

ЕФЕКТИВНІСТЬ БАЛАНСУВАННЯ ВІДЦЕНТРОВОЇ СОКОДАВКИ КУЛЬОВИМ АВТОБАЛАНСИРОМ ПРИ ЗДІЙСНЕННІ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ

Гончаров В. В.^{a1}

^a Київський інститут бізнесу та технологій, Україна

Анотація

Показано, що використання автобалансира є ефективним при балансуванні відцентрової сокодавки при технологічному процесі. Він покращує вібраційні характеристики відцентрової сокодавки при кулях будь-якого розміру. Показано, що збільшення кількості куль приводить до покращення вібраційного стану відцентрової сокодавки при виконанні технологічного процесу. У випадку малих куль і при наполовину заповненій біговій доріжці вібрації (середньоквадратичне відхилення вібропривидишення) відцентрової сокодавки зменшується майже на 53%. Пояснюється це наступним чином. В процесі роботи відцентрової сокодавки практично неперервно змінюється положення (здійснюється велика кількість послідовних перехідних процесів). Процес балансування відцентрової сокодавки в цілому буде тим ефективнішим, чим меншою буде тривалість перебігу кожного перехідного процесу відносно інтервалу часу між змінами незрівноваженості. Тривалість перебігу перехідних процесів залежить, в основному, від відстані між сусідніми автобалансувальними положеннями куль та сил в'язкого опору відносному руху куль. Із збільшенням діаметру куль зменшується заповненість бігової доріжки, тому збільшення розміру куль призводить до збільшення відстані між сусідніми автобалансувальними положеннями куль і до збільшення тривалості перебігу перехідних процесів. При однаковій кількості мастила в автобалансирі кулі більшого діаметру є більш інертними і, відповідно, вони довше коливаються навколо своїх автобалансувальних положень. Деколи вони не встигають зайняти свої автобалансувальні положення до чергової зміни незрівноваженості. Отримані результати можна використовувати при конструюванні АБ для зрівноваження на ходу машин з швидкообертливими роторами, в яких незрівноваженість змінюється імпульсно і часто; для підвищення ефективності автобалансування ВСД в процесі експлуатації.

Ключові слова: автобалансування; натурний експеримент; змінна незрівноваженість; перехідні процеси; ротор.

THE EFFICIENCY OF BALANCING THE CENTRIFUGAL JUICER WITH A BALL AUTOBALANCER IN THE IMPLEMENTATION OF THE TECHNOLOGICAL PROCESS

Goncharov V. V.^{a1}

^a Kiev Institute of Business and Technology, Ukraine

Annotation

It is shown that the use of an autobalancer is effective in balancing the centrifugal juicer during the technological process. It improves the vibration characteristics of the centrifugal juicer for bullets of any size. It is shown that the increase in the number of balls leads to the vibration improvement of the state of the centrifugal juicer during the technological process. In the case of small balls and when the treadmill is half full, the vibration (standard deviation of the vibration acceleration) of the centrifugal juicer is reduced by almost 53%. This is explained as follows. In the process of operation of the centrifugal juicer, the imbalance of the sieve and bullets in the autobalancer changes almost continuously. Accordingly, it would help if you changed your autobalancing positions often (many successive transients are carried out). The process of balancing the centrifugal juicer, in general, will be the more efficient, the shorter the duration of each transition process relative to the time interval between changes in imbalance. The transients' duration depends mainly on the distance between the adjacent self-balancing positions of the balls and the forces of viscous resistance to the relative motion of the balls. As the diameter of the balls increases, the fullness of the treadmill decreases. Hence, an increase in the size of the balls leads to an increase in the distance between adjacent self-balancing positions of the balls and to an increase in the duration of transients. With the same amount of oil in the autobalancer, larger diameter balls are more inert and, accordingly, they oscillate longer around their autobalance positions. Sometimes they do not have time to take their self-balancing positions before the next change of imbalance. The obtained results can be used in AB's design for balancing on the go machines with high-speed rotors, in which the imbalance changes pulse and often; to increase the efficiency of IRR self-balancing during operation.

