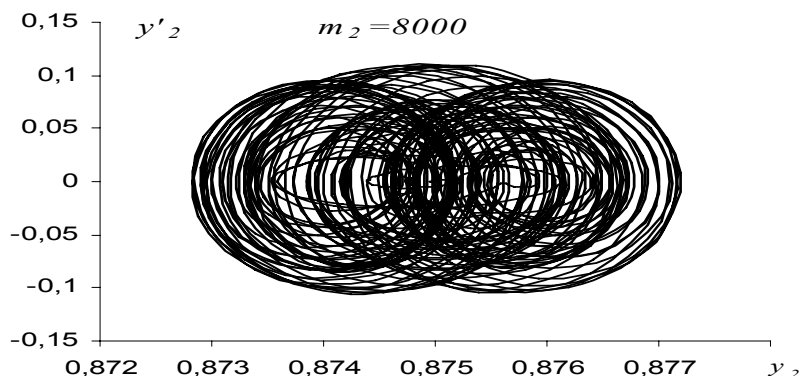


Рис. 9. Фазові криві коливань при масі ТН 8000 кг

Фазові криві руху ТН показують, що система є механічно стійкою, так як фазові портрети знаходяться в скінченних областях на фазовій площині [7]. Таким чином, дані механічні параметри забезпечують механічну стійкість віброагрегату.

На рис. 10-13 показано залежність віброприскорення коливань ТН при масах відповідно 2000, 4000, 6000 та 8000 кг.

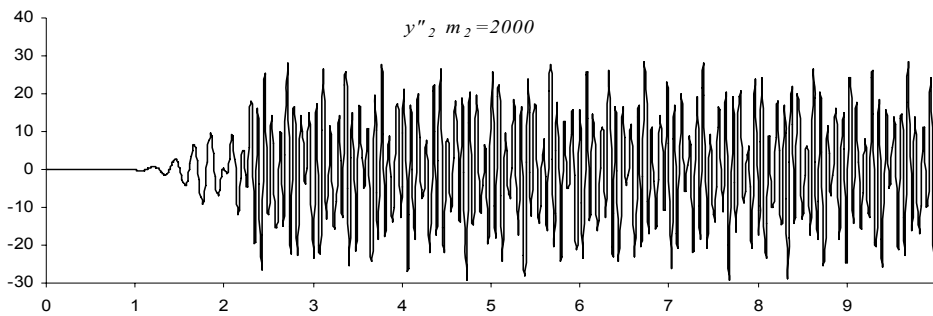


Рис. 10. Залежності віброприскорення коливань від часу при масі ТН 2000 кг.

