

СПОСОБИ ЗМЕНШЕННЯ НЕГАТИВНОГО ВПЛИВУ РЕЗОНАНСНИХ КОЛИВАНЬ НА ЯКІСТЬ БЕТОННИХ ВИРОБІВ У ПРОЦЕСІ ЇХ ВІБРОУЩІЛЬНЕННЯ

Крот О. Ю., Кузуб Ю. О., Крючков О. А.

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Анотація. У статті розглянуто причини погіршення якості будівельних виробів, що виробляються методами віброущільнення та вібропресування. Виявлено, що дуже суттєвий вплив на якість виробів здійснює наявність високоамплітудних резонансних коливань у процесі завершення циклу ущільнення. Розглянуто причини виникнення високоамплітудних резонансних коливань і шляхи усунення їх негативного впливу. Обґрунтовано величину кута, що утворює секторний дебаланс як для варіанта без маточини на дебалансі, так і з нею. З позиції мінімізації моменту інерції ротора доведено доцільність і перспективність застосування гідравлічного двигуна замість електричного асинхронного. Запропоновано приклад вибору гідравлічного двигуна для вібраційної машини. Обґрунтовано інші переваги гідравлічного двигуна перед електричним для вібромайданчиків і вібропресів із частими перехідними процесами (пуск-зупинка): можливість реалізації великої частоти обертання та регулювання частоти обертання, мала маса, більша надійність і довговічність. Доведено, що застосування гумових пружних елементів замість сталевих пружин у системах з частими перехідними процесами може бути більш доцільним.

Ключові слова: будівельні вироби, віброформування, дебаланс, вібратор, момент інерції, гідравлічний двигун, пружини, гумові пружні елементи.

Вступ

Переважаюча більшість обладнання, що використовується для віброущільнення бетону у виробництві бетонних виробів, застосовують так званий «глибоко зарезонансний» режим роботи. Це означає, що частота коливань багаторазово перевищує частоту власних коливань системи (рис. 1). Зазвичай робоча частота в 10–15 разів більша за власну. Наприклад, якщо частота вимушених коливань 3000 коливань/хв, частоту власних коливань забезпечують на рівні 20–30 коливань/хв. Є кілька причин для цього.

Аналіз публікацій

Забезпечувати велику частоту вимушених коливань – ефективний шлях отримання великої вимушеної сили (відцентрової сили дебалансу, $m \cdot \omega^2 \cdot r$), оскільки сила квадратично залежить від кутової швидкості. По-перше, спроби конструктивними особливостями забезпечити роботу обладнання в резонансному режимі з досить великою частотою у звичайних (одномасних) системах успіхів не мали. По-друге, забезпечення в системі резонансного режиму (якщо б це виявилось можливим) зробило б систему вкрай нестабільною; навіть маленька зміна характеристик системи (маси чи жорсткості) з огляду на

графік (рис. 1) приводила б до суттєвого (у разі) зменшення амплітуди коливань.

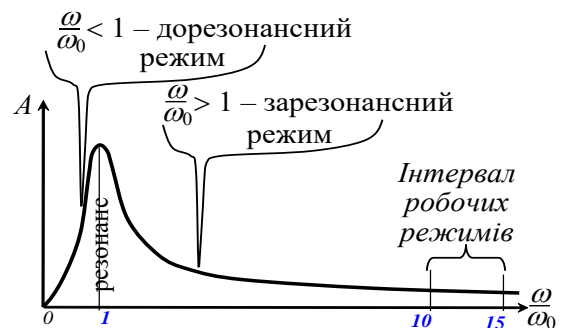


Рис. 1. Ілюстрація амплітудно-частотної характеристики вібромашини; у робочому режимі працює з частотою, більшою, ніж резонансна частота (без дотримання масштабу)

Отже, працюючи в зарезонансному режимі, система переходить через резонанс у процесі розгону системи. І, головне, система проходить через резонансний режим під час сповільнення системи перед повною зупинкою. Це є шкідливим для виробів, адже вони, щойно сформовані, потерпають від резонансних коливань; може порушитись конструктивна цілісність (з'являться тріщини, розшарування) виробів.

