

2. S. Kravets, P. Kaznovsky, V. Valov Peculiarities of design model formation at dynamic analysis of equipment ISSN 1392–1207. *Mechanika*. 2005 Nr. 2 (52)
3. V. Kargaudas, N. Adamukaitis, M. Žmuida Natural oscillations of single span beam placed on cylindrical supports ISSN 1392–1207. *MECHANIKA*. 2014 Volume 20(3): 282–286
4. Loon K. T. et al., 2019 Modeling the Elastic Behavior of an Industrial Printed Circuit Board Under Bending and Shear in *IEEE Trans. on Components, Packag. and Manufac. Technology* 9(4) pp. 669–676, [https://doi: 10.1109/TCPMT.2018.2882575](https://doi.org/10.1109/TCPMT.2018.2882575).
5. Wong E-H, Mai Y-W 2015 10 - Dynamic deformation of a printed circuit board in drop-shock in *Robust Design of Microelectronics Assemblies Against Mechanical Shock, Temperature and Moisture* (Woodhead Publishing) pp. 327–378, doi.org/10.1016/B978-1-84569-528-6.00010-1.
6. Xiao W et al., 2020 Vibration reduction design of extension housing for printed circuit board based on particle damping materials *Applied Acoustics* 168 107434, doi.org/10.1016/j.apacoust.2020.107434.
7. Veeramuthuvel P., Sairajan K. K., Shankar K. 2016 Vibration suppression of printed circuit boards using an external particle damper *J. of Sound and Vibration* 366 pp. 98–116, doi.org/10.1016/j.jsv.2015.12.034.
8. Kovtun I., Boiko J., Petrashchuk S., Kałaczyński T. 2018 Theory and practice of vibration analysis in electronic packages /17th International Conference Diagnostics of Machines and Vehicles. *MATEC Web Conf.* (eISSN: 2261-236X), 182, 02015 (2018). – 10 p.
9. I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk, G. Baurienė, K. Pilkauskas Effects of the strain transmission from the main board to the installed electronic components / *Mechanika*. – Kaunas : KTU, 2016. – Vol 22 № 6 (2016). – P. 494–489. ISSN 1392–1207.
10. G. S. Pisarenko, V.A. Agarev. *Strength of materials*. Kiev : Technika, 1967, 792 pp.

**ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ
ПРУЖНО-В'ЯЗКИХ ЕЛЕМЕНТІВ МАШИН БАРАБАННОГО ТИПУ
З ГОРИЗОНТАЛЬНОЮ ВІССЮ ОБЕРТАННЯ
НА ЇХ ВІБРОАКТИВНІСТЬ**

*Горошко А. В., Драч І. В., Ковтун І. І., Петрашук С. А.
Хмельницький національний університет*

Питання зниження вібрації, спричиненої обертовими роторами на частоті першої роторної гармоніки (роторної вібрації) відносяться

до найважливіших при конструюванні, виготовленні та експлуатації практично всіх видів сучасних роторних машин. Роторна вібрація в значній мірі визначає надійність таких машин, для яких характерні високі частоти обертання, відносно мала жорсткість конструкції, а критичні режими часто розташовуються в межах робочих діапазонів кутових швидкостей. Рівень небажаних вібрацій може бути знижений за рахунок оптимального компоновання складових конструкції машини.

Розглянемо коливання пружно-підвішеного бака, що містить в собі консольно-закріпленій неврівноважений барабан. Така схема притаманна пральним машинам з горизонтально-розташованим баком для білизни, наприклад, “LG”, “Electrolux” тощо.

Диференціальні рівняння коливань системи бак-барабан були отримані з рівняння Лагранжа II роду

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + (\mathbf{G} + \mathbf{D})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{A}\mathbf{q} = \mathbf{Q}, \quad (1)$$

де $\mathbf{M} = [P_{ij}]_1^6$ – матриця інерційних коефіцієнтів; $\mathbf{G} = [g_{ij}]_1^6$ – матриця гіроскопічних коефіцієнтів; $\mathbf{D} = [\alpha_{ij}]_1^6$ – матриця коефіцієнтів демпфування; $\mathbf{A} = [\alpha_{ij}]_1^6$ – матриця коефіцієнтів жорсткості; $\mathbf{q} = [x, y, z, \alpha, \beta, \gamma]^T$ – матриця-стовпець узагальнених координат; $\mathbf{Q} = [Q_x, Q_y, Q_z, Q_\alpha, Q_\beta, Q_\gamma]^T$ – матриця-стовпець узагальнених силових факторів.

