

Показано, що введення алмазів до порошкової суміші суттєво впливає на кінетику процесів, які відбуваються, та механізми масопереносу.

Встановлено, що практичну цінність для створення КАМ даної системи та інструментів на їх основі, які працюють в екстремальних умовах, представляє склад вихідної суміші з концентрацією алмазів в діапазоні 100-125%.

Доведено, що піки, які спостерігаються на залежностях швидкості усадки, свідчать про структурно-фазові перетворення та зміну механізмів масопереносу при гарячому пресуванні досліджуваних зразків.

Отримані результати можуть бути корисними при дослідженні механізмів поліпшення структури, а також для прогнозування фізико-механічних властивостей КАМ при гарячому пресуванні.

Список літератури

1. Бондаренко Н.А., Жуковский А.Н., Мечник В.А. Основы создания алмазосодержащих композиционных материалов для породоразрушающих инструментов / Под ред. Н.В. Новикова. – К.: Ин-т сверхтвёрдых материалов им. В.Н. Бакуля НАН Украины, 2008. – 456 с.
2. Физико-математическое моделирование процессов спекания многокомпонентных алмазосодержащих

композиций. 2. Физико-химические особенности формирования структуры и свойств / Новиков Н.В., Бондаренко Н.А., Кулик О.Г., Мечник В.А. и др. // Физическая мезомеханика. – 2004. – Т. 7, № 3. – С. 79-87.

3. Физико-математическое моделирование процессов спекания многокомпонентных алмазосодержащих композиций. 1. Математическая модель / Новиков Н.В., Бондаренко Н.А., Мечник В.А. и др. // Физическая мезомеханика. – 2004. – Т. 7, № 3. – С. 71-77.

4. Савицкий А.П. Жидкофазное спекание систем с взаимодействующими компонентами / Савицкий А.П. – Новосибирск: Наука, 1991. – 184 с.

5. Хансен К., Андерко М. Структура двойных сплавов. В 2 т. / Под ред. И.Л. Рогельберга. – М.: Цветная металлургия, 1962. – Т. 2. – 622 с.

6. Образование твердых растворов металлов при пластическом течении под высоким давлением / Жорин В.А., Макарова И.Ф., Ген М.Я., Ениколопан Н.С. // ДАН. – 1981. – Т. 261, № 2. – С. 405-408.

7. Kingery W.D. Densification during sintering in the presence of a liquid phase // J. Appl. Phys. – 1959. – 30. № 3. – P. 301-307.

Рекомендовано до публікації д.т.н. В.В. Соболевим 15.09.09

УДК 534.15:62.755

О.В. Коваленко, Г.Б. Філімоніхін

ЧИСЛОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗРІВНОВАЖЕННЯ КУЛЬОВИМИ АВТОБАЛАНСИРАМИ ДИСКІВ РУЧНИХ ШЛІФУВАЛЬНИХ МАШИН

За допомогою комп'ютерного моделювання в середовищі SolidWorks з використанням модуля CosmosMotion визначено вплив параметрів системи на процес зрівноваження кульовими автобалансирами дисків ручних шліфувальних машин.

С помощью компьютерного моделирования в среде SolidWorks с использованием модуля CosmosMotion определено влияние параметров системы на процесс уравнивания шаровыми автобалансирами дисков ручных шлифовальных машин.

By a computer design in the environment of Solidworks with the use of the module of CosmosMotion influence of parameters of the system is certain on the process of balancing disks of hand polishing machines autobalancing.

Вступ. Під час роботи ручної шліфувальної машини (далі РШМ) виникає додаткове збільшення вібрації через установлення нового диска з похибкою, через його нерівномірне зношування під час виконання технологічної операції, а також при застосуванні неякісних дисків. Для усунення цих вібрацій використовуються пасивні автобалансири (далі АБ).

У роботах [1, 2] вивчалась можливість використання середовища SolidWorks та модуля CosmosMotion для числового моделювання процесу зрівноваження роторів АБ при різному типі встановлення роторів на опори.

У роботі [3] було запропоновано для зрівноваження дисків РШМ використовувати АБ з нерухомими й рухомими перегородками, оцінювалися різні способи встановлення АБ у РШМ, розроблена методика перевірки якості встановлення АБ на РШМ та розроблені алгоритми розрахунку параметрів як звичайних, так і запропонованих АБ.

