

В. Нісонський

Інженер,
Івано-Франківський національний
технічний університет нафти і газу
м. Івано-Франківськ

Т. Даляк

Канд. фіз.-мат. наук

В. Шоп

Ст. наук. співр., канд. фіз.-мат. наук

Івано-Франківський відділ Інституту
прикладних проблем механіки і
математики ім. Я.С.Підстригача
НАН України,
м. Івано-Франківськ

УДК 539.375

ЧИСЛОВІ РОЗРАХУНКИ ДИНАМІЧНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ВІБРОАГРЕГАТА

Розглянута математична модель динамічного режиму роботи багато-секційного віброагрегата в вигляді системи диференціальних рівнянь Лагранжа II-го роду. Технологічне навантаження віброагрегата взаємодіє з робочими органами інерційно-ударних вибивних ґраток. Одержані числові розрахунки руху твердих тіл віброагрегата при динамічному режимі роботи.

власна частота, віброударний агрегат, технологічне навантаження

Вібраційні технології знаходять широке застосування в техніці, будівництві, машинобудуванні, медицині та інших галузях людської діяльності. Важливими у використанні є віброагрегати (віброударні машини) – механізми, в яких відбувається контактна ударна взаємодія між окремими частинами чи ланками. Важливість дослідження роботи таких віброударних машин обумовлюється тим, що у багатьох технологічних процесах віброударні явища є більш ефективними, ніж суто вібраційні. Це, наприклад, віброагрегати (вибивні ґратки) для ливарного виробництва, віброударні інструменти, транспортні засоби і грохоти, віброплощадки для ущільнення бетонної суміші та ін.

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

У попередніх роботах була побудована узагальнена математична модель віброударного агрегата з ланцюгово-розгалуженим способом з'єднання твердих тіл [1 - 3]. Пропонована узагальнена математична модель віброударного агрегата, що розглядалася раніше, містила

довільну кількість твердих тіл, що з'єднувалися ланцюгово-розгалуженим способом з допомогою пружних зв'язків. Але чисельні розрахунки динамічного режиму роботи для таких узагальнених моделей не проводилися в зв'язку зі складністю таких розрахунків. Взагалі, математичному моделюванню вибивних інерційних агрегатів присвячена значна кількість праць, що з'явилися останнім часом. Активно працюють у цьому напрямку ряд авторів з НТУ «ХПІ» (м. Харків). У праці Є. Барчана [4] досліджені існуючі методи і моделі, що використовуються при математичному моделюванні динамічних процесів вибивних інерційних машин та пропонується свій алгоритм для оптимального проектування інерційної вибивної ґратки. В іншій праці [5] Є.Барчан, М.Ткачук та А.Грабовський приводять результати експериментального дослідження динамічних процесів вибивної машини з дебалансним приводом, а також дають рекомендації на підставі проведеного аналізу. В праці А. Грабовського [6] пропонуються методи і алгоритми верифікації сил ударної взаємодії в вібросистемах..

У статті розглянута механіко-математична модель багатосекційного віброагрегата послідовного з'єднання твердих тіл, зв'язаних сталими пружними зв'язками,

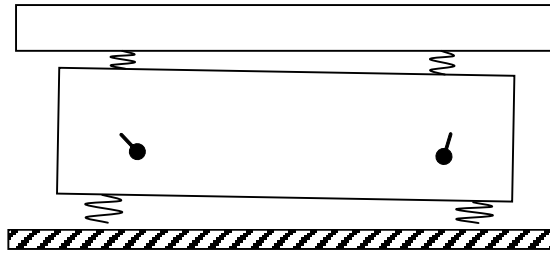


Рис. 1. Модель двосекційного агрегата послідовного з'єднання твердих тіл з пружними зв'язками

простіша динамічна схема якого зображена на рис. 1. Для цієї моделі вперше виконані числові розрахунки динамічного режиму роботи віброагрегата при різних механічних параметрах.

Постановка задачі. На нерухомому фундаменті за допомогою пружних зв'язків пружністю C_{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 C_{32} контактно 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 ($i=31, i=32$). Дебалансні маси приводяться в рух електродвигунами, які розміщені на двох валах у корпусі ударної віброгратки. У початковій стадії руху (стадії розгону) дебалансні маси мають кутове пришвидшення, і їх кутова швидкість зростає. В усталеному динамічному режимі роботи кутова швидкість дебаланса є максимальна і стала.

