Управління в складних системах

УДК 62-752.6 **doi: 10.26906/SUNZ.2021.3.042**

В. Є. Лютенко, В. О. Мастюх

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Полтава, Україна

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВІБРОГАСИТЕЛЯ

Анотація. Одним із основних напрямів технічного прогресу в машинобудуванні являється ріст продуктивності і точності механічної обробки деталей, покращення якості поверхонь, що обробляються, котрі пов'язані з удосконаленням вібраційної стійкості обладнання. Вібрації обмежують підвищення режимів різання при оброблюванні деталей, погіршують шорсткість поверхонь, створюють наклеп верхніх шарів, при цьому суттєво знизують точність обробки і стійкість ріжучого інструменту. Виникнення коливань обумовлено зміною режимів різання, зовнішніми силами і зміною параметрів пружної системи верстат-пристосування-інструмент-деталь (ВПІД). Із великої кількості машинобудівного обладнання найбільш поширеними являються верстати для оброблювання тіл обертання, токарної і кругло-шліфувальної групи (більш ніж 40%). Тому значне підвищення точності і продуктивності токарної обробки нежорстких деталей типу тіл обертання являється актуальним напрямом в машинобудівній галузі, а розроблення способів захисту від вібрацій відноситься до основних найбільш важних науково-технічних задач. В даний час відомі різноманітні методи і способи зниження вібрацій. До них можна віднести: балансування і зрівноваження машин, зміна жорсткісних, демпфуючих і інерційних параметрів обладнання. Для перелічених способів характерна для кожного раціональна область застосування. Віброгасителі мають особливе призначення, так як вони можуть бути використані не тільки при проектуванні і створенні конструкції, а і при експлуатації для покращення незадовільних динамічних якостей обладнання, котрі виявлені при впровадженні в виробництво. Перевага віброгасителів також полягає в тому, що при значно малих затратах на їх створення і експлуатацію вони дають можливість отримати бажаний ефект зниження рівня вібрацій. При роботі віброгаситель формує силові дії, котрі передаються на об'єкт. Зміна вібраційного стану об'єкта при приєднанні динамічного гасителя здійснюється як шляхом перерозподілу коливальної енергії від гасителя до об'єкта, так і при допомозі розсіювання коливань. Перший спосіб здійснюється налагодженням пружно-інерційних властивостей системи об'єкт-гаситель на резонансну частоту. Другий спосіб оснований на підвищенні дисипативних властивостей системи шляхом приєднання до об'єкта додаткових спеціальних демпфуючих елементів. В такому випадку говорять про динамічний гаситель з тертям. В основу динамічних гасителів положено використання пасивних елементів (мас, пружин, демпферів) і активних, котрі мають власні джерела енергії. Для зниження вібрацій, що виникають при обробці тіл обертання, нами було спроектовано і досліджено віброгаситель.

Ключові слова: математична модель, віброгаситель, власні, вимушені коливання, механічна система, динамічні навантаження, податливість, коливальні явища.

Вступ

Зниження вібрацій є одним із перспективних напрямів, котрі зв'язані з проблемами міцності, ресурсу і безпеки [1-3]. Виникаючі, в процесі виконання технологічних операцій, вібраційні навантаження погіршують роботу системи, знижують надійність і тривалість експлуатації. При експлуатації верстатів під дією сил різання можуть деформуватися його пружні ланки, в результаті чого змінюються умови різання, тертя. Виникнення коливальних явищ при роботі верстатів від'ємно виявляється на точності обробки, знижує технологічні можливості обладнання, а також зменшує його довговічність. В зв'язку з цим, підвищення показників динамічної якості верстатів, в тому числі їх вібростійкості, являється актуальною задачею.

Огляд останніх джерел досліджень і публікацій. Створення нових типів машин, а також удосконалення існуючих постійно вимагають уточнення методів їх розрахунку, що також пов'язано із необхідністю вивчення питань динаміки віброгасителів. Відомі три категорій віброгасителів. До них відносяться: віброгасителі ударного типу; тертя; динамічні.