У роботі [4] експериментально досліджувався процес зрівноваження АБ дисків РШМ на холостому ході машини. Були встановлені переваги у роботі АБ з рухомими й нерухомими перегородками над звичайними АБ.

Експериментально досліджено у роботі [5] ефективність застосування різних типів кульових АБ для зменшення вібрацій РШМ при різних режимах роботи РШМ. Встановлені два основних джерела вібрацій – від дисбалансу диска і від дисбалансу яко-ря електродвигуна. Досліджено механізм зменшення цих складових вібрацій пристроями.

Але частина дослідів не була зроблена через складність проведення великої кількості вимірів при здійсненні натурних експериментів.

У даній роботі досліджується вплив параметрів системи на процес автобалансування за допомогою комп'ютерного моделювання в програмному середовищі SolidWorks 2007 із застосуванням модуля

CosmosMotion. Ці дослідження є альтернативою натурних експериментів.

1. Опис моделі та її елементів. Для проведення обчислювальних експериментів була створена тривимірна модель (рис. 1), яка наближена до реального стенда, створеного для експериментального дослідження процесу автобалансування РШМ великої потужності фірми Expert модель 230 [4].

Елементи моделі наведено на рис. 2. Модель складається з таких елементів: корпус АБ та диск, насаджені на вал (рис. 2, а – вид збоку, б – спереду); корпус РШМ (рис. 2, в); станина (рис. 2, г); куля, ролик (рис. 2, д); рухома перегородка (рис. 2, е).

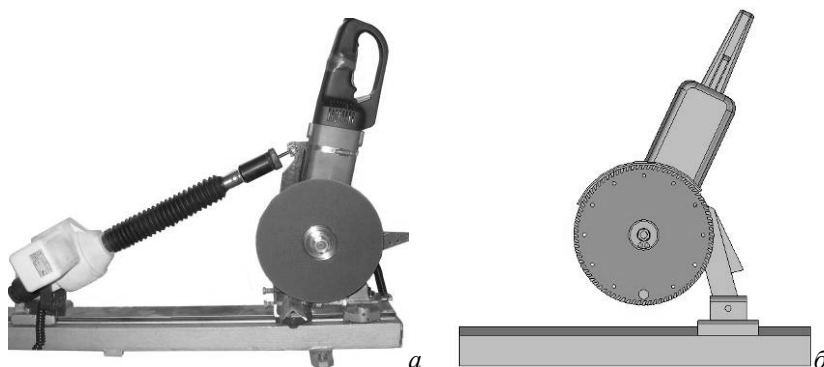


Рис. 1. Стенд РШМ Expert 230: а – фото; б – тривимірна модель

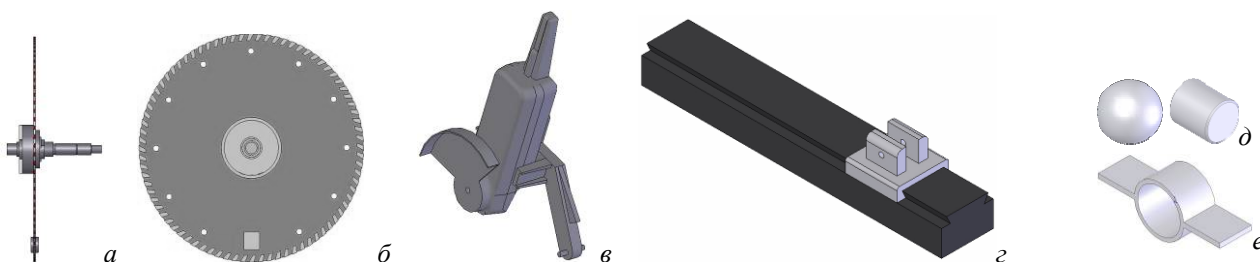


Рис. 2. Елементи моделі: а – корпус АБ, диск з додатковим дисбалансом, насаджені на вал, вид збоку, б – вид спереду; в – корпус РШМ на кулісі; г – станина; д – куля, ролик; е – рухома перегородка

Диск з додатковим дисбалансом, корпус АБ та вал (надалі просто вал з деталями) для спрощення моделювання виготовлені як одне ціле. Таким чином виконаний і корпус РШМ із кулісою (надалі – корпус РШМ). Це не впливає на якість моделювання, бо у РШМ ці елементи жорстко з'єднані.