Диференціальні рівняння руху одержуємо на підставі рівнянь Лагранжа II-го роду, так, як це показано в [1,2]. Система рівнянь Лагранжа II роду має вигляд:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_s} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_s} = Q_s, \quad (1)$$

де T – кінетична енергія системи; q_s – s -та узагальнена координата; Q_s – s -та узагальнена сила.

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

Враховуючи отримані в [1–3, 7] загальні рівняння руху системи з ланцюгово-розгалуженим способом з'єднання твердих тіл, для заданої механічної системи (див. рис. 1) маємо систему рівнянь:

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

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

$$I_{0,3} \ddot{\varphi}_3 - S_{3,x} \ddot{x}_3 + S_{3,y} \ddot{y}_3 +$$

$$+ \sum_{j=1}^2 (I_{\varepsilon,y}^j (\varphi_3 - \psi_{3j1}) \dot{\psi}_{3j}^2 - I_{\varepsilon,x}^j (\varphi_3 - \psi_{3j}) \dot{\psi}_{3j}^2) = Q_{\varphi_3}$$

$$I_{0,3j} \ddot{\psi}_{3j} + S_{3,y}^j \ddot{x}_3 + S_{3,x}^j - I_{\varepsilon,x}^j (\varphi_3 - \psi_{3j}) \ddot{\varphi}_3 -$$

$$- I_{\varepsilon,y}^j (\varphi_3 - \psi_{3j}) \dot{\varphi}_3^2 = M_1, (j=1,2);$$

$$M_2 \ddot{x}_2 = Q_{x_2}, M_2 \ddot{y}_2 = Q_{y_2}, I_{0,2} \ddot{\varphi}_2 = Q_{\varphi_2}. \quad (2)$$

Тут $x_i, y_i, \varphi_i (i=2,3)$ – узагальнені координати ТН і віброгратки, ψ_{3j} – узагальнені координати для дебалансів.

У систему рівнянь (2) входять статичні моменти ударно-вибивної гратки $S_{3,x}, S_{3,y}$, статичні моменти дебалансів ударно-вибивної гратки $S_{3,x}^j, S_{3,y}^j$ (для тіл $j=1,2$) та центральні осьові моменти інерції ударно-вибивної гратки, дебалансів та ТН $I_{0,3}, I_{0,3j}, I_{\varepsilon,x}^j, I_{\varepsilon,y}^j, I_{0,2}$ ($j=1,2$). Вирази для статичних та осьових моментів а також узагальнених сил $Q_{x_i}, Q_{y_i}, Q_{\varphi_i}$, ($i=2,3$) подано у працях [8, 9].

Розрахунок обертального моменту, який приводить у рух дебаланси, зроблено згідно з методикою, описаною в працях [8, 9]. Вираз моменту як функції частоти обертання має вигляд

$$M = \frac{2M_{max}}{\frac{S}{S_{кр}} + \frac{S_{кр}}{S}},$$

де M_{max} – максимальний обертальний момент ротора, $S_{кр} = (\lambda - \sqrt{\lambda^2 - 1}) S_{ном}$ – критичний коефіцієнт ковзання ротора, S – коефіцієнт (змінний) ковзання ротора, $S_{ном}$ – номінальний коефіцієнт ковзання.

Для розрахунків вибрано електродвигун 4А160М8У3, для якого за даними довідника [10] прийняли: $M_{max} = 316,6$ (Нм), $S_{ном} = 0,0267$, $\lambda = 2,2$. Коефіцієнт ковзання ротора визначається за формулою

$$S = 1 - \frac{n}{n_1} = 1 - \frac{60\dot{\psi}_{3j}}{2\pi n_1}.$$

Тут $n_1 = 750$ (об/хв)

Аналіз результатів. Аналіз розрахунків доцільно проводити знаючи власні частоти коливань механічної системи. Оскільки швидкість обертання приводу двигуна в усталеному режимі практично не змінюється, то, нехтуючи доданками вищих порядків [11], 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:

$$\lambda_{1,2} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - ac}}{a}. \quad (4)$$