Автори Гаврилін А.Н., Ангаткіна О.О., Рожков П.С.,Сікора Е.А. [4] розробили віброгаситель в'язкого тертя,, який може використовуватися в машинобудуванні при металообробці для гашення коливань при токарній і шліфувальній операціях деталей типу тіл обертання. Запропонована авторами конструкція віброгасителя поглинає енергію коливань за рахунок в'язкого тертя в автоматично налагодженому діапазоні. Недоліком запропонованого віброгасителя є вузька сфера використання – тільки для тіл обертання, в тому числі, низький діапазон робочих частот і неможливість переналадки частот гашення вібрацій. Також віброгаситель має складну будову.

Автором Болдіним Л.А. [5] запропонована конструкція віброгасителя ударної дії, який може бути використаний для зниження рівня вібрації на більш високих частотах. Під час роботи віброгаситель розсіює енергію коливань за рахунок удару маси віброгасителя по основній масі, що коливається. Недоліком запропонованого віброгасителя являється відсутність можливості переналадки частоти коливань, що гасяться. Групою авторів під керівництвом Гавриліна А.Н.[6] розроблений динамічний самонастроюваний гаситель коливань. Гаситель може бути використаний в машинобудуванні для захисту від вібрації різних об'єктів. До недоліків можна віднести відсутність можливості оперативної зміни частоти віброгашення.

 © Лютенко В. Є., Мастюх В. О., 2021

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми. Існують технологічні і конструктивні методи підвищення вібростійкості верстатів. Технологічні методи реалізуються шляхом оптимального розташування зон різання, оптимізації режимів різання. Конструктивні методи реалізуються наступним чином:

створенням більш жорстких конструкцій;

підвищенням точності верстатів;

балансуванням обертаючих систем;

використанням різних гасителів, робота яких основана на розсіюванні енергії коливань.

Більшість із конструктивних методів реалізується тільки на стадіях створення обладнання і його монтажу. Балансування і використання гасителів найбільш підходить для змонтованого верстата.

Найбільш універсальним являється метод віброгашення вібрацій металорізальних верстатів з використанням гасителів коливань, так як він не вимагає втручання в систему верстата і при можливості може віброгаситель підстроюватися під різні типи верстатів. Проте, при підборі і використанні поглиначів можуть виникати уже нові проблеми, зв'язані з їх конструктивними і технологічними особливостями. На сьогоднішній момент не існує найбільш універсального, що широко використовується, віброгасячого пристрою, який би підходив до більшості груп верстатів, і тим більше до всіх.

Дана робота і направлена на вирішення, з використанням застосунку MathCAD, питань створення і дослідження віброгасителя, котрий відповідав би вище переліченим вимогам.

Постановка завдання. Метою цієї роботи є створення адекватної фізичному процесу математичної моделі віброгасителя.

Виклад основного матеріалу

Для теоретичних досліджень віброгасителя нами розроблена розрахункова схема гашення коливань, яка зображена на рис. 1. На розрахунковій схемі (рис. 1) демпфуючий об'єкт, під яким приймається деталь, що обробляється, представлений зосередженою масою m_1.