Перевірка сформульованих вимог до конструкції проводилась шляхом моделювання поведінки підвісної частини пральної машини із використанням інтерактивного інструменту Simulink та пакету прикладних програм Matlab. Динамічна модель машини представлена на рис. 1. Підвісна частина машини кріпиться за допомогою двох пружин і двох демпферів.

В ідеальному випадку, коли центр мас зрівноваженого барабана співпадає з центром мас бака, а вісь обертання барабана проходить через його центр мас ($e = 0$), права частина рівняння $\mathbf{Q} = 0$ і коливання підвісної частини відсутні при будь-яких значеннях кутової швидкості обертання ω . На практиці через випадковий характер розподілу завантаженої білизни у барабані центр мас барабана завжди буде лежати не на осі обертання, що характеризується ексцентриситетом e . У таблиці 1 наведено основні динамічні характеристики досліджуваної пральної машини.

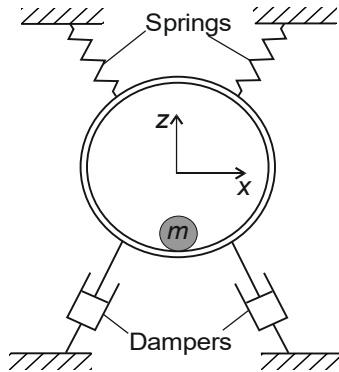


Рис. 1. Динамічна модель пральної машини

Таблиця 1

Динамічні характеристики пральної машини

Маса баку m_1 , кг	48,2
Маса барабана m_2 , кг	12,5
Жорсткість кожної з двох пружин підвіски c , Н/мм	6,0
Кут нахилу пружин	75°
Коефіцієнт демпфування кожного демпфера h , Н·с/м	175
Кут нахилу демпферів	70°
Ексцентриситет e , мм	14,8
Довжина барабана L_d , мм	190

Внаслідок випадкової розкладки білизни центр мас завантаженого барабана окрім ексцентриситету може мати повздовжнє зміщення y_D вздовж осі OY , що викликає моментну невривноваженість ротора. Для розробленої моделі для випадку $y_D = 0 \dots 90$ мм проведено симуляцію моделі у всьому діапазоні робочих частот, яка показала незначний вплив зміщення на величину поперечних вібрацій у зарезонансній зоні. Отримані результати показали, що зміщення центра ваги завантаженого барабана на робочих частотах у закритичній області майже не впливає на рівень поперечних коливань, але суттєво підвищує повздовжні коливання підвісної частини.

Матриця жорсткості \mathbf{A} є недіагональною, якщо відмінними від нуля є статичні і відцентрові моменти жорсткостей. Вісь жорсткості підвіски не буде співпадати з центром ваги бака, якщо головні осі жорсткості не будуть співпадати з головними центральними осями симетрії бака, а це спостерігається за умови, коли координата i -ї пружини

жини $y_i \neq 0$. На рис. 2 та 3 представлені результати симуляції системи бак-барабан при різних значеннях відхилення l_c положення центру жорсткості пружних опор підвісної частини від центру ваги бака.