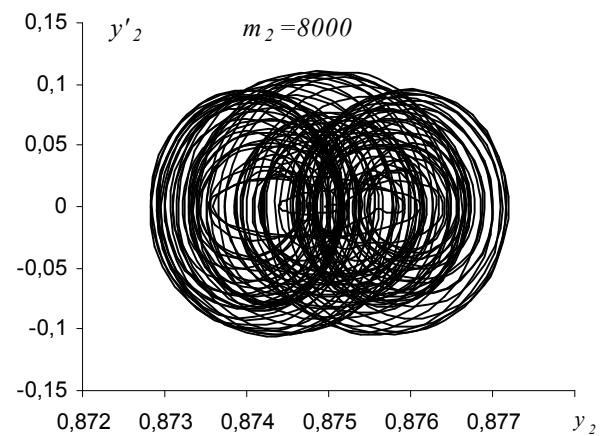
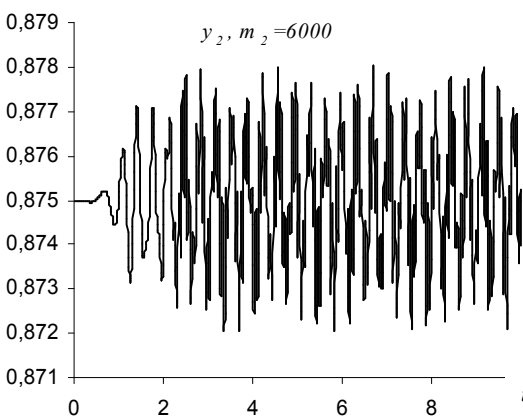
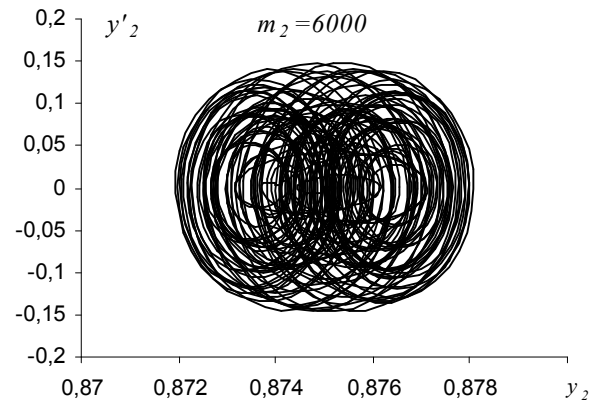
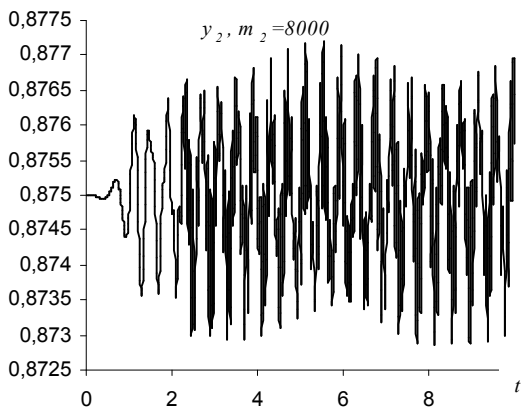