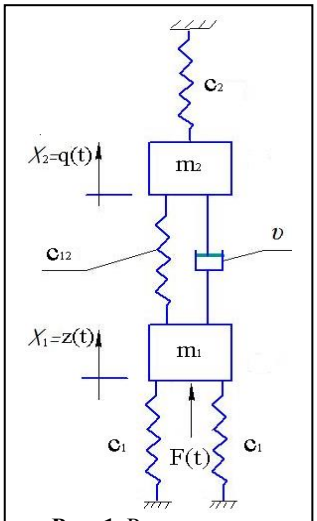

Рис. 1. Розрахункова схема гашення коливань

Маса об'єкта m_1 представляє собою сумарну масу деталі, що обробляється і плунжера віброгасителя. В масі плунжера враховані маси всіх рухомих елементів гасителя. Демпфуючий об'єкт (деталь, що обробляється) закріплений в передній і заадній бабках, що мають жорсткості $c_{п.б.}$ і $c_{з.б.}$. При обробці на деталь діє збурююча сила різання $F(t)$, котра передається на супорт, що має жорсткість c_c. Для гашення коливань до деталі, що обробляється приєднується віброгаситель, що моделюється масою рухомих елементів віброгасителя m_2 і масою плунжера, що взаємодіє з поверхнею деталі і включає стиснуті пружини з жорсткістю c_{12}. Віброгаситель має власну жорсткість конструкції c_2.

В розробленій нами математичній моделі (рис. 1) під характеристиками об'єкта , тобто, жорсткістю c_1 приймаються приведені жорсткості системи ВПІД [1]:

$$c_1 = \frac{(c_{пб.} + c_{з.б.})c_c}{c_{пб.} + c_{з.б.} + c_c} + c_д + c_{пр.}, \qquad (1)$$

де c_1, $c_д$, c_c, $c_{пб.}, c_{з.б.}, c_{пр.}$ – жорсткості демпфуючого об'єкта, деталі, що оброблюється, супорта, передньої і задньої бабок, пружин, Н/м.

Рівняння руху запишемо в такому вигляді:

$$m_1 \ddot{X}_1 + C_1 X_1 + C_{12}(X_1 - X_2) + \nu \dot{X}_1 = F(t); \qquad (2)$$

$$m_2 \ddot{X}_2 + C_2 X_2 + C_{12}(X_2 - X_1) + \nu \dot{X}_2 = 0, \qquad (3)$$

де $F(t) = P_z$; P_z – сила різання, Н; ω – колова частота вимушених коливань об'єкта, $с^{-1}$; ν – коефіцієнт, що характеризує загасання; $X_1, X_2, \dot{X}_1, \dot{X}_2$ – переміщення і швидкості мас m_1 і m_2; t – час.

Початкові умови представимо у вигляді ($t = 0$)

$$X_{10} = 0,\ X_{20} = 0,\ \dot{X}_{10} = 0,\ \dot{X}_{20} = 0,\ F_0 = 0. \qquad (4)$$

Для зручності рішення на ЕОМ системи рівнянь з використанням застосунку MathCAD приводимо її до такого вигляду:

$$m_1 z``(t) + C_1 z(t) + C_{12}\left[z(t) - q(t)\right] + \nu z`(t) = F(t);$$

$$m_2 q``(t) + C_2 q(t) + C_{12}\left[q(t) - z(t)\right] + \nu q`(t) = 0.$$

$$z'(t) = v(t);$$

$$v`(t) = -\frac{C_1 + C_{12}}{m_1} z(t) + \frac{C_{12}}{m_1} q(t) - \frac{\nu}{m_1} z`(t) + \frac{1}{m_1} F(t);$$

$$q'(t) = d(t); \qquad (5)$$

$$d'(t) = -\frac{C_2}{m_2} q(t) - \frac{C_{12}}{m_2} q(t) + \frac{C_{12}}{m_2} z(t) - \frac{\nu}{m_2} q`(t);$$

$$k(t) = -\frac{C_1 + C_{12}}{m_1} z(t) + \frac{C_{12}}{m_1} q(t) - \frac{\nu}{m_1} z`(t) + \frac{1}{m_1} F(t);$$

$$n(t) = -\frac{C_2}{m_2} q(t) - \frac{C_{12}}{m_2} q(t) + \frac{C_{12}}{m_2} z(t) - \frac{\nu}{m_2} q`(t),$$