2. Обробка складання модулем Cosmos Motion і тестування моделі. Її обробка та налаштування. Перед початком моделювання складання було оброблене модулем Cosmos Motion у такій послідовності.

Спочатку були визначені рухомі та нерухомі частини моделі. До нерухомих віднесена станина, а все інше до рухомих.

Потім корпус РШМ був встановлений у станину зв'язком “revolute joint”, після чого були додані в'язко-пружні сили демпфером і пружиною з такими параметрами, які у сукупності імітують в'язко-пружну опору стенда (рис. 3, табл. 1).

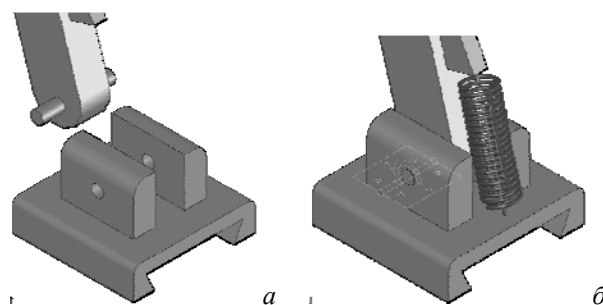


Рис. 3. Встановлення корпусу РШМ на станину: а – геометричне з'єднання; б – додавання сил

Потім з використанням зв'язку “revolute joint” та “bushing” встановлювався вал з деталями у корпус РШМ (рис. 4). Правильність встановлення вала з деталями перевіряється тим, що під дією дисбалансу диск повинен провертатися так, щоб дисбаланс після

декількох коливань опинився знизу (рис. 4, б). До корпусу АБ встановлюються кулі (чи ролики) (рис. 5). За допомогою зв'язку “Fixed” фіксується прозора кришка на корпусі АБ. За допомогою інструмента “Contact3D” рух куль обмежується стінками АБ і кришкою та виключається можливість проходження куль одна скрізь одну.

Таблиця 1
Межі зміни параметрів системи, крок зміни та оптимальне значення

Параметр	Значення		Межі зміни	Крок зміни	Оптимальне значення в моделі
	на стенді	за замовчуванням			
$h, H\cdot c/m$	–	0,96	0,005–2,3	0,001	0,96
$m, кг$	0,003	0,003	0,001–0,02	0,001	0,003
$\omega, об/хв$	6000	6000	1500–12000	1500	6000
$H, H\cdot c/m$	–	2000	100–20000	1000	8000
$c, H/m$	–	25000	1000–100000	5000	30000
$\mu, H\cdot m\cdot c/рад$	–	1×10^{-5}	1×10^{-4} – 1×10^{-7}	0,001	1×10^{-5}

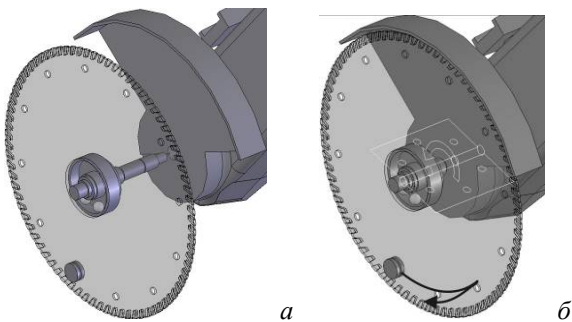


Рис. 4. Встановлення вала з деталями у корпус РШМ: а – геометричне з'єднання; б – перевірка

В'язкі сили опору, що перешкоджають відносному рухові куль, моделюються для кожної кулі чотирма демпферами. Початкова величина демпфірування для куль підбирається так, щоб кулі під дією сил ваги після декількох коливань скачувалися у нижню частину корпусу АБ (рис. 5, а).

