

відповідальними несучими елементами металоконструкції, а також від інших елементів машини. Було, наприклад, виявлено, що при зміні товщини стінок балок з 10 до 20 мм максимальні динамічні напруження змінюються з 75 до 45 МПа, причому залежність максимальних динамічних напружень від товщини має нелінійний характер. При розв'язанні комплексу прикладних задач були розроблені рекомендації щодо визначення основних параметрів та структури проекрованої конструкції віброударної машини. Це дало можливість прискорити процес проектування, підвищити технічні характеристики та зменшити масу вибивної машини на 10-12% з одночасним зниженням напружень на 15-20%.

5. На основі визначених у процесі моделювання віброударної системи ударних зусиль були отримані уточнені картини напружено-деформованого стану металоконструкції віброударної машини для вибивки великого вагонного литва. У ході експериментальних досліджень був підтверджений якісний характер отриманих у роботі числових результатів, що підтверджує достовірність запропонованого підходу. Похибка моделювання домінуючих компонент напружено-деформованого стану у найбільш навантажених елементах не перевищує 12%.

У подальших дослідженнях планується визначити зусилля, компоненти напружено-деформованого стану, а також динамічні характеристики конструкції віброударної машини для вибивки великого вагонного литва з варіюванням її силової структури, конструктивних параметрів і експлуатаційних режимів.

Список литературы: 1. *Грабовский А.В.* Ударное взаимодействие и динамические процессы в виброударных машинах с частичным разрушением технологического груза: дис... кандидата техн. наук: 05.02.09 / Грабовский Андрей Владимирович. – Харьков, 2010. – 181 с. 2. *Аксенов П. Н.* Оборудование для литейных цехов. Учебник для машиностроительных вузов / П. Н. Аксенов. – М.: Машиностроение, 1977. – 510 с. 3. *Погорелова О.С.* Сравнительный анализ способов моделирования контактного взаимодействия в виброударных системах / О.С. Погорелова, Т.Г. Постникова, С. Н. Гончаренко // Пробл. Прочности. – 2009. – № 4. – С. 69-77. 4. *Погорелова О.С.* Численные исследования динамических процессов в виброударных системах при моделировании удара силой контактного взаимодействия / О.С. Погорелова, Т.Г. Постникова, О. А. Лукьянченко // Пробл. прочности. – 2008. – № 6. – С. 82-90. 5. *Барчан С.М.* Удосконалення методів розрахунку та конструкції вибивної транспортуєчої машини для формувальних ліній крутного литва: дис. канд. техн. наук: 05.02.02 / Барчан Євген Миколайович. – Маріуполь. – 2008. – 178 с. 6. *Воробьев Ю. С.* Скоростное деформирование элементов конструкции / Ю. С. Воробьев, А. В. Колодяжный, В. И. Севрюков [и др.] – Киев: Наукова думка. – 1989. – 192 с. 7. *Гергея И.И.* Совершенствование конструкций и методов расчета вибрационных машин / автореф. дис. канд. техн. наук: 01.02.06 – динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры / И. И. Гергея – Львов. – 1991. – 16 с. 8. *Нисонский В.П.* Математическая модель многосекционных вибывных агрегатов с учетом рассеяния энергии / В. П. Нисонский, И. И. Гергея, Р. М. Козулькевич [и др.] // Пробл. прочности. – 1994. – № 10. – С. 30-36. 9. *Гергея И. И.* Взаимодействие рабочей нагрузки с рабочим органом в ударно-вибрационных машинах / И. И. Гергея // Пробл. прочности. – 1995. – № 4. – С. 74-82. 10. *Дмитроченко О. Н.* Эффективные методы численного моделирования динамики нелинейных систем абсолютно твердых и деформируемых тел // дис. канд. физ.-мат. наук: 01.02.01 / Дмитроченко Олег Николаевич. – 2003. – 125 с. 11. *Сердюк Л. И.* Основы теории, расчет и конструирование управляемых вибрационных машин с дебалансными возбудителями // дис. докт. техн. наук: 05.02.02: 01.02.06 / Сердюк Леонид Иванович. – Полтава, Харьков. – 1991. – 305 с. 12. *Вибрации в технике: Справочник.* В 6-ти томах. – М.: Машиностроение. – 1981. – Т. 4. Вибрационные процессы и машины. – Под ред. Лавендала Э. Э., 1981. – 509 с. 13. *Пановко Я. Г.* Основы прикладной теории колебаний и удара / Я. Г. Пановко. – 4-е изд., перераб. и доп. – Л.: Политехника. – 1990. – 272 с.