Мета та постановка завдання

Метою є аналіз способів зменшення негативного впливу резонансних коливань на якість будівельних виробів, що формуються на вібраційному обладнанні.

Для досягнення поставленої мети необхідно розглянути оптимізацію кута, що утворює секторний дебаланс, проаналізувати переваги застосування гідравлічного двигуна замість електричного для привода вібростанини й експериментально підтвердити доцільність установлення гумових пружних елементів замість сталевих пружин.

Дослідження шляхів зменшення впливу резонансу на виробі

У роботі розглянуто й частково досліджено декілька *шляхів зменшення впливу резонансу на виробі*.

1. Пришвидшення зупинки змушувача коливань. Велика кінетична енергія, накопичена механізмом, є причиною тривалого вибігу (тривалого перебування у близькорезонансній ділянці). Характеристикою інерційності системи в обертвовому русі є момент інерції. Для диска циліндричної форми радіусом R і масою m залежність така:

$I = \frac{m \cdot R^2}{2} (\text{кг} \cdot \text{м}^2)$. Для випадку секторного дебалансу з центральним кутом α , рад, (рис. 2) момент інерції:

$$I = \frac{m \cdot R^2}{2} \cdot \frac{\alpha}{2\pi} = \frac{\pi R^2 \cdot h \cdot \gamma \cdot R^2}{2} \cdot \frac{\alpha}{2\pi} = \frac{\pi \cdot R^4 \cdot h \cdot \gamma}{2} \cdot \frac{\alpha}{2\pi} = \frac{R^4 \cdot h \cdot \gamma \cdot \alpha}{4} \quad (1)$$

Тут h – товщина дебалансу; γ – густина матеріалу дебалансу.

Для різних за формою дебалансів за умови однакової частоти обертання відцентрова сила $m \cdot \omega^2 \cdot r$ залежатиме від добутку $m \cdot r$ (кг·м). Отже, для різних за формою дебалансів, що мають однакове значення добутку $m \cdot r$, найкращим з погляду швидкості зупинки буде той, у якого момент інерції є найменшим.

Відстань від осі обертання до центра мас невідбалансованої частини визначається залежністю (залежність є справедливою, якщо кут α вимірюється в градусах):

$$r = 74 \frac{(R^3 - r_{зб}^3) \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}{(R^2 - r_{зб}^2) \cdot \alpha}, \text{ мм} \quad (2)$$

(чи $r = 1,29 \frac{R \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}{\alpha}$ – в радіанах, якщо вважати, що $r_{зб} = 0$), де $r_{зб}$ – радіус збалансованої частини, мм (рис. 2).

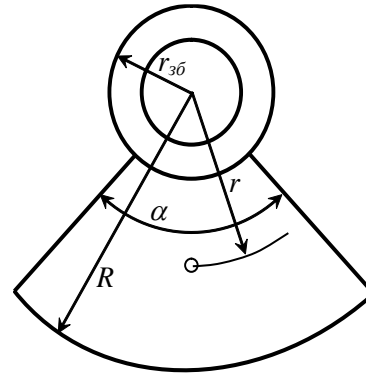


Рис. 2. Розрахункова схема для дослідження форми дебалансу

Маса невідбалансованої частини дебалансу:

$$m = h \cdot \gamma \cdot S, \quad (3)$$

$$\text{де } S = \frac{\alpha}{2\pi} \cdot \pi \cdot R^2 = \frac{\alpha}{2} \cdot R^2;$$

S – площа невідбалансованої частини дебалансу.

Отже:

$$m \cdot r = \frac{R^2 \cdot \alpha \cdot h \cdot \gamma}{2} \cdot 1,29 \frac{R \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}{\alpha} = \frac{R^3 \cdot h \cdot \gamma \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \cdot 1,29}{2} = const. \quad (4)$$

Добуток $m \cdot r$ вважаємо константою (тобто обираємо оптимальний варіант кута α , за умови якого момент інерції буде мінімальним для певного призначеного значення добутку $m \cdot r$). Звідси:

$$R = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot const}{h \cdot \gamma \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \cdot 1,29}} \quad (5)$$

$$I = \frac{\left(\sqrt[3]{\frac{2 \cdot const}{1,29 \cdot h \cdot \gamma \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}} \right)^4 \cdot h \cdot \gamma \cdot \alpha}{4} \quad (6)$$

де h і γ – також константи. Задавшись їх певними значеннями (наприклад, $h = 0,02\text{ м}$, $\gamma = 7800 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$), знаходимо похідну за α і прирівнюємо до нуля: $\frac{dI}{d\alpha} = 0$. Отримали, що функція I потерпає екстремуму в точці $\alpha = 1,69$ рад (97°) – залежність наведено на рис. 3.