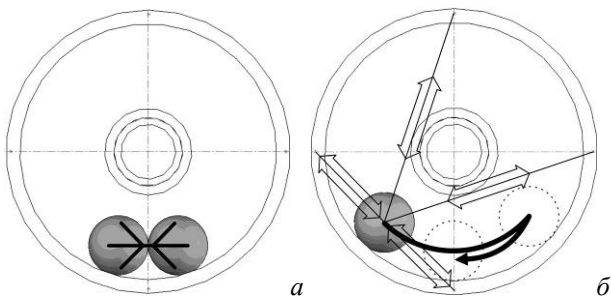


Рис. 5. Встановлення куль у корпус АБ: а – встановлений тривимірний контакт двох куль; б – з'єднання кулі з 4 демпферами

Далі був заданий трапецеїдальний закон зміни кутової швидкості обертання диска РШМ за допомогою зв'язку “Motion” (рис. 6), де: $T_{розг}$ – час розгону; $T_{роб}$ – час крейсерського руху; $T_{зупини}$ – час зупинки; $T_{заг}$ – загальний час роботи РШМ; ω_n – номінальна частота обертання диска РШМ.

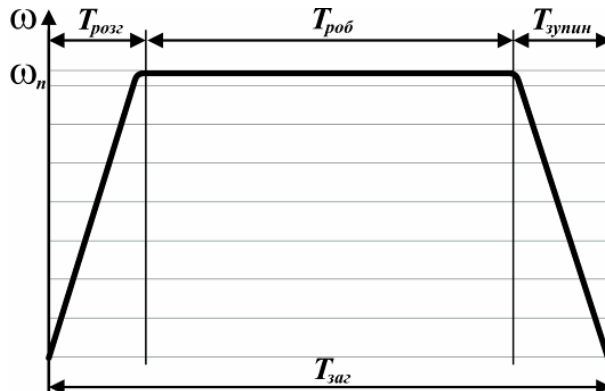


Рис. 6. Закон зміни швидкості обертання вала РШМ

Тестування моделі. Всі тести виконувалися на неробочому ході РШМ при номінальній частоті обертання 6000 об/хв із часом розгону та зупинки $T_{розг} = T_{зупини} = 2$ с.

При відсутності дисбалансу диска перевірялась працездатність моделі шляхом запуску диска із різною кількістю однакових куль. При двох кулях – з часом вони вибудовуються по прямій лінії (рис. 7, а), при трьох кулях – утворюють правильний трикутник і при чотирьох – прямокутник (рис. 7, б, в). Це відповідає загальній теорії кульових АБ.

Наявність дисбалансу вносить зміну у відносне розташування куль (рис. 8). Тільки у випадку двох куль (рис. 8, а) вони займають відносно диска одне і тільки одне відповідне положення навпроти дисбалансу.

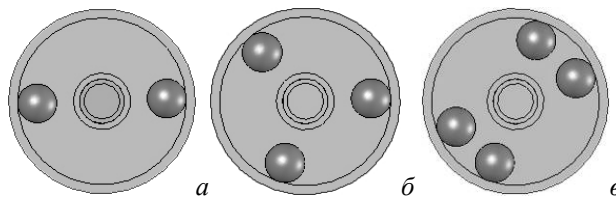


Рис. 7. Перевірка роботи АБ на неробочому ході РШМ при відсутності дисбалансу

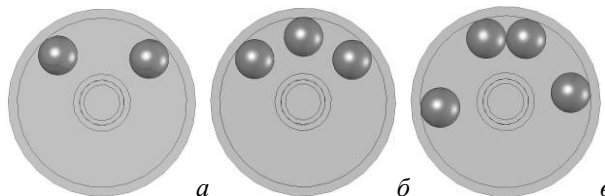


Рис. 8. Перевірка роботи АБ на неробочому ході РШМ при наявності дисбалансу (дисбаланс знаходиться знизу)

Налагоджування моделі та її тестування забезпечують вірогідність результатів подальшого моделювання.

3. Завдання досліджень. Були виділені параметри, які істотно впливають на процес автобалансування та встановлені межі їх зміни (табл. 1).