де $k(t), n(t)$ прискорення зосереджених мас m_1 і m_2. Після підстановки даних із табл. 1 отримаємо

$$v'(t) = 0{,}57F(t) - 151393z(t) - 22164z(t) + \\ +22164q(t) - 8v(t);$$

$$z'(t)=v(t);\quad q'(t)=d(t);$$

$$d'(t)=21914z(t)-8d(t)-$$
$$-26299q(t)-21914q(t);\qquad (6)$$

$$k(t)=0,57F(t)-151393z(t)-22164z(t)+$$
$$+22164q(t)-8v(t);$$

$$n(t)=21914z(t)-8d(t)-26299q(t)-21914q(t);$$

Початкові умови мають вигляд ($t=0$):

$$z(0)=0,\ q(0)=0,\ v(0)=0,\ d(0)=0,$$

$$F(0)=0,\ k(0)=0,\ n(0)=0. \qquad (7)$$

Розв'язання системи рівнянь (5) робимо для віброгасителя, що має параметри, які наведені в табл. 1. Для визначення прискорень в системі диференціальних рівнянь (5) записані два рівняння прискорень $K(t)$ маси $Z`(t)=K(t)$, та $N(t)$ маси $Q`(t)=N(t)$.

Таблиця 1 – **Параметри віброгасителя**

Параметри	Одиниці вимірювання	Числові значення
m_1	кг	1,754
m_2	кг	1,774
P_z	Н	3998
ω	C^{-1}	209
ν	–	14
C_1	Н/м	265543
C_{12}	Н/м	38876
C_2	Н/м	46654

В результаті розв'язання системи рівнянь (5) отримуємо значення переміщень, швидкостей, а також прискорень демпфуючого об'єкта m_1 та рухомих частини віброгасителя m_2.

Під час теоретичних досліджень змінювалось співвідношення жорсткостей C_2/C_1. Далі приводимо найбільш характерні результати обчислень, які підтверджують зниження амплітуди демпфуючого об'єкта (m_1).

На рис. 2 приведено обчислені значення амплітуди маси m_1, яка представляє демпфуючий об'єкт при співвідношенні $C_2/C_1=0,01$, а на рисунку 3 – при співвідношенні $C_2/C_1=0,005$. Порівняння значень амплітуди маси m_1 на рис. 2 і 3 показує зниження її в два рази при співвідношенні $C_2/C_1=0,005$, яке являється найбільш оптимальним. На рис. 4, 5 приведені значення деяких основних параметрів отриманих при дослідженнях.

Порівнюючи побудовані графіки, як з урахуванням загасання ν так і без нього, можна зробити висновок, що значення відрізняються несуттєво і визначені параметри мають більш точні значення при урахуванні загасання ν.

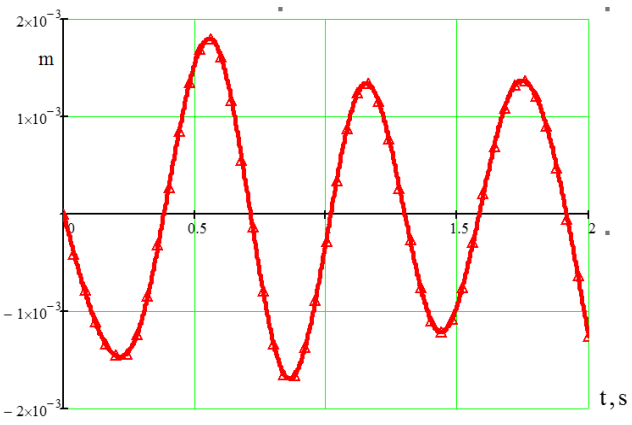

Рис. 2. Зміна переміщення $Z(t)=X_1$ маси m_1 (амплідуди демпфуючого об'єкта) віброгасителя), Співвідношення жорсткостей $C_2/C_1=0,01$