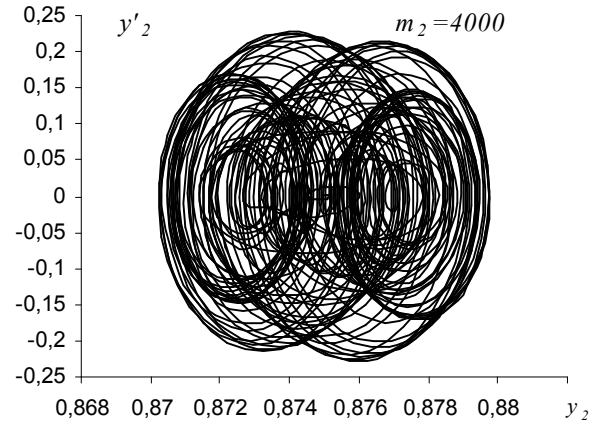
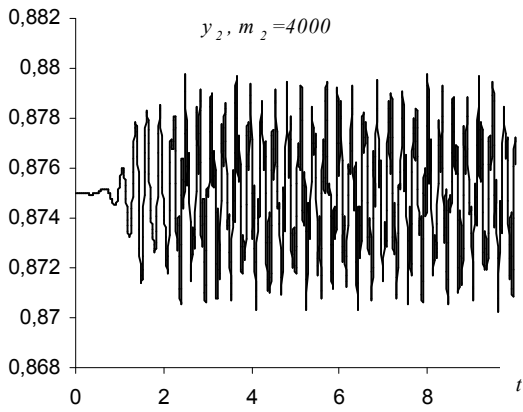
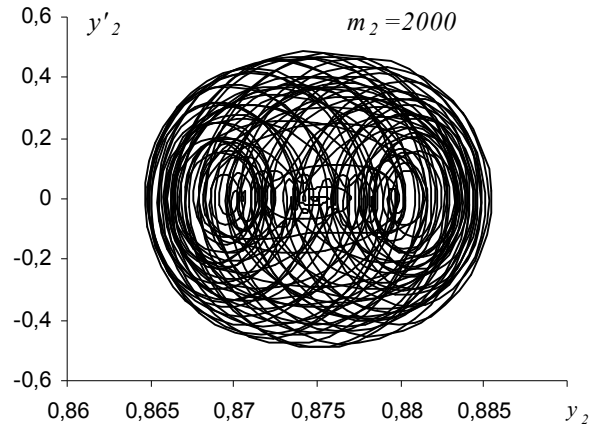
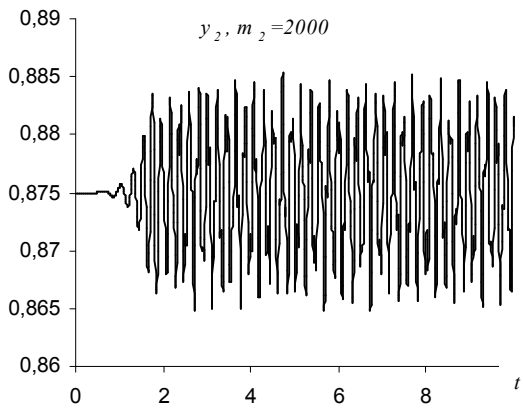