У табл. 1: h , Н·с/м – коефіцієнт сили в'язкого опору руху кулі; m , кг – маса кулі; ω , об/хв – частота обертання диска РШМ; H , Н·с/м – коефіцієнт сили в'язкого опору опори РШМ; c , Н/м – коефіцієнт жорсткості опори РШМ; μ , Н·м·с/рад – коефіцієнт опору обертанню втулки АБ.

Завданнями досліджень є визначення впливу різних параметрів системи на швидкість настання автобалансування та порівняння роботи різних типів АБ.

Настання автобалансування перевіряється за положенням куль відносно дисбалансу (рис. 9) та графіком навантаження опор (рис. 10).

Перший спосіб ґрунтується на тому, що на неробочому ході вимірюються кути між кулею і дисбалансом (рис. 9). Коли цей кут стає сталим і кулі вибудовуються навпроти дисбалансу, то настає автобалансування. На рис. 9 умовно показані етапи настання автобалансування: I – розгін куль; II – прихід куль в необхідне положення; III – автобалансування з рухом куль біля положення рівноваги, обумовлене коливаннями в опорах; IV – повне автобалансування, коливання в опорах відсутні.

Також даний спосіб дозволяє візуально визначити час настання автобалансування.

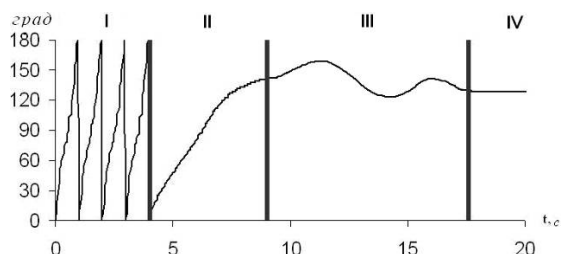


Рис. 9. Етапи настання автобалансування

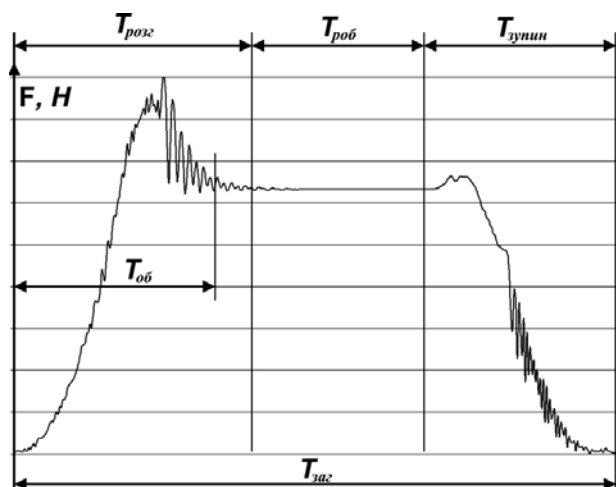


Рис. 10. Критерії визначення часу настання автобалансування за навантаженням на вал

Другий спосіб ґрунтується на визначенні часу автобалансування за графіком навантаження підшипника, що тримає вал. Ми не можемо це спостерігати візуально, проте можемо визначити цей час за допомогою графіка реакцій (рис. 10).

4. Результати моделювання для звичайного кульового АБ. Вплив внутрішнього тертя на швидкість настання автобалансування. Відповідно до табл. 1 змінювався параметр h при незмінних решті параметрів. Результати числового моделювання наведено на рис. 11. Було встановлено таке.

При відсутності сил гравітації (диск із вертикальною віссю обертання) встановлено, що балансуюча настає навіть при малих значеннях сил опору $h = 0,005-0,245$ Н·с/м (рис. 11, секція I), в той час як при наявності сил гравітації (диск із горизонтальною віссю обертання) розгін куль і автобалансування не відбуваються. При оптимальному значенні $h = 0,96$ Н·с/м балансуюча настає через 0,42 с в обох випадках (рис. 11, секція II), навіть під час розгону диску.

При збільшенні сил опору від $h = 1,085$ до $h = 1,685$ Н·с/м час приходу куль в необхідне положення збільшується через їх малу рухливість (рис. 11, секції III, IV), при відсутності сил гравітації приход куль в необхідне положення проходить дещо швидше.