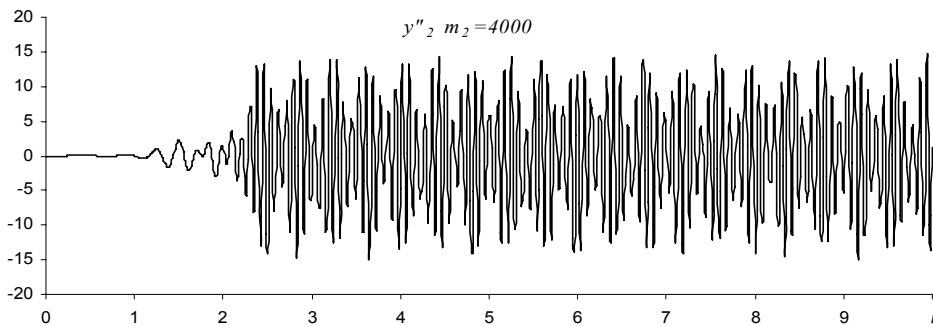


Рис. 11. Залежності віброприскорення коливань від часу при масі ТН 4000 кг

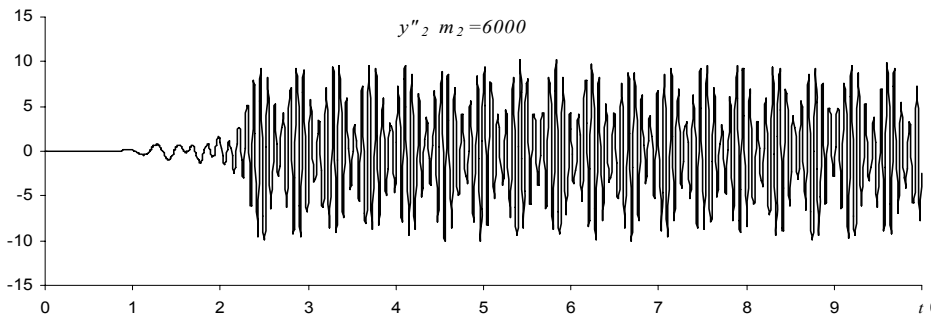


Рис. 12. Залежності віброприскорення коливань від часу при масі ТН 6000 кг

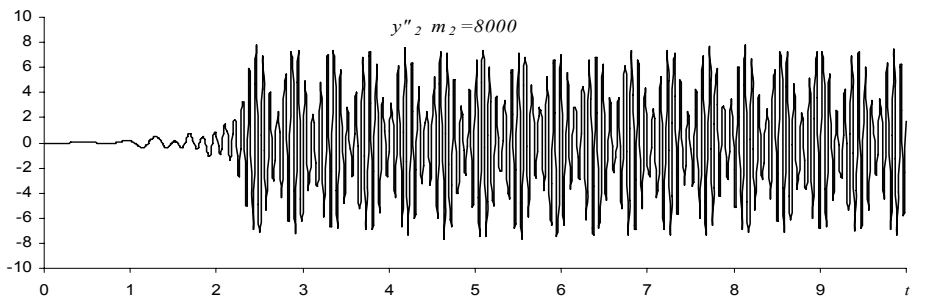


Рис. 13. Залежності віброприскорення коливань від часу при масі ТН 8000 кг

3. Дослідження динамічного режиму роботи віброагрегата з урахуванням сил в'язкого опору

Розглядається математична модель динамічного режиму роботи динамічного віброагрегата, коли технологічне навантаження віброагрегата взаємодіє з робочими органами інерційно-ударних вибивних граток при наявності в'язкого опору (рис. 14). Досліджується вплив в'язкого опору на амплітуди коливань та прискорень при динамічному режимі роботи. На нерухому фундаменті за допомогою пружних та в'язких зв'язків встановлена інерційна віброударна гратка, $i=3$ (рис. 14). Технологічне навантаження (ТН, $i=2$) в початковому стані (стані рівноваги) має з віброударною граткою технологічний зазор δ . При динамічному режимі роботи робочі органи віброгратки через пружні зв'язки взаємодіють з ТН і здійснюють при цьому плоско-паралельний рух. Механічні коливання віброгратки зумовлені дією інерційних сил, які виникають при обертанні дебалансних мас ($j=31, j=32$), що приводяться в рух електродвигунами, які розміщені на двох валах в корпусі ударної віброгратки. В початковій стадії руху (стадії розгону) дебалансні маси мають кутове прискорення, і їх кутова швидкість зростає. В усталеному динамічному режимі роботи кутова швидкість дебаланса є максимальна і стала.

Для даної моделі вперше виконані чисельні розрахунки динамічного режиму роботи віброагрегата при різних механічних параметрах.