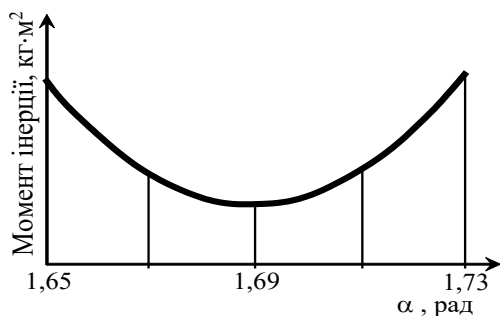


Рис. 3. Залежність моменту інерції дебалансу від кута α

На графіку (рис. 3) не наведено числових значень моментів інерції дебалансів, оскільки ці значення залежатимуть від розмірів цієї деталі.

Отже, оптимальним (з погляду найменшого моменту інерції) кутом α , що утворює дебаланс, є кут близько 97° . У реальних умовах конструювання маточина дебалансу (тобто $r_{зб}$ на рис. 2) є обов'язковим елементом. Розв'язання задачі (залежності (1)–(6)) для умови, коли $r_{зб}$ не дорівнює нулю, а обирається за конструктивними особливостями, є більш складним. Його було виконано не аналітичним, а чисельним методом. У цьому випадку оптимальним виявляється кут $92,5^\circ$.

Іншим (навіть більш суттєвим) складником вібратора, що має великий момент інерції, є ротор двигуна. найдешевшими двигунами (за капітальними витратами й за витратами на обслуговування), що застосовуються для навісних вібраторів, є асинхронні двигуни. Наприклад, момент інерції ротора двигуна АІР80В2 (частота обертання 2855 об/хв, потужність 2,2 кВт) становить $0,0018\text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ($1,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг}\cdot\text{м}^2$). Маса двигуна – 19 кг [1].

Альтернативою є двигуни гідравлічні. Гідродвигун F11-005 [2] від *Parker Hannifin Corporation* має витрату рідини $4,9 \text{ см}^3/\text{об}$ [2]. Тоді $4,9 \cdot 2855 = 13990 \text{ см}^3/\text{хв}$ (або 14 л/хв). Крутний момент на валі двигуна – 7,8 Н·м. Потужність двигуна становить $7,8 \cdot 285,5 =$

$= 2,22 \text{ кВт}$ (тут 285,5 рад/с – кутова швидкість обертання вала двигуна). Потужності двигунів електричного (АІР80В2) і гідравлічного (F11-005) ідентичні. F11-005 має момент інерції $0,16 \cdot 10^{-3} \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ (в 11 разів менший, ніж у двигуна АІР80В2). Зупинка (перехід через резонанс) відбудеться набагато швидше. Додатковою суттєвою перевагою гідравлічного двигуна є його незначна маса порівняно з електричним (4,7 кг проти 19 кг у наведеному прикладі, різниця вчетверо).

Можлива частота обертання гідродвигуна набагато більша, ніж електричного (до 12800 об/хв порівняно з 2855 об/хв у електродвигуна). Отже, гідродвигун може забезпечити дуже велику відцентрову силу – у 20 разів більшу, ніж у асинхронного електродвигуна. Регулювання ж частоти обертання двигуна здійснюється дуже просто, для цього не потрібно дорогих пристроїв.

Ще однією суттєвою перевагою застосування гідравлічного двигуна є більша надійність систем, побудованих на такому двигуні. Якщо електричний двигун запускається кілька разів за хвилину, це призводить до зміни в часі електричних характеристик електродвигунів: струму й потужності. Але найважливіше – змінюється характер нагріву обмоток і магнітопроводів. Виникають вихорові струми, від яких повністю позбавитися неможливо [3]. Якщо запуски відбуваються постійно, то температура, що встановилася, стає більшою за ту, що була б у разі тривалої роботи [3]; довговічність двигуна страждає.