Вплив маси кулі на автобалансування. Змінюється маса кулі m при тих же параметрах моделі і значенні коефіцієнта опору куль $h = 0,96$ Н·с/м (рис. 12). При значеннях маси кулі в межах $m = 0,001-0,002$ кг розгін куль відбувається повільно. Оптимальними масами кулі є $m = 0,003$ кг, $m = 0,008$ кг та більше. Це свідчить про те, що маса кулі 0,003 кг, прийнята в роботах [6, 7], є оптимальною.

Вплив частоти обертання диска на автобалансування. Як видно з графіка (рис. 13) на малій швидкості обертання диска (секція I) автобалансування проходить повільно.

Далі із збільшенням швидкості обертання диску (секція II) спостерігається зростання швидкості настання автобалансування.

На швидкості обертання $\omega = 6000$ об/хв, що відповідає номінальній частоті обертання ручної шліфувальної машини, спостерігається невеликий мінімум.

Подальше збільшення швидкості обертання диска майже не змінює швидкість настання автобалансування.

Вплив сил опору опор на автобалансування. Як видно з рис. 14, при значеннях сил опору до $H = 1000$ Н·с/м коливання корпусу РШМ затухають дуже повільно (секція I), з поступовим збільшенням сил опору до $H = 8000$ Н·с/м спостерігається найшвидше балансуюча і затухання коливань в опорах (секція II), при значеннях більших за $H = 8000$ Н·с/м відбувається поступове збільшення часу настання балансуюча (секція III), що пояснюється малою рухливістю корпусу РШМ.

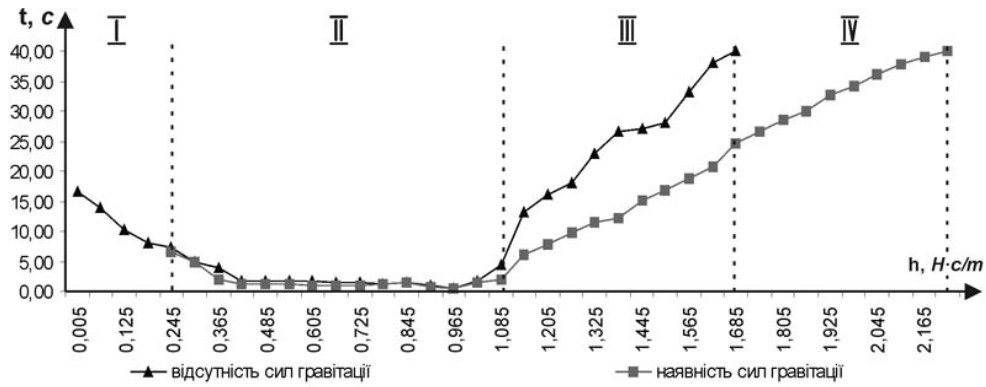


Рис. 11. Залежність швидкості настання автобалансування від коефіцієнта сили в'язкого опору руху кулі