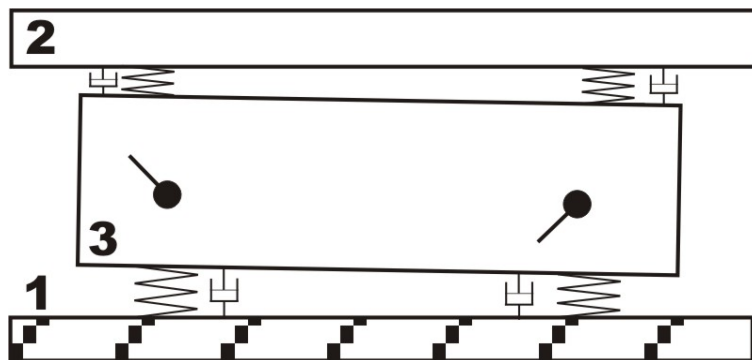


Рис. 14. Модель двосекційного агрегата послідовного з'єднання твердих тіл з урахуванням пружно-в'язкого опору

Для механічної системи (рис. 14) отримуємо систему диференціальних рівнянь [9]:

$$M_3 \ddot{x}_3 - S_{3,x} \ddot{\phi}_3 - S_{3,y} \dot{\phi}_3^2 + \sum_{j=1}^2 (S_{3j1,x} \ddot{\psi}_{3j} - S_{3j1,y} \dot{\psi}_{3j}^2) = Q_{x_3};$$

$$M_3 \ddot{y}_3 + S_{3,y} \ddot{\phi}_3 - S_{3,x} \dot{\phi}_3^2 + \sum_{j=1}^2 (S_{3j1,y} \ddot{\psi}_{3j} + S_{3j1,x} \dot{\psi}_{3j}^2) = Q_{y_3};$$

$$\begin{aligned}
& I_{0,3}\ddot{\phi}_3 - S_{3,x}\ddot{x}_3 + S_{3,y}\ddot{y}_3 + \sum_{j=1}^2 (I_{\varepsilon,y}^j(\varphi_3 - \psi_{3j1})\dot{\psi}_{3j}^2 - I_{\varepsilon,x}^j(\varphi_3 - \psi_{3j})\dot{\psi}_{3j}^2) = Q_{\varphi_3} \\
& I_{0,3j}\ddot{\psi}_{3j} + S_{3,y}^{3j}\ddot{x}_3 + S_{3,x}^{3j} - I_{\varepsilon,x}^j(\varphi_3 - \psi_{3j})\ddot{\phi}_3 - M_2\ddot{y}_2 + 2\gamma_{32}(\dot{y}_2 - \dot{y}_3) + 2C_{32}(y_2 - y_3) = 0 \\
& I_{\varepsilon,y}^j(\varphi_3 - \psi_{3j})\dot{\phi}_3^2 = M_{\psi_j}, \quad (j=1, 2); \\
& M_2\ddot{x}_2 = Q_{x_2}, \quad M_2\ddot{y}_2 = Q_{y_2}, \quad I_{0,2}\ddot{\phi}_2 = Q_{\varphi_2}. \quad (2)
\end{aligned}$$

Тут x_i, y_i, φ_i ($i=2,3$) – узагальнені координати ТН і віброгратки, ψ_{3j} – узагальнені координати дебалансів; M_i – маси ТН і віброгратки; $S_{3,x}, S_{3,y}$ – статичні моменти ударно-вибивної гратки, $S_{3,x}^{3j}, S_{3,y}^{3j}$ – статичні моменти дебалансів ударно-вибивної гратки (для тіл $j=1,2$); $I_{0,3}, I_{0,3j}, I_{\varepsilon,x}^j, I_{\varepsilon,y}^j, I_{0,2}$ ($j=1, 2$) – центральні осьові моменти інерції рухомих елементів системи. Вирази для статичних та осьових моментів а також узагальнених сил $Q_{x_i}, Q_{y_i}, Q_{\varphi_i}, M_{\psi_j}$ ($i=2,3, j=1,2$) подано у роботах [3, 7, 8]. Значимо, що вирази узагальнених сил містять константи які описують пружність (C_{13}, C_{32}) та в'язкість (γ_{13}, γ_{32}) зв'язків. Розрахунок обертового моменту, який приводить в рух дебаланси, зроблено згідно методики, описаної в роботі [11] для двигуна 4A160M8Y3, характеристики якого приводяться в [12].