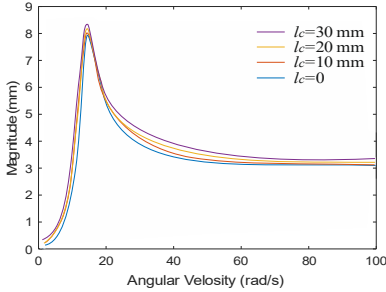


Рис. 2. АЧХ при $y_D = 0$

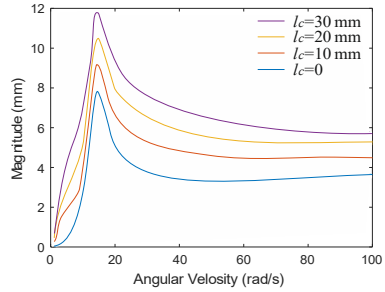


Рис. 3. АЧХ при $y_{Dmax} = 90$ і і

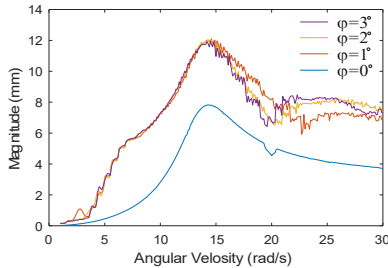


Рис. 4. АЧХ для різних кутів повороту пружин

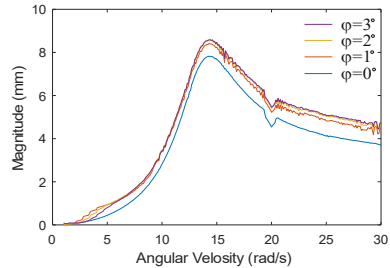


Рис. 5. АЧХ для різних кутів повороту демпфера

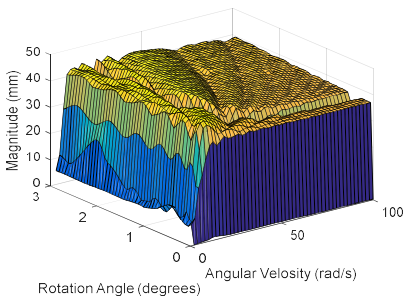


Рис. 6. Залежність АЧХ від кута повороту φ пружини

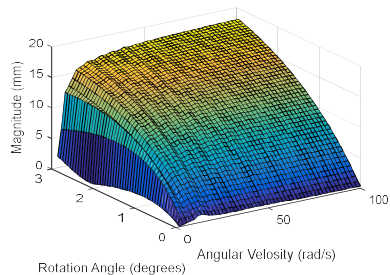


Рис. 7. Залежність АЧХ від кута повороту φ демпфера

Залежності отримані для випадку $y_D = 0$, коли центр мас завантаженого барабана лежить в площині XOZ , де розташований центр

мас бака (див. рис. 2) і коли центр мас завантаженого барабана є зміщеним по осі OY на величину $y_{D\max}$ (див. рис. 3).

У разі повороту пружної (демпферної) опори на кут φ відносно площини XOZ система опор є нерівножорсткою, а матриця жорсткості (демпфування) – недіагональною. Наявність горизонтального зміщення $y_D \neq 0$ і кута повороту пружини $\varphi \neq 0$ через додаткову зв'язність коливань призводить до підвищення їх амплітуди. Аналогічна картина спостерігається і при аналізі впливу кута повороту демпферу. Залежності амплітуди вертикальних коливань від частоти обертання барабану, одержані під час симуляції моделі при $y_{D\max}$ для кутів повороту пружин і демпферів від 0 до 3° представлені на рис. 4 і 5.

Найбільш чутливими до зміни кутів повороту пружин і демпферів є повздовжні коливання. На рис. 6 та 7 представлені залежності амплітуди вібрацій (повздовжніх коливань) підвісної частини вздовж осі OY у діапазоні робочих частот в залежності від величини кута повороту φ пружини та демпферу при зміщенні центра ваги барабана з білизною на $y_{D\max}$ вдовж осі барабана.

В результаті проведених досліджень були одержані теоретично і підтвержені експериментально основні вимоги до компонування горизонтальних роторних машин барабанного типу: центр мас бака повинен лежати на осі обертання барабана; вісь обертання барабана повинна бути головною центральною віссю інерції бака; центр мас бака повинен збігатися з центром мас завантаження барабана; центр жорсткості системи пружних опор повинен збігатися з центром тяжкості бака, а головні осі жорсткості – з головними центральними осями інерції бака; головні осі постійних в'язкого тертя повинні збігатися з головними центральними осями інерції бака.