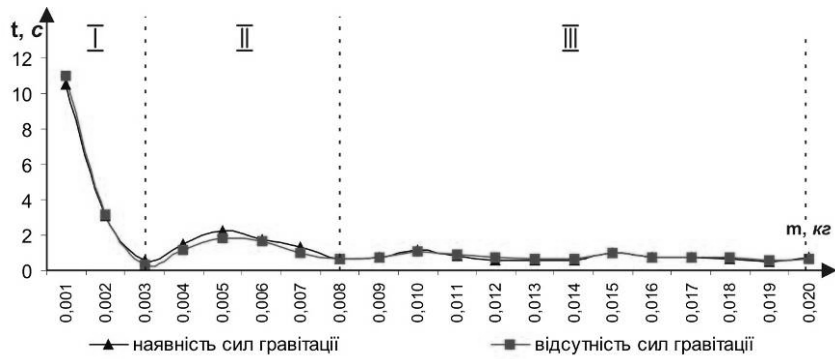


Рис. 12. Залежність швидкості настання автобалансування від маси кулі

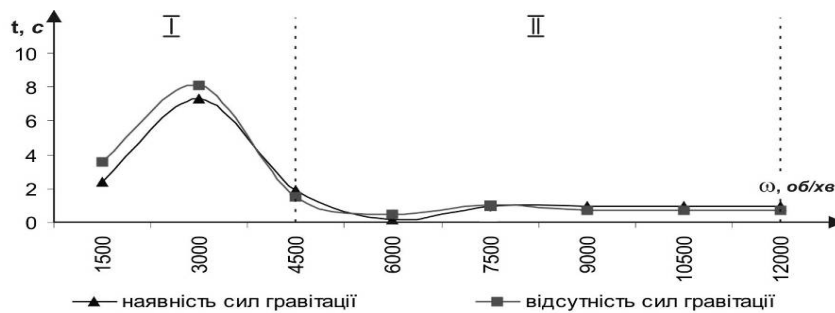


Рис. 13. Залежність швидкості настання автобалансування від частоти обертання диска

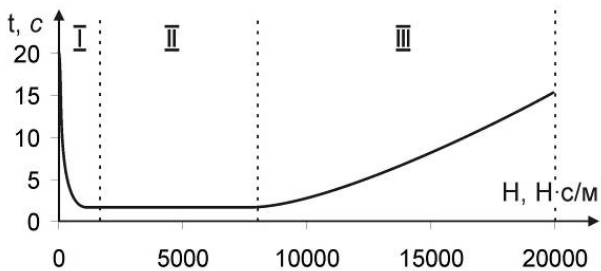


Рис. 14. Залежність швидкості настання автобалансування від сил опору опор

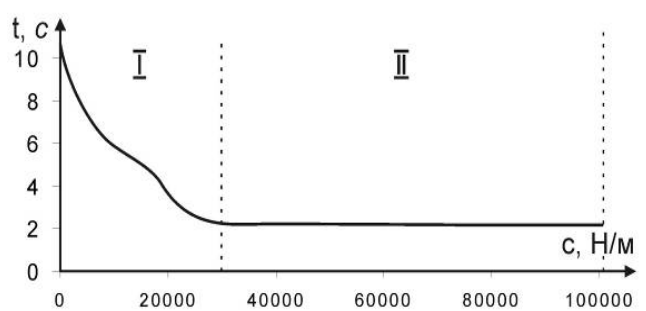


Рис. 15. Залежність швидкості настання автобалансування від коефіцієнта жорсткості опор

Вплив коефіцієнта жорсткості опор на швидкість настання автобалансування. Як видно з (рис. 15), із збільшенням коефіцієнта жорсткості опор від майже $c = 0$ до 30000 Н/м спостерігається

зростання швидкості настання балансування (секція I).

Подальше збільшення жорсткості опор цю швидкість майже не змінює (секція II).

5. Результати моделювання для АБ з нерухомими та рухомими перегородками. Вплив внутрішнього тертя на швидкість настання автобалансування в АБ з нерухомими та рухомими перегородками. Для моделювання АБ з рухомими та нерухомими перегородками була створена втулка [3] (рис. 2, е). Втулка встановлюється в корпус АБ за допомогою зв'язку "Revolute" і має одну відносну ступінь вільності. Якщо втулка фіксується за допомогою зв'язку "Fixed", то вона створює нерухомі перегородки. Моделювання показало, що перегородки забезпечують майже синхронний розгін куль з диском, автобалансування настає приблизно через 0,2-

0,4 с, незважаючи на те, що триває процес розгону диска ($T_{розг} = 2$ с). Як видно з (рис. 16), розгін куль і автобалансування відбуваються при малих силах опору руху куль бігової доріжки в межах $h = 0,005-0,245$ Н·с/м, на що не здатний звичайний АБ.

Переваги у роботі АБ з перегородками. Перегородки забезпечують симетричне розташування куль щодо диска під час його розгону чи гальмування (рис. 17), завдяки чому кулі не вносять на цих режимах додатковий дисбаланс до системи.

При використанні АБ з рухомими перегородками автобалансування настає за 0,3-0,4 с, а з нерухомими – за 0,2-0,3 с (рис. 16).