Двигун 4A160M8Y3 встановлений на віброгратці моделі 31327, механічні параметри якої беруться як базові в наших розрахунках.

4. Числові розв'язки рівнянь для моделі динамічного режиму роботи віброагрегату з урахуванням сил в'язкого опору

Числові розв'язки системи (2) отримано методом Адамса для різних значень механічних параметрів системи. Зокрема досліджували вплив в'язкості зв'язків на значення амплітуди коливань та амплітуди прискорення ТН. З метою спрощення аналізу результатів розглянуто синхронне обертання двигунів із зрівноваженими дебалансами для різних значень коефіцієнтів. На рис. 15, 16 подано графіки залежностей відповідно амплітуд коливання та прискорення ТН від часу. У верхній лівій частині рис. 15 показано залежність коливання ТН при $C_{13}=C_{32}=2 \cdot 10^6$ кг/м. По осі OX відкладається час в сек, по осі OY – координата y_2 ТН. Із отриманих розв'язків робимо висновок, що наявність в'язкого опору стабілізує коливний процес, зменшуючи амплітуду коливань збурення на стадії розгону. Зокрема, за відсутності в'язкого опору та співпаданні однієї з власних частот ТН коливань із частотою збурюючої сили амплітуда коливань та віброприскорення ТН необмежено зростають (настає резонанс), що видно на лівій нижній частині рис. 15. $C_{13}=1,4 \cdot 10^6$ кг/м, $C_{32}=1,2 \cdot 10^6$ кг/м, де C_{13}, C_{32} – жорсткості пружних зв'язків відповідно фундаментної рами з віброграткою (C_{13}) та віброгратки з ТН (C_{32}). На лівій частині рис. 15 показано графіки амплітуд

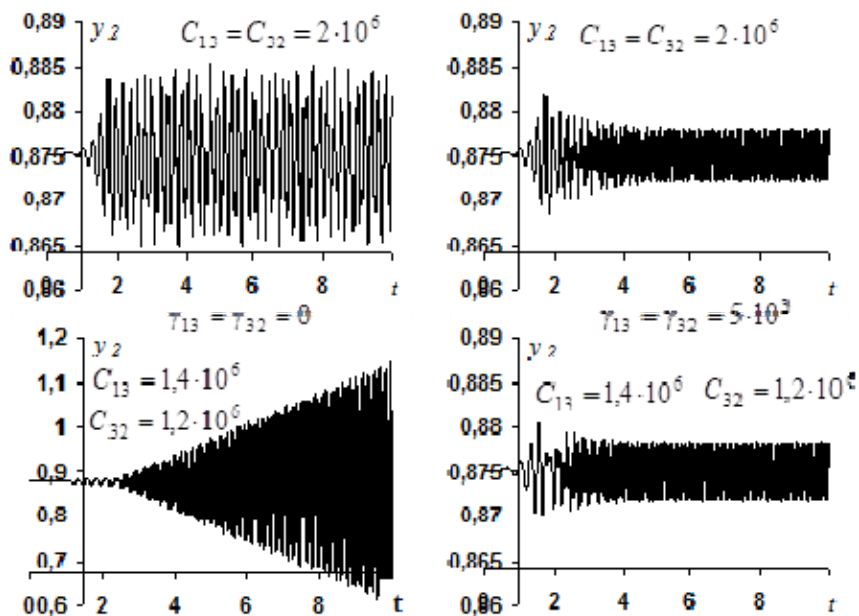


Рис. 15. Залежність амплітуди коливань ТН від часу при різних значеннях пружного та в'язкого опору