УДК 539.375

Т.М. ДАЛЯК, канд. фіз.-мат. наук, мол. наук. співробітник, Івано-Франківський відділ Інституту прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С.Підстригача НАН України,
В.П. НИСОНСЬКИЙ, асистент кафедри вищої математики, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу;
В.М. ШОПА, канд. фіз.-мат. наук, ст. наук. співробітник, Івано-Франківський відділ Інституту прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С.Підстригача НАН України, Івано-Франківськ

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ВІБРОГРАТКИ З УРАХУВАННЯМ СИЛ В'ЯЗКОГО ОПОРУ

Розглядається математична модель динамічного режиму роботи віброагрегата в вигляді системи диференціальних рівнянь Лагранжа II-го роду. Технологічне навантаження віброагрегата взаємодіє з робочими органами інерційно-ударних вибивних граток при наявності в'язкого опору. Досліджується вплив в'язкого опору на амплітуди коливань та прискорень при динамічному режимі роботи.

Рассматривается математическая модель динамического режима работы виброагрегата в виде системы дифференциальных уравнений Лагранжа II-го рода. Технологическая нагрузка виброагрегата взаимодействует с рабочими органами инерционно-ударных вибивных решеток при наличии вязкого сопротивления. Исследуется влияние вязкого сопротивления на амплитуды колебаний и ускорений при динамическом режиме работы.

A simulator of the dynamic conditions of a multisectional vibrating unit is considered in the form of a system of Lagrange differential equations. There is considered the interaction of a technological load of multisectional aggregates with working organs of inertknock grates taking into account viscous resistance. There is investigated the influence of viscous resistance on vibration and acceleration amplitude during the dynamic conditions.

1. Вступ. Важливими у використанні в машинобудуванні є віброагрегати (віброударні машини). Це, наприклад, вибивні гратки для ливарного виробництва. В попередніх роботах авторами 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. Взагалі, математичному моделюванню вибивних інерційних агрегатів присвячена значна кількість робіт. Активно працюють в цьому напрямку ряд авторів з НТУ «ХПІ» (м. Харків). В роботі [4] С.М. Барчан, М.А. Ткачук та А.В. Грабовський наводять результати експериментального дослідження динамічних процесів вибивної машини за дебалансним приводом, а також дають рекомендації на підставі проведеного аналізу. В роботі А.В.Грабовського [5] робиться огляд конструкцій інерційних машин та їх принципових схем роботи.

У роботі розглянута механіко-математична модель багатосекційного віброагрегата послідовного з'єднання твердих тіл, зв'язаних сталими пружними зв'язками, простіша динамічна схема якого зображена на рис. 1. Для даної моделі вперше виконані чисельні розрахунки динамічного режиму роботи віброагрегата при різних механічних параметрах.

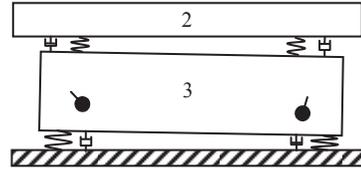


Рис. 1. Модель двосекційного агрегату послідовного з'єднання твердих тіл з урахуванням пружно-в'язкого опору

2. Постановка задачі. На нерухомому фундаменті за допомогою пружних та в'язких зв'язків 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 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.

На підставі рівнянь Лагранжа II-го роду [1, 2] та з урахуванням отриманих в [1–3, 6] рівнянь руху системи з ланцюгово-розгалуженим способом з'єднання твердих тіл, для розглянутої механічної системи (див. рис. 1) маємо систему рівнянь:

$$\begin{aligned}
 M_3 \ddot{x}_3 - S_{3,x} \ddot{\varphi}_3 - S_{3,y} \dot{\varphi}_3^2 + \sum_{j=1}^2 (S_{3j1,x} \ddot{\psi}_{3j} - S_{3j1,y} \dot{\psi}_{3j}^2) &= Q_{x_3}; \\
 M_3 \ddot{y}_3 + S_{3,y} \ddot{\varphi}_3 - S_{3,x} \dot{\varphi}_3^2 + \sum_{j=1}^2 (S_{3j1,y} \ddot{\psi}_{3j} + S_{3j1,x} \dot{\psi}_{3j}^2) &= Q_{y_3}; \\
 I_{0,3} \ddot{\varphi}_3 - S_{3,x} \ddot{x}_3 + S_{3,y} \ddot{y}_3 + \sum_{j=1}^2 (I_{\varepsilon,y}^j (\varphi_3 - \psi_{3j1}) \ddot{\psi}_{3j}^2 - I_{\varepsilon,x}^j (\varphi_3 - \psi_{3j}) \dot{\psi}_{3j}^2) &= Q_{\varphi_3}; \\
 I_{0,3j} \ddot{\psi}_{3j} + S_{3,y}^3 \ddot{x}_3 + S_{3,x}^3 \ddot{y}_3 - I_{\varepsilon,x}^j (\varphi_3 - \psi_{3j}) \ddot{\varphi}_3 - I_{\varepsilon,y}^j (\varphi_3 - \psi_{3j}) \dot{\varphi}_3^2 &= M_{\psi_j}, (j = 1, 2); \\
 M_2 \ddot{x}_2 = Q_{x_2}, M_2 \ddot{y}_2 = Q_{y_2}, I_{0,2} \ddot{\varphi}_2 = Q_{\varphi_2}. & \quad (1)
 \end{aligned}$$

Тут $x_i, y_i, \varphi_i (i = 2, 3)$ – 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 [2, 3, 6]. Зазначимо, 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 роботах [7, 8] для двигуна 4A160M8УЗ, характеристики якого наводяться в [8].

3. Числові розв'язки. Числові розв'язки системи (1) 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. 2, 3 подано графіки залежностей відповідно амплітуд коливання та прискорення від часу.

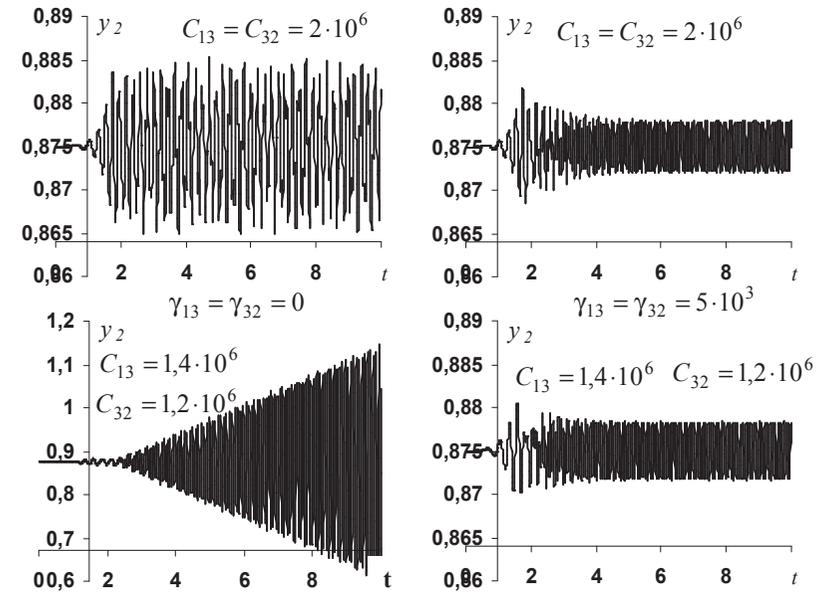


Рис. 2. Залежності амплітуд коливань ТН від часу для різних значень пружного та в'язкого опору

Із отриманих розв'язків робимо висновок, що наявність в'язкого опору стабілізує коливний процес, зменшуючи амплітуду коливань збурення на стадії розгону. Зокрема, за відсутності опору та співпаданні однієї з власних

частот коливання із частотою коливань збурюючої сили амплітуди коливань та прискорення необмежено зростають (настає резонанс), при врахуванні в'язкості опору дістаємо обмежені значення цих величин. Очевидно, що із збільшенням величини в'язкості опору усталений режим настає швидше.