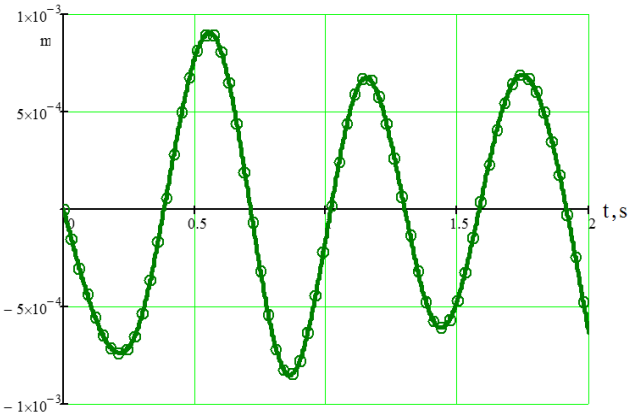

Рис. 3. Зміна переміщення $Z(t)=X_1$ маси m_1 (амплідуди демпфуючого об'єкта) віброгасителя), Співвідношення жорсткостей $C_2/C_1=0,005$

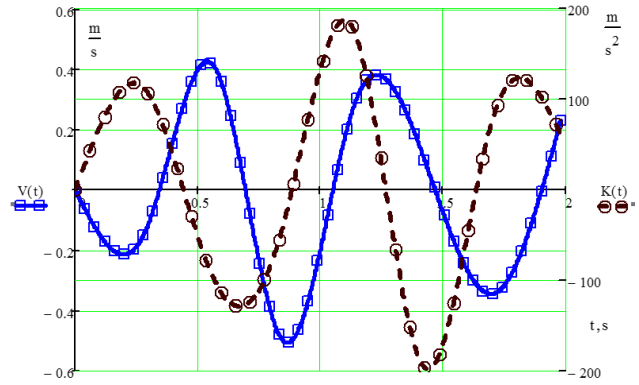

Рис. 4. Зміна швидкості $V(t)=Z'(t)$ *та* прискорення $K(t)=Z``(t)$ маси m_1 віброгасителя

Для перехідних процесів, показаних на рис. 2, 3, 4 і 5, характерне коливання переміщень, швидкості і прискорень пружних ланок віброгасителя.

Використання числових методів інтегрування диференціальних рівнянь дозволяє використовувати запропоновану методику для розрахунку динамічних навантажень у механічних системах гашення коливань з використанням віброгасителів.

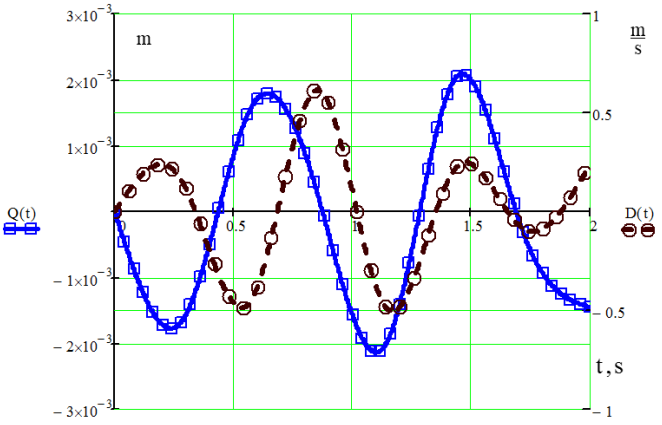

Рис. 5. Зміна переміщення $Q(t) = X_2$ маси m_2 та її швидкості $D(t) = Q'(t) = X_2`$ віброгасителя

Висновки

1. В роботі на основі аналізу тенденцій розвитку технологічного обладнання призначеного для підвищення вібраційної стійкості верстатів для обробки деталей типу тіл обертання та існуючих технічних рішень віброгасителів, а також з використанням математичного застосунку MathCAD, досліджено вібраційну систему в основу якої полягає зміна інерційних і жорсткісних властивостей віброзахисної конструкції.

2. В роботі визначені переміщення, швидкості та прискорення ланок віброзахисної системи з віброгасителем , а також теоретично досліджено, з використанням математичного програмного середовища MathCAD, їх динаміку.

3. Застосування числових методів інтегрування диференціальних рівнянь руху дозволяє використовувати запропоновану методику для розрахунку динамічних навантажень у подібних віброзахисних системах .

4. Результати дослідження віброгасителя, з використанням математичного програмного середо

вища MathCAD, можуть бути використані при проектуванні, розрахунку, визначенні основних параметрів та динамічних навантажень в ланках подібних віброзахисних систем.