Рис. 2. Залежності амплітуди коливань ТН від часу

Рис. 3. Фазові криві коливань ТН

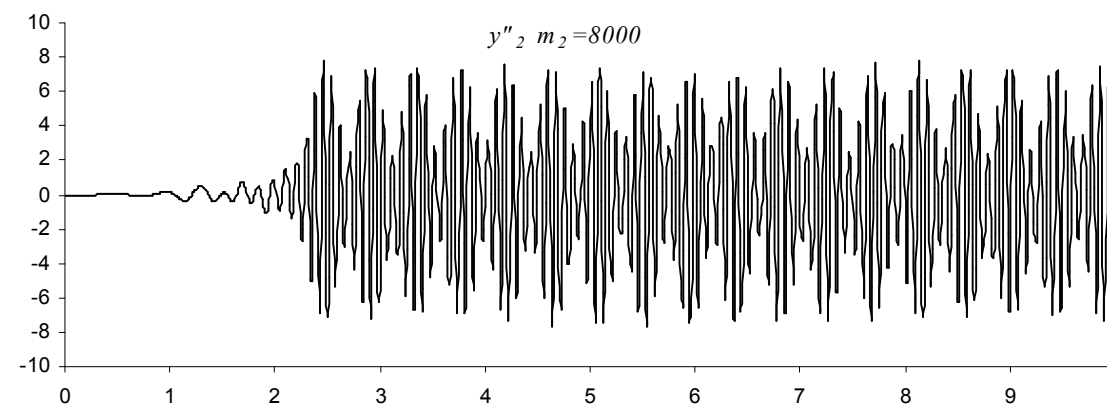
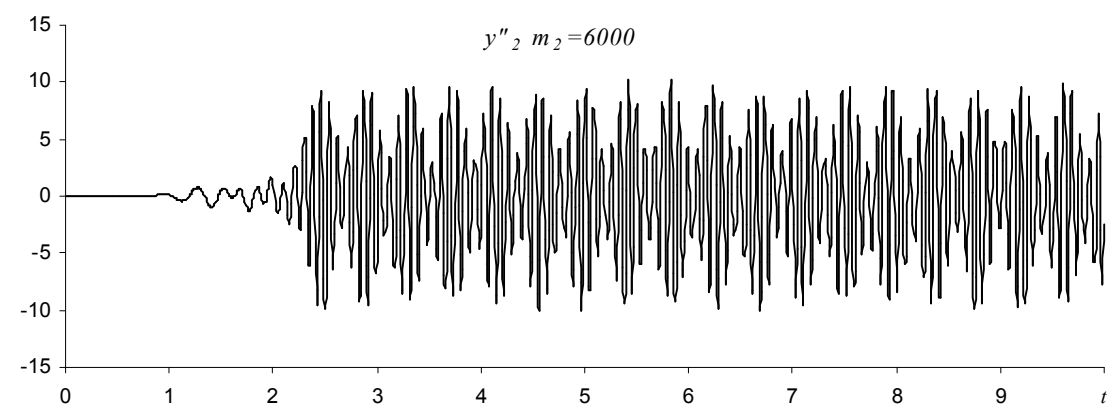
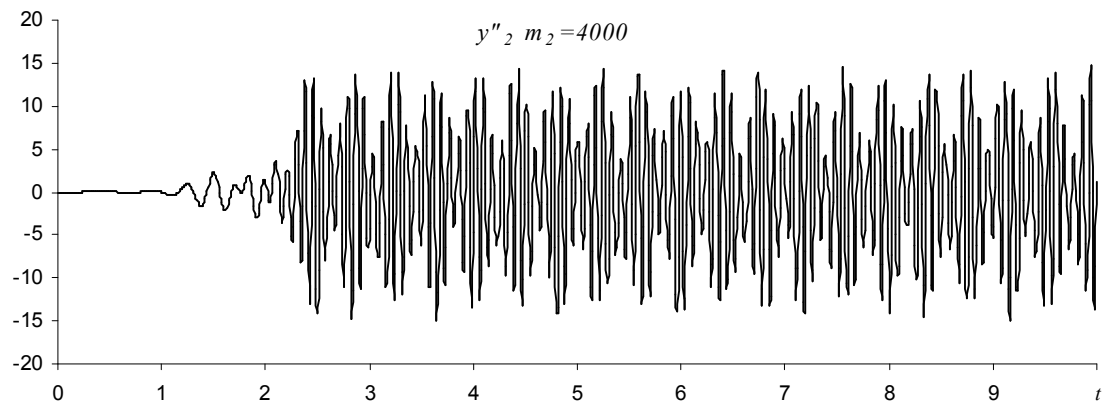
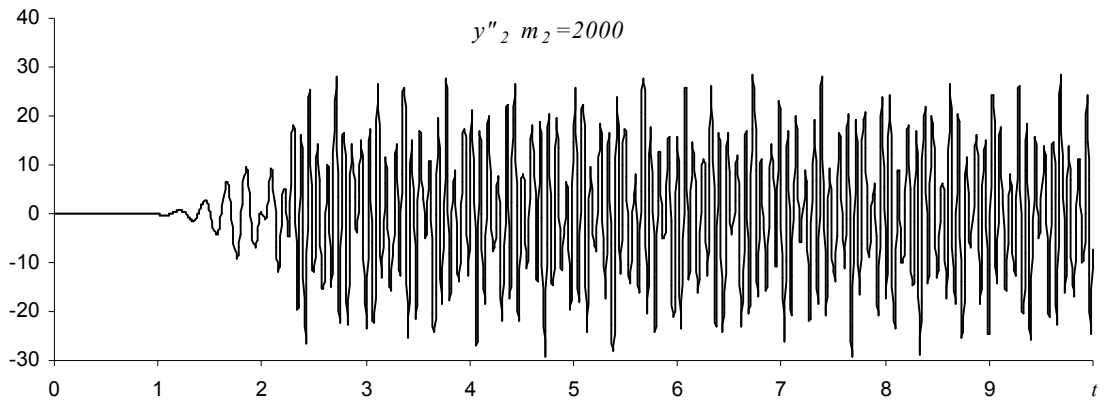