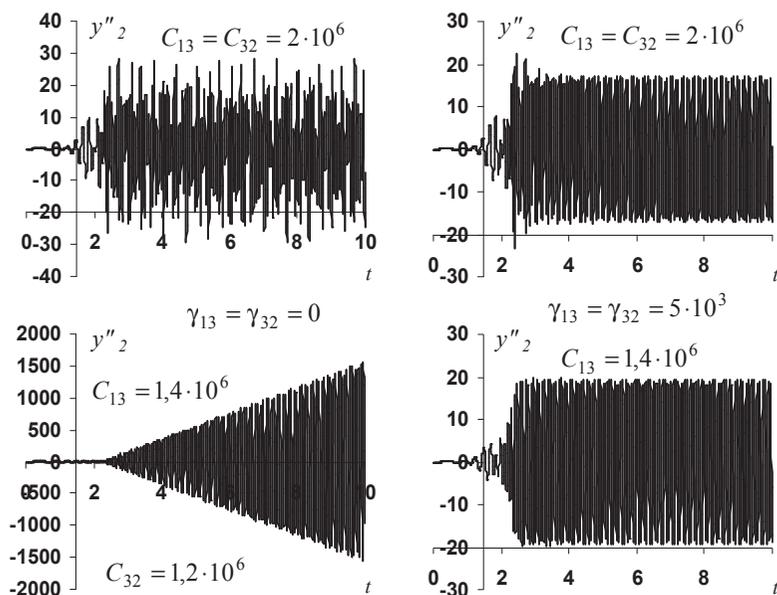


Рис. 3. Залежності амплітуд прискорення ТН від часу для різних значень пружного та в'язкого опору

4. 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 ($\ddot{\psi}_{3j} \approx 0$). У цьому випадку коливання системи спричиняють 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]:

$$\begin{aligned} M_2 \ddot{y}_2 + 2\gamma_{32}(\dot{y}_2 - \dot{y}_3) + 2C_{32}(y_2 - y_3) &= 0; \\ M_3 \ddot{y}_3 + 2\gamma_{32}(\dot{y}_3 - \dot{y}_2) + 2C_{32}(y_3 - y_2) + 2\gamma_{13}\dot{y}_3 + 2C_{13}y_3 &= 2m_d r \Omega^2 \cos(\Omega t). \end{aligned} \quad (2)$$

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

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

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

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

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

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 (2) для знаходження перших власних частот матиме вигляд:

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

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

Аналіз формул (4)–(5) проведено для значень параметрів в'язко-жорсткого опору, які вказані у п. 3. Порівняльні результати обчислень амплітуд та власних значень частот:

	C_{13}	C_{32}	γ_{13}	γ_{32}	λ_2	λ_3	ϵ^*	A_2	A_3	A_{w_2}	A_{w_3}
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

* ϵ – радіус для дебалансних мас.

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

На завершення наведемо графіки фазових портретів для розглянутих випадків (рис. 4). Як видно з діаграм, в'язкий опір суттєво покращує стійкість динамічних систем.

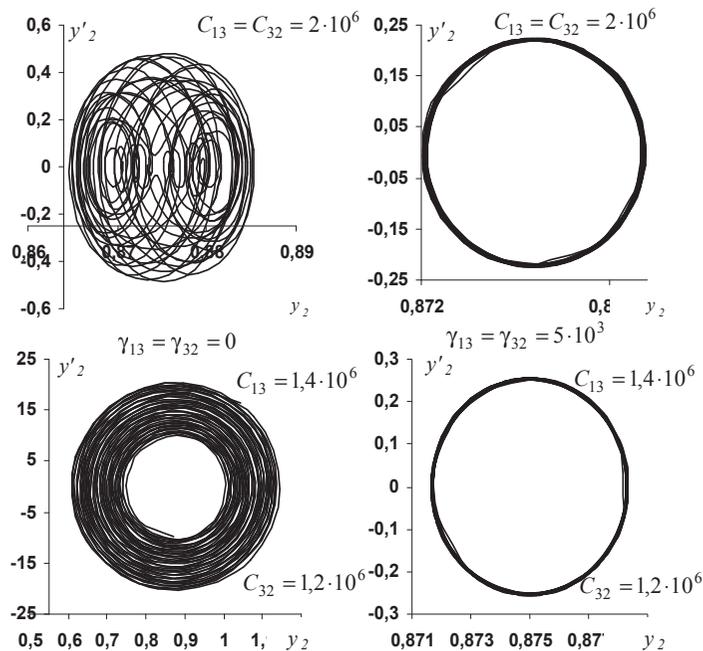


Рис. 4. Фазовий портрет коливань ТН для різних значень пружного та в'язкого опору

5. Висновки. Наявність в'язкого опору зменшує амплітуду коливань та позитивно впливає на стійкість системи. Певним підбором параметрів системи можна добитися необхідного динамічного режиму роботи ТН, віброгратки та системи в цілому для забезпечення її ефективної роботи.