Рис. 16. Порівняння швидкості настання автобалансування різних типів АБ

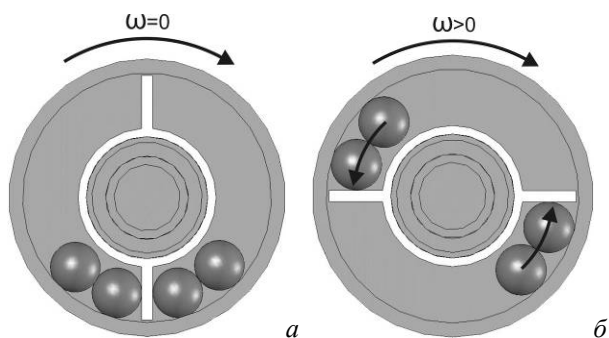


Рис. 17. Дія втулки на кулі: а – диск – нерухомий; б – під час розгону диска

Висновки. Комп'ютерне моделювання дозволило виявити такий вплив параметрів системи і розташування ротора у просторі на процес автобалансування:

1) У випадку звичайного кульового АБ виявлений істотний вплив на процес настання автобалансування зазначених факторів, а саме:

– при вертикальному розташуванні вала РШМ автобалансування настає при всіх значеннях параметрів системи, що змінюються у зазначених у табл. 1 межах, а при горизонтальному – малі сили опору руху куль не забезпечують розгін куль і, як наслідок – автобалансування;

– оптимізація вибору параметрів системи можлива для коефіцієнтів зовнішнього і внутрішнього опо-

ру, за масою куль (на відповідних графіках швидкості настання автобалансування існує мінімум), в той час, як збільшення частоти обертання вала чи жорсткості опори, призводить до зміни швидкості настання автобалансування тільки до певних граничних значень цих параметрів.

2) У випадку АБ з рухомими і нерухомими перегородками автобалансування настає майже однаково швидко при всіх параметрах системи, вказаних у табл. 1, незалежно від розташування ротора у просторі та перехідних процесів.

3) Найбільшу швидкість настання автобалансування забезпечує АБ з нерухомими перегородками, дещо меншу – АБ із рухомими перегородками і найменшу – звичайний кульовий АБ. Проблеми при виборі параметрів системи і задача їх оптимізації виникають тільки у випадку звичайного АБ.

Список літератури

1. Філімоніхін Г.Б. Дослідження процесу зрівноваження ротора двомаятниковим автобалансином із застосуванням програми SolidWorks і модуля Motion / Філімоніхін Г.Б., Коваленко О.В. // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2006. – Вип № 40. – С. 254-261.
2. Філімоніхін Г.Б. Моделювання процесу зрівноваження ротора з нерухомою точкою двохмаятниковим

автобалансиром із застосуванням програми SolidWorks і модуля Motion / Філімоніхін Г.Б., Коваленко О.В. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – 2006. – Вип. № 36. – С. 19-28.

3. Філімоніхін Г.Б. Розрахунок параметрів автобалансира для зрівноваження дисків ручних шліфувальних машин / Філімоніхін Г.Б., Коваленко О.В. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – 2007. – Вип. № 37. – С. 244-252.

4. Філімоніхін Г.Б. Експериментальне дослідження процесу зрівноваження автобалансирами дисків ручних шліфувальних машин / Філімоніхін Г.Б., Коваленко О.В. // Вібрації у техніці та технологіях. – 2007. – № 3 (48). – С. 118-123.

5. Коваленко О.В. Експериментальне дослідження ефективності застосування кульових автобалансира для зменшення вібрацій ручних шліфувальних ма-

шин / Коваленко О.В., Філімоніхін Г.Б. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – 2008. – Вип. № 38. – С. 154-161.

6. Пат. 26788 України, МПК G01M 1/38 Автобалансируючий пристрій для зрівноваження роторів із похилою віссю обертання / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В., Коваленко О.В.; заявник та патентовласник Кіровоградський нац. техн. ун-т. – №200704757; заявл. 27.04.2007; опубл. 10.10.2007. Бюл. №16.

7. Пат. 35261 України, МПК G01M 1/100 Автобалансируючий пристрій для зрівноваження роторів із похилою віссю обертання / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В., Коваленко О.В.; заявник та патентовласник Кіровоградський нац. техн. ун-т. – №200804424; заявл. 07.04.2008; опубл. 10.09.2008. Бюл. №17.

Рекомендовано до публікації д.т.н. І.І. Павленком 03.07.09