Використання розробленого та дослідженого віброгасителя зі зміною інерційних і жорсткісних властивостей системи дає змогу знизити амплітуду коливань об'єкта у 2 рази, розширити робочу частотну область і підвищити продуктивність обробки.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Вибрации в технике. Справочник в 6 т. / под. ред. В.Н. Челомея и К.В. Фролова. М.: Машиностроение, 1981. Т. 1. 455 с.
2. Gavrilin A.. N., Moyzer B.B., Zharkevich O.M. Design and technological methods to reduce vibration activity of elements in technological systems of Vibroengineering Article in Press.
3. Gavrilin A.. N., Moyzer B.B., Cerkasov A.I. // Applied Mechanics and Materials: Scientific Journal. – 2015.– Vol. 756: Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (MEACS 2014). – [P. 35 - 40].
4. Пат. РФ 2475660, МПК F16, F 9/30, F 15/27.Виброгаситель вязкого трения / А..Н. Гаврилин, О.О. Ангаткина, П.С. Рожков, Е.А. Сикора. – Опубл. 20. 02. 2013. – Бюл. № 5. – 6 с.
5. Болдин Л. А..Металлорежущие станки (вопросы эксплуатации) – М.: Машгиз, 1957.– 260 с.
6. Пат. РФ 98792 МПК F16, F 6/04.Динамический самонастраивающийся гаситель колебаний / А.Н. Гаврилин, А.В. Витко, П.Я. Крауиныш, П.С.Рожков. – Опубл. 27.10. 2010. Бюл. .№ 30. – 2 с.

Received (Надійшла) 12.07.2021
Accepted for publication (Прийнята до друку) 25.08.2021

Mathematical model of the absorber

V. Lyutenko, V. Mastyukh

Abstract. One of the main areas of technological progress in mechanical engineering is to increase the productivity and accuracy of machining parts, to reduce the quality of the surfaces being machined, and to improve the wear resistance of the equipment. Vibrations interfere with the increase of the cutting mode during machining of parts, impair the surface finish, create a sticking effect on the upper spheres, while significantly reducing the machining accuracy and the rigidity of the cutting tool. Occurrence of wobbles is caused by changes in cutting modes, external forces and changes in parameters of the Lathe-attachment-tool-component (LATC) system. Out of a great number of machine-building equipment the most widespread are workbenches for machining of bodies of wrapping, turning and circular grinding group (more than 40%). Therefore, a significant increase in accuracy and productivity of turning of non-rigid parts of the wrap-around bodies type is an urgent issue in the machine-building industry, and the development of methods of protection against vibrations is one of the most important scientific and technological tasks. At the present time there are various methods and ways of reducing vibrations. They can include: balancing and alignment of machines, change of rigidity, damping and inertia parameters of the equipment. Each of these methods is characterized by a rational area of application. Vibration absorbers have a special purpose, as they can be used not only in the design and construction of the structure, but also in the operation of the equipment to improve non-adverse dynamic properties of the equipment that are seen in the implementation of the production. The advantage of vibration absorbers also lies in the fact that at significantly low cost of their creation and operation they can obtain the desired effect of reducing the level of vibrations. During operation, the damper forms a force force that is transmitted to the object. Change of the vibrational state of the object when the dynamical damper is connected is performed both by re-transmission of the volatile energy from the damper to the object, and by means of spreading of the volatilities. The first method is carried out by applying the load-inertial properties of the system object-absorber to the resonant frequency. Another method is based on increasing of the system's dissipative properties by adding additional special damping elements to the object. In such a case we speak about dynamical damper with friction. Dynamical dampers are based on the use of passive elements (masses, springs, dampers) and active ones that have their own energy sources. To reduce vibrations, which occur during processing of bodies of rotation, we have designed and tested a vibration damper.

Keywords: mathematical model, damper, intrinsic, forced oscillations, mechanical system, dynamical loads, suppleness, oscillatory phenomena.