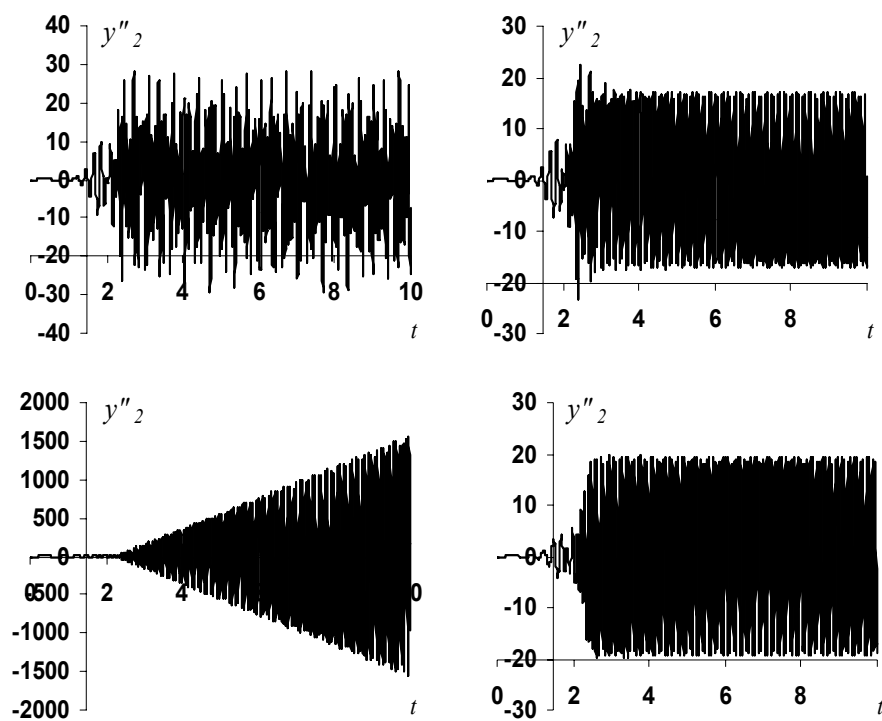


Рис. 16. Залежність прискорення ТН від часу при різних значеннях пружного та в'язкого опору

ТН, коли в'язкий опір відсутній, $\gamma_{13}=\gamma_{32}=0$. При врахуванні в'язкості опору дістаємо обмеженні значення цих величин. Очевидно, що із збільшенням величини в'язкості опору усталений режим настає швидше, що видно на правій частині рис. 15, де в'язкий опір взято $\gamma_{13}=\gamma_{23}=5 \cdot 10^3$.

5. Дослідження усталеного динамічного режиму роботи віброгратки

Експлуатація віброустановки здійснюється переважно в умовах усталеного режиму. Тоді момент приводу двигуна урівноважується з моментом опору руху і, як наслідок, швидкість обертання валів дебалансів мало змінюється ($\dot{\psi}_{3j} \approx const$) а прискорення обертання – мала величина ($\dot{\psi}_{3j} \approx 0$). У цьому випадку коливання системи спричинюють лише складові інерційних сил дебалансів. Рух такої системи за умови зрівноваженого синхронного обертання двигунів зі сталою швидкістю Ω буде здійснюватися лише у вертикальному напрямку та моделюється з високою точністю наступною системою рівнянь [9]:

$$M_2 \ddot{y}_2 + 2\gamma_{32} (\dot{y}_2 - \dot{y}_3) + 2C_{32} (y_2 - y_3) = 0;$$

$$M_3 \ddot{y}_3 + 2\gamma_{32} (\dot{y}_3 - \dot{y}_2) + 2C_{32} (y_3 - y_2) + 2\gamma_{13} \dot{y}_3 + 2C_{13} y_3 = 2m_d \varepsilon \Omega^2 \cos(\Omega t). \quad (3)$$