2. Зміна характеру режиму зупинки всієї маси, що коливається, способом застосування альтернативних пружних елементів. Переважна більшість вібраційних систем для ущільнення будівельних виробів застосовує пружні елементи у вигляді спіральних сталевих пружин стискання [4] (рис. 4). На схемі (рис. 4) подано також тензометричну систему для запису діаграм коливань.

На рис. 5 наведено приклади діаграм коливань: процес пуску (рис. 5, а); робота в резонансному режимі (рис. 5, б), що спостерігається як під час пуску, так і в процесі зупинки вібростеми; у робочому режимі (рис. 5, в) – режимі, що встановився.

Усі три діаграми наведені в однаковому масштабі. У резонансному режимі спостерігаються ще й декілька (на різних частотах)

гармонік (рис. 5, б). Перехід через резонанс відбувається із суттєвим збільшенням (у п'ятеро) амплітуди коливань (рис. 5, б, в), що негативно впливає на якість ущільнювальних виробів.

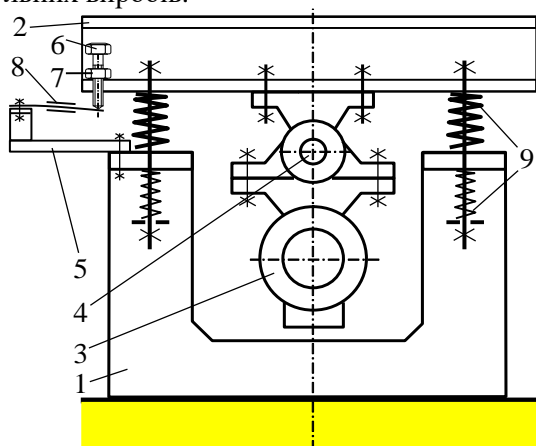


Рис. 4. Приклад схеми традиційного вібромайданчика з пружними елементами у вигляді спіральних сталевих пружин стискання [4]: 1 – рама вібромайданчика; 2 – стіл; 3 – нависний одновальний вібратор; 4 – шарнір, що забезпечує направленість коливань вібромайданчика; 5 – кронштейн; 6, 7 – гвинт із загостреним кінцем і гайка; 8 – тензодатчик; 9 – пружна система з попередньо напружених сталевих пружин

На кафедрі галузевого машинобудування та мехатроніки Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» досліджується вібромайданчик із механічним збудженням і гумовими пружними елементами. Застосовується віброзбуджувач від виробника *Honker*, модель *ZW-2,5*; двигун асинхронний однофазний; потужність 250 Вт; зусилля збудження 2 кН; частота обертання 2840 об/хв; сила струму 0,6 А; маса 7,8 кг. Як пружні елементи у вібромайданчику застосовано гумові елементи (рис. 6).

Діаграму коливань записано із застосуванням тензометричної системи, що містить тензобалку (рис. 7 та 8), тензопідсилювач, аналогово-цифровий перетворювач та комп'ютер із встановленою програмою для запису сигналу, що подається на *com*-порт.

Застосування гумових пружних елементів (рис. 6 та 7) повністю змінює характер коливань. Перехід через резонансні частоти (рис. 9) відбувається зі збільшенням амплітуди *лише вдвічі*, тоді як на сталевих пружинах амплітуди коливань резонансного режиму вп'ятеро перевищували амплітуди робочого режиму (рис. 5, б, в).