Рис. 4. Залежності віброприскорення коливань ТН від часу

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

Числове моделювання динамічного режиму роботи проводилося для таких заданих 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 граткою ($i=3$), C_{23} – амортизатори, що стоять між вибивною граткою ($i=3$) 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), фазові криві коливань ТН (рис. 3), залежності вібропривидшення коливань ТН від часу (рис. 4). Власні частоти коливань ТН можна змінювати, змінюючи механічні параметри системи.

Висновки. Фазові криві руху ТН показують, що система є механічно стійкою.

Література

1. Нисонський В.П. 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.
2. Герега І.І. Математична модель ланцюгово-розгалуженої віброударної коливальної системи/ І.І.Герега, В.П.Нисонський // Доп. НАН України. – 1994. – №5. – С. 58-63.
3. Нисонський В.П. Математична модель багатосекційного вібраційного агрегату / В.П.Нисонський, І.І.Герега, В.М.Шопа // Доп. НАН України. – 2000. – №6. – С.62-65.
4. Барчан Е.Н. Методы, модели и алгоритмы для синтеза параметров вибивной инерционной машины на основе моделирования динамических процессов / Е.Н. Барчан // Вісник Нац. техн. універ. «ХПІ». Тематичний

выпуск: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2007. – №3. – С. 3-17.

5. Барчан Е.Н. Экспериментальное исследование динамических процессов в вибивной машине с дебалансным приводом / Е.Н. Барчан, Н.А. Ткачук, А.В. Грабовский // Вісник Нац. техн. універ. «ХПІ». Тематичний выпуск: Машинознавство та САПР. – Харків:НТУ «ХПІ». – 2007. – №3. – С. 17-23.

6. Грабовский А.В. Методы и алгоритмы верификации сил ударного взаимодействия в виброударных системах / А.В.Грабовский // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2010. – №3/9 (45). – С.42-46.

7. Нисонський В.П. Математичне моделювання динамічного режиму роботи віброударних агрегатів з ланцюгово-розгалуженим способом з'єднання твердих тіл / В.П.Нисонський // Автомат. вироб. процесів у машинобуд. та приладобуд. – Вип. 40. – С. 170-177.

8. Кацман М.М. Электрические машины автоматических систем / М.М. Кацман, Ф.М. Юферов – М.: Высшая школа, 1969. – 328 с.

9. Вешневский С.Н. Характеристики двигателей в электроприводе / С.Н. Вешневский. – М., Л.: Энергия, 1966. – 400 с.

10. Алиев И.И. Справочник по электротехнике и электрооборудованию: Учебное пособие для ВУЗов. 2 изд. / И.И.Алиев. – М.: Высшая школа, 2000. – 256 с.

11. Кононенко В.О. Колебательные системы с ограниченным возбуждением / В.О.Кононенко – М.: Наука, 1964. – 254 с.

Отримана 25.06.10

V. Nisonkiy¹, T. Dalyak², V. Shopa²

Numerical computations dynamic characteristics of mathematical simulation knock-vibratory grade

¹Ivano-Frankivck National University of Oil and Gas, Ivano-Frankivck;

²Ivano-Frankivck Branch of Pidstryhach-Institute for Applied Problems of Mechanic and Mathematic, Ivano-Frankivck

A simulator of the dynamic conditions of a multisectional vibrating unit is considered in the form of a system of simple nonlinear differential equations obtained with the help of Lagrange equations of a second order. There is considered the interplay of a technological load of multisectional aggregates with working organs of inertknock grates.

Диференціальна

9-th European Fluid Mechanics Conference

9-13 September 2012 University of Rome "Tor Vergata"

The 9th European Fluid Mechanics Conference will be held at the Main lecture hall of the University of Rome "Tor Vergata"

(Faculty of Economics, via Columbia 2, I-00133 Rome)

The European Fluid Mechanics Conferences are run under the auspices of the EUROMECH organization and covers all aspects of theoretical, experimental and computational fluid mechanics.