Як відомо, частинний розв'язок системи диференціальних рівнянь (2) буде:

$$y_i(t) = A_i \cos(\Omega t + \psi_o), \quad i = 2, 3;$$

де A_i – амплітуди коливань та прискорення відповідно ТН та віброгратки, які визначаються формулами:

$$A_2 = \frac{2m_d \varepsilon \Omega^2 \sqrt{C_{32}^2 + \Omega^2 \gamma_{32}^2}}{\sqrt{\Delta}}, \quad A_3 = \frac{m_d \varepsilon \Omega^2 \sqrt{(-M_2 \Omega^2 + 2C_{32})^2 + 4\Omega^2 \gamma_{32}^2}}{\sqrt{\Delta}};$$

$$A_{w_i} = \Omega^2 A_i, \quad i = 2, 3 \quad (4)$$

тут Δ – вираз, що містить сталі $C_{13}, C_{32}, \gamma_{13}, \gamma_{32}, M_2, M_3$.

Аналіз розрахунків доцільно проводити, знаючи власні частоти коливань механічної системи. Характеристичне рівняння системи (3) для знаходження перших власних частот матиме вигляд [9, 10]:

$$\begin{vmatrix} M_2 \cdot \lambda^2 + 2\gamma_{32} \cdot \lambda + 2C_{32} & -2\gamma_{32} \cdot \lambda - 2C_{32} \\ -2\gamma_{32} \cdot \lambda - 2C_{23} & M_3 \cdot \lambda^2 + 2(\gamma_{13} + \gamma_{32}) \cdot \lambda + 2(C_{13} + C_{32}) \end{vmatrix} = 0; \quad (5)$$

тут λ – корені характеристичного рівняння (5), що відповідають власним частотам коливань системи.

Аналіз формул (4)-(5) проведено для значень параметрів в'язкожорсткого опору як показано в п.4. Порівняльні результати обчислень амплітуд та власних значень частот наведено у табл. 1.

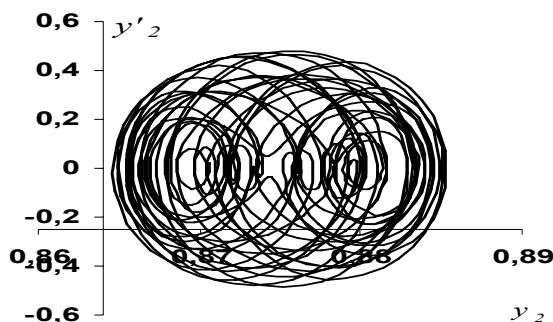
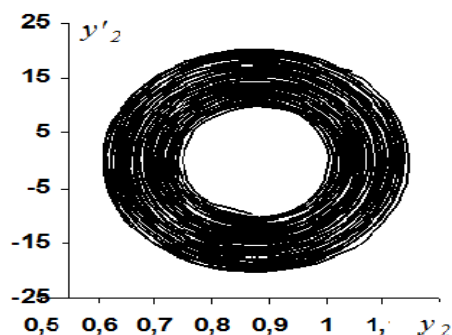
Тут C_{13}, C_{32} – відповідні жорсткості, γ_{13}, γ_{32} – в'язкий опір, λ_2, λ_3 – власні частоти відповідно ТН та віброгратки, які позначені на рис. 14 відповідно цифрами 2 і 3; ε – радіус для дебалансних мас.

Таблиця 1. Амплітуди, віброприскорення і власні частоти ТН та віброгратки при різних механічних параметрах системи

	C_{13}	C_{32}	γ_{13}	γ_{32}	λ_2	λ_3	ε	A_2	A_3	A_{W2}	A_{W3}
1.	$2 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$	0	0	29,61	95,51	0,1	$2,9 \cdot 10^{-3}$	$5,5 \cdot 10^{-3}$	16,78	32,26
2.	$2 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$	$5 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$	29,59	94,83	0,1	$2,59 \cdot 10^{-3}$	$4,9 \cdot 10^{-3}$	15,08	28,61
3.	$1,4 \cdot 10^6$	$1,2 \cdot 10^6$	0	0	24,02	76,31	0,1	0,25	0,89	1409	5455
4.	$1,4 \cdot 10^6$	$1,25 \cdot 10^6$	$5 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$	24,22	76,46	0,1	$3,3 \cdot 10^{-3}$	$1,2 \cdot 10^{-2}$	19,75	68,45
5.	10^6	$5,8 \cdot 10^6$	10^3	10^3	24,85	137	0,2	$4 \cdot 10^{-3}$	$6,1 \cdot 10^{-5}$	23,43	0,3