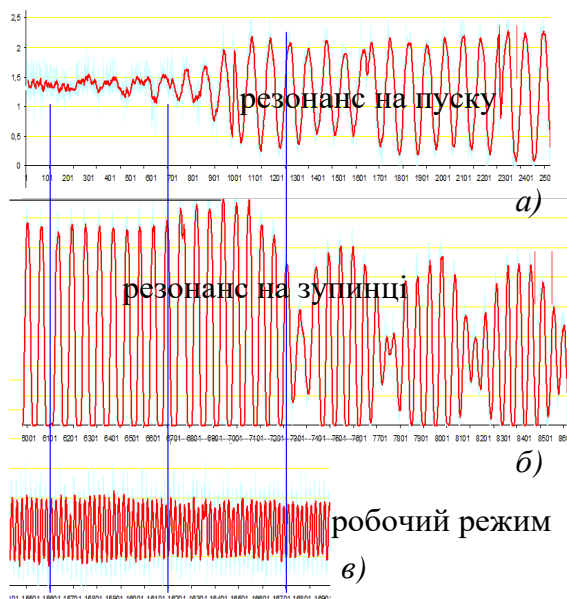


Рис. 5. Приклади діаграм коливань вібромайданчика зі сталевими пружинами (амплітуда резонансного режиму на зупинці вп'ятеро більша, ніж у робочому режимі; на зупинці декілька гармонік)



Рис. 6. Вібромайданчик із гумовими пружними елементами

Повна зупинка відбувається набагато швидше – приблизно за 2 с (рис. 9); спостерігається лише одна гармоніка. Це може суттєво зменшити негативний вплив резонансу на щойно сформований виріб.

Додатковою перевагою гумових пружних елементів замість сталевих пружин є значно менша шумність обладнання. Цей фактор є навіть вирішальним для багатьох підприємств. Наприклад, на підприємствах, що виробляють піщано-цементну цеглу та тротуарну плитку, замінювали сталеві пружини на гумові елементи саме завдяки їх малій шумності.

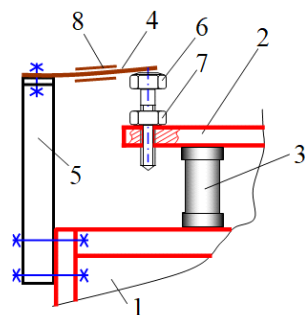


Рис. 7. Установлення вимірювальної системи на вібромайданчику: 1 – нерухомий корпус вібромайданчика; 2 – стіл; 3 – гумовий пружний елемент; 4 – тензобалка; 5 – кронштейн; 6, 7 – гвинт і гайка; 8 – тензорезистор



Рис. 8. Фото тензобалки

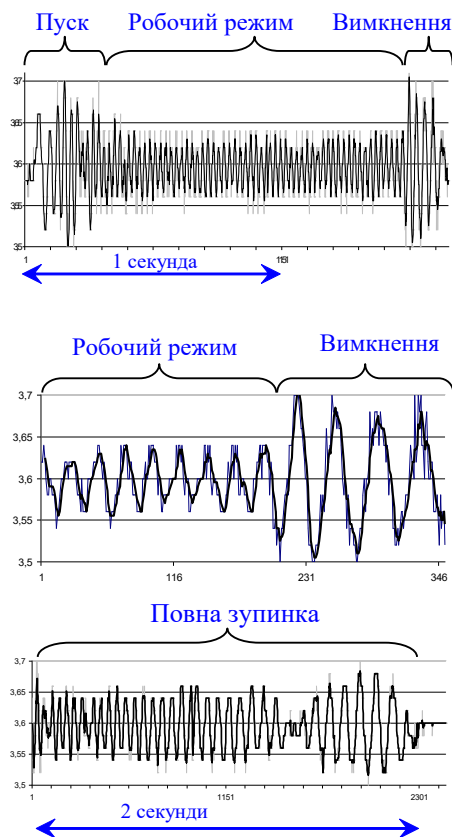


Рис. 9. Приклади діаграм коливань вібромайданчика з гумовими пружними елементами

Очевидно, такі особливості гумових пружних елементів пов'язані з іншими властивостями застосовуваного матеріалу. Петля гістерезису гуми значно ширша, ніж у сталевих пружин (за умови однакової жорсткості). Це пов'язано з великим внутрішнім тертям усередині гумових елементів, що спричиняє суттєве нагрівання гуми. Разом із малою теплопровідністю гуми це призводить до перегріву гумових елементів і швидкого старіння гуми. З цієї причини необхідно досить часто замінювати гумові пружні елементи.

Висновки

Розглянуто способи зменшення негативного впливу резонансних коливань на якість будівельних виробів, що формуються на вібраційному обладнанні. Перший спосіб – пришвидшення зупинки змушувача коливань; другий спосіб – зміна характеру режиму зупинки всієї маси, що коливається, завдяки застосуванню альтернативних пружних елементів. Підтверджено існування оптимального значення кута, що утворює секторний дебаланс; доведено доцільність застосування гідравлічного двигуна замість електричного для привода вібромашини; експериментально підтверджено доцільність установлення гумових пружних елементів замість сталевих пружин.