Список літератури: 1. Математическая модель многосекционных выбивных агрегатов с учётом рассеяния энергии / В.П. Нисонский, И.И. Гергега, М.Р. Козулькевич Ю.В. и др. // Пробл. прочности. – 1994. – №10. – С. 30–36. 2. Гергега И.И. Математична модель ланцюгово-розгалуженої віброударної коливальної системи/ І.І.Гергега, 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.Гергега, В.М.Шопа // Доп. НАН України. – 2000. – №6. – С.62-65. 4. Барчан Е.Н. Экспериментальное исследование динамических процессов в выбивной машине с дебалансным приводом / Е.Н. Барчан, Н.А. Ткачук, А.В. Грабовский // Вісник НТУ «ХП». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – Харків:НТУ «ХП». – 2007. – №3. – С. 17-23. 5. 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. 6. 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. 7. Вешеневский С.Н. Характеристики двигателей в электроприводе / С.Н. Вешеневский. – М., Л.: Энергия, 1966. – 400 с. 8. Алиев И.И. Справочник по электротехнике и электрооборудованию: Учебное пособие для ВУЗов. 2 изд. / И.И.Алиев. – М.: Высшая школа, 2000. – 256 с. 9. Кононенко В.О. Колебательные системы с ограниченным возбуждением / В.О.Кононенко – М.: Наука, 1964. – 254 с.

Поступила в редколлегию 16.03.11

Н.А. ДЕМИНА, ст. преподаватель каф. высшей математики, Государственный Таврический агротехнологический университет, Мелитополь,
О.А. ИЩЕНКО, ассистент каф. высшей математики, Государственный Таврический агротехнологический университет, Мелитополь,
Ю.Д. СЕРДЮК, генеральный директор, ЗАО «АзовЭлектросталь», Мариуполь

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ МАТРИЦ И ПУАНСОНОВ С ЛИСТОВОЙ ЗАГОТОВКОЙ

У статті описані результати дослідження контактної взаємодії пуансонів і матриць розділових штампів з листовою заготовкою. Застосована технологія чутливих до тиску індикаторних плівок. Отримані розподіли контактної тиску і контактних зон в області ріжучих кромки пуансонів і матриць

В статье описаны результаты исследования контактного взаимодействия пуансонов и матриц разделительных штампов с листовой заготовкой. Применена технология чувствительных к давлению индикаторных пленок. Получены распределения контактного давления и контактных зон в области режущих кромок пуансонов и матриц

In the paper the results of research of contact interaction of puncheons and matrices of dividing stamps with sheet purveyance are described. Technology of sensible to pressure indicator tapes is applied. Distribution of contact pressure and contact areas is got in area of cuttings edges of puncheons and matrices

Введение. Для исследования прочности элементов разделительных штампов используются различные методы и средства. Описание некоторых традиционных методов приведены в диссертации Е.И. Заярненко [1]. В то же время появились новые методики исследований. Они представлены, в частности, в диссертации [2] и статьях [3-8].

Описанные в этих работах подходы и модели, а также полученные результаты численного моделирования требуют экспериментального подтверждения. Это составляет цель работы. Для расчетно-экспериментального исследования привлекаются результаты исследований контактного давления и контактных площадок в зоне сопряжения пуансонов и матриц разделительных штампов с листовой заготовкой.

1. Методика экспериментальных исследований. Сравнительный анализ результатов численных и экспериментальных исследований напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов штамповой оснастки можно провести по результатам моделирования компонент НДС или по картинам распределения контактных давлений. Первый из упомянутых наборов результатов является более доступным для измерений, в связи с чем был получен многими исследователями. В частности, можно привлечь результаты