Отримані аналітичні результати добре узгоджуються з числовими розрахунками, що наведені вище в п. 4. Цікавим є останній випадок (рядок 5), який показав, що підібрані певним чином параметри забезпечили коливання ТН з величиною амплітуди коливання $4 \cdot 10^{-3}$ м та прискорення $23,43$ м/сек², у той час як показники у віброгратки на два порядки менші.

Наведемо графіки фазових портретів для розглянутих випадків для різних значень пружного та в'язкого опору, рис. 17-20.

Рис. 17. Фазовий портрет коливань ТН для значень пружного та в'язкого опору $C_{13}=C_{32}=1,4 \cdot 10^6$, $\gamma_{13}=\gamma_{23}=0$.Рис. 18. Фазовий портрет коливань ТН для значень пружного та в'язкого опору $C_{13}=C_{32}=2,0 \cdot 10^6$, $\gamma_{13}=\gamma_{23}=0$.

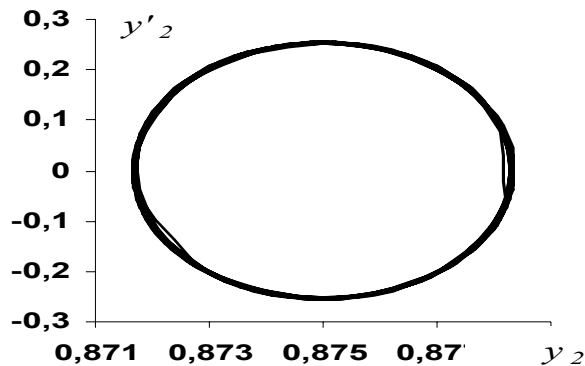


Рис. 19. Фазовий портрет коливань ТН для значень пружного та в'язкого опору $C_{12}=1,2 \cdot 10^6$; $\gamma_{13}=\gamma_{23}=5 \cdot 10^3$

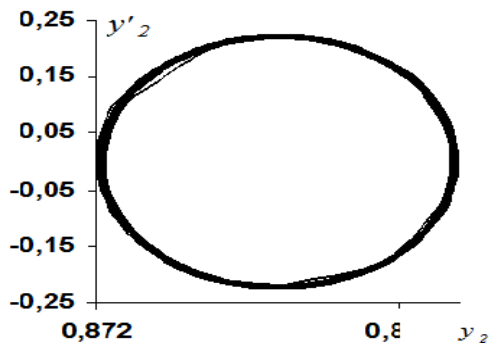


Рис. 20. Фазовий портрет коливань ТН для значень пружного та в'язкого опору $C_{13}=C_{32}=2 \cdot 10^6$, $\gamma_{13}=\gamma_{23}=5 \cdot 10^3$

Із збільшенням жорсткості пружних в'язів між вибивною граткою та фундаментною рамою амплітуда коливань, як і швидкість руху ТН, зменшується. При цьому збільшуються і власні частоти системи. Ці результати відповідно відображені і в табл. 1.

Фазові портрети показують, що рух ТН є стійким, причому стійкість покращується з введенням в'язкого опору (рис. 19-20).

Література

1. Герега І.І. Математична модель ланцюгово-розгалуженої віброударної коливальної системи / І.І.Герега, В.П.Нисонський // Доповіді НАН України. – 1994. – №5. – С. 58-63.
2. Математическая модель многосекционных вибивных агрегатов с учётом рассеяния энергии / В.П.Нисонский, И.И.Герега, М.Р.Козулькевич, Ю.В.Гуцуляк // Пробл. прочности. – 1994. – №10. – С. 30-36.
3. Нисонський В.П. Математична модель багатосекційного вібраційного агрегату / В.П.Нисонський, І.І.Герега, В.М.Шопа // Доповіді НАН України. – 2000. – №6. – С. 62-65.