Література

1. АИР 80 В2 электродвигатель 2.2 кВт 3000 об/мин.
URL: <https://systemax.ua/elektrodvigateli/trehfaznye-obshepromyshlennye-elektrodvigateli/air/air80b2--2-2-kvt-3000-obmin-.html>.
2. https://www.parker.com/literature/PMDE/Catalogs/Fixed_Motors/F11_F12/MSG30-8249-UK.pdf.
3. <http://electric-tolk.ru/rezhimy-raboty-elektrodvigatelej>.
4. Крот О. Ю., Крот О. П. Лабораторний практикум з вивчення дисципліни «Основи наукових досліджень»: навчально-методичний посібник. Харків: ХНУБА, 2016. 103 с.

References

1. AYR 80 V2 elektrodvyhatel 2.2 kVt 3000 ob/myn.
URL: <https://systemax.ua/elektrodvigateli/trehfaznye-obshepromyshlennye-elektrodvigateli/air/air80b2--2-2-kvt-3000-obmin-.html>.

2. https://www.parker.com/literature/PMDE/Catalogs/Fixed_Motors/F11_F12/MSG30-8249-UK.pdf.
3. <http://electric-tolk.ru/rezhimy-raboty-elektrovdigatelej>.
4. Krot O. Yu., Krot O. P. (2016) Laboratory workshop on the study of the discipline "Fundamentals of scientific research". Educational and methodological manual. Kharkiv, 103 p.

Крот Олександр Юлійович, д-р техн. наук, професор кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», my_motherland@ukr.net.

Кузуб Юрій Олегович, аспірант кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», my_motherland@ukr.net.

Крючков Олександр Анатолійович, аспірант кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», my_motherland@ukr.net.

Methods of reducing the negative impact of resonant oscillations on the quality of concrete products during their vibration compaction

Abstract. Problem. Most of the equipment for vibroforming of concrete in the production of concrete construction products uses a "over-resonant" mode of operation. The system goes through resonance during acceleration and also before a complete stop. This is detrimental to the products, as newly formed products suffer from resonant oscillations. **Goal.** The goal of the research was to investigate ways to reduce the negative impact of negative resonance oscillations on products by reducing the time spent in the resonance mode and reducing the amplitude of oscillations. **Methodology.** The computational and analytical method of finding dependence, a comparative analysis of engine designs and experimental strain-metric studies of two designs of vibration platforms were applied. **Results.** The value

of the angle forming the sector unbalance is substantiated both for the variant without the hub on the unbalance and with it. From the standpoint of minimizing the moment of inertia of the rotor, the expediency and perspective of using a hydraulic motor instead of an electric asynchronous motor has been proven. Other advantages of the hydraulic motor over the electric motor for vibrating machines and vibropresses with frequent transient processes (start-stop) are substantiated. It has been proven that the use of rubber elastic elements instead of steel springs in systems with frequent transient processes may be more appropriate. The amplitude of resonant oscillations in a vibration system with rubber elastic elements is smaller, and the transition through resonance occurs faster. **Originality.** Ways to reduce the negative impact due to resonance are considered comprehensively. Vibration studies were performed on two vibration platforms with different types of elastic elements. **Practical value.** Reducing the intensity and duration of resonant oscillations in over-resonant technological equipment for forming building products will positively affect the quality of products. The application of the proposed design features will improve the working conditions of workers and the reliability of equipment.

Key words: vibrating platform, vibropress, construction products, vibroforming, imbalance, moment of inertia, hydraulic motor, springs, rubber elastic elements.

Krot Oleksandr, professor, Doct. of Science, Department of mechanical engineering and mechatronics, National University "Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic", my_motherland@ukr.net.

Kuzub Yuriy, graduate student, Department of mechanical engineering and mechatronics, National University "Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic", my_motherland@ukr.net.

Kruchkov Oleksandr, graduate student, Department of mechanical engineering and mechatronics, National University "Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic", my_motherland@ukr.net.