4. Нісонський В.П. Математичне моделювання динамічного режиму роботи віброударних агрегатів з ланцюгово-розгалуженим способом з'єднання твердих тіл / В.П.Нісонський // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український між-відомчий науково-технічний збірник. – Львів: Львівська Політехніка, 2006. – Вип.40. – С. 170-177.
5. Нісонський В.П. Математичне моделювання віброударних агрегатів із ланцюгово-розгалуженим способом з'єднання твердих тіл / В.П.Нісонський, В.М.Шопа, І.І.Герєга // Прикарпатський вісник НТШ. Число. – Івано-Франківськ: Плай ЦІТ, 2008. – №1(1). – С. 56-63.
6. Mathematical model for multisectional shakeout assemblies taking into account energy dissipation / V.P.Nisonkii, I.I.Gerega, R.M.Kozul'kevich, Yu.V.Gutsulyak // Strength of Materials, October 1994, Volume 26, Issue 10, pp 734-738.
7. Нісонський В. Числові розрахунки динамічного режиму роботи віброагрегата / В.П.Нісонський, Т.Г.Даляк, В.М.Шопа // Машинознавство. – 2011. – №9-10. – С. 31-35.
8. Даляк Т. Числові розрахунки динамічних характеристик математичної моделі віброгратки / Т.Г.Даляк, В.П.Нісонський, В.М.Шопа // Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій. Праці 2-ої Міжн.наук.-техн. конф., 11-13 листопада 2010 р. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2010. – С. 152-153.
9. Даляк Т.М. Дослідження динамічного режиму роботи віброгратки з урахуванням сил в'язкого опору / Т.Г.Даляк, В.П.Нісонський, В.М.Шопа // Вісник ХПІ, серія «Машинознавство та САПР». – 2011. – Вип.№22. – С. 40-45.
10. Нісонський В. Дослідження динамічного режиму роботи віброгратки при наявності сил в'язкого опору / В.П.Нісонський // Тези доп. Міжнарод. наук.-техн. конференції «Фундамент. та прикл. проблеми сучасних технологій», присвяч. 55-річчю заснування ТНТУ та 170-річчю з дня народження Івана Пулюя 19-21 травня 2015 р. – Тернопіль, 2015. – С. 20-21.
11. Вешеневский С.Н. Характеристики двигателей в электроприводе / С.Н.Вешеневский. – М., Л.: Энергия, 1966. – 400 с.
12. Алиев И.И. Справочник по электротехнике и электрооборудованию: Учебное пособие для ВУЗов. 2 изд. / И.И.Алиев. – М.: Высшая школа, 2000. – 256 с.
13. Кацман М.М. Электрическиемашиныавтоматических систем / М.М.Кацман, Ф.М.Юферов – М.: Высшая школа, 1969. – 328 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії 03.03.2016 р.
Рекомендовано до друку д.т.н., професором Олійником А.П.,
д.т.н., професором Мойсишиним В.М.*

**CALCULATIONS OF DYNAMIC MODE WORKS
VIBROGRATE AT PRESENCE OF VISCID RESISTANCE****V. P. Nisonkiy**

*Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas,
76019, Ivano-Frankivsk, Carpats'ka str., 15;
ph. +380 (342) 723824; mmi@nung.edu.ua*

The mathematical model of the dynamic mode of operations of multisection vibrograte is examined with elastic bindings. The supposed simulation includes existence of viscous drag between solid units. Number calculations are done for industrial vibrograte of type 31327. We obtained amplitude - frequency curves and phase portraits for stabilized dynamic mode of vibrograte.

Key words: *mathematical model, vibrograte, dynamic mode, amplitude-frequency curve, phase portrait.*