Keywords: auto-balancing; full-scale experiment; variable imbalance; transitory process; rotor.

Отримано / Received 15.06.2020
Отримано виправлений варіант / Received in revised form 13.08.2020
Прийнято до друку / Accepted 25.08.2020

¹ Corresponding author.

E-mail address: goncharov.v@kibit.edu.ua

<https://doi.org/10.37203/kibit.2020.44.04>

Вступ

В процесі роботи відцентрових сокодавок (ВСД) з циліндричним ситом незрівноваженість є змінною – змінюється неперервно (дискретно з значною частотою і швидкістю, часто і миттєво). Наслідком цього є значні вібрації їх корпусу. Сито таких ВСД доцільно балансувати на ходу пасивними автобалансирами (АБ) (Thearle, 1950; Горбенко, 2015; Филимонихин та інші, 2016).

При проектуванні пасивних АБ для балансування конкретних машин спочатку досліджують:

- чи можливо в принципі збалансувати певний ротор пасивними АБ будь-якого (Hsieh та Lu, 2015; Majewski et al., 2015; Филимонихин та інші, 2017) або певного (Детинко, 1956; Нестеренко, 1985; Sperling et al., 2001) типу;
- можливість підвищення точності балансування і зменшення залишкових вібрацій (Majewski, 1988; Гусаров, 2002; Quangan et al., 2005)*
- можливість пришивдення настання автобалансування (Филимонихин та інші, 2016; Гончаров та інші 2017; Олійніченко та інші, 2017).

Після цього експериментально оцінюють ефективність балансування (Rodrigues et al., 2011). На сьогодні усі етапи досліджень проведені, в основному, тільки для відцентрових машин, у яких незрівноваженість постійна або змінюється повільно.

При дослідженні процесу настання автобалансування дослідження проводяться за наступними чотирма напрямками.

1) Вивчення принципової можливості балансування роторної машини пасивними АБ (Gorbenko et al., 2019).

1.1) Для ВСД така можливість підтверджена в роботах наших попередніх роботах, де досліджено статичне балансування одним АБ:

- жорсткого ротора, що здійснює просторовий рух;
- ротора з нерухомою точкою на пружній опорі;
- ротора на двох опорах, що здійснює просторовий рух;
- ротора з крильчаткою, на яку діють аеродинамічні сили;
- ротора поміщеного в корпусі на податливих опорах.

В наших попередніх роботах при дослідженнях використовувався емпіричний критерій настання автобалансування. Це один з найефективніших методів визначення умов, при яких АБ довільного типу і у будь-якій кількості можуть збалансувати жорсткий ротор на податливих опорах (Вуков, 2013).

1.2) Умови настання автобалансування при балансуванні жорстких роторів пасивними АБ певного типу визначалися в роботах (Sperling

et al., 2001; Sperling et al., 2004; Rodrigues et al., 2011):

- для двохкульових АБ у рамках моделей ротора з нерухомою точкою і – на двох пружних опорах;
- для класичних і некласичних АБ у рамках моделей ротора з плоскопаралельним рухом АБ;
- при балансуванні жорсткого ротора на двох ізотропних пружних опорах: статично одним двохкульовим АБ, динамічно двома двохкульовими АБ;
- при статичному балансуванні одним багатокульовим АБ жорсткого ротора, поміщеного у важкий пружно-в'язко-закріплений корпус при малій і великій масі АБ.

1.3). Вплив різних факторів на точність балансування досліджувався в роботах (Majewski, 1988; Sung et al., 2013; Haidar & Palacios, 2016):

- в (Majewski, 1988) показано, що основними причинами, які знижують точність балансування пасивними АБ роторів, є ексцентриситет бігової доріжки і сили опору коченню КВ по доріжці; показано, що зменшення ексцентриситету і сили сухого тертя приводить до зменшення похибки балансування.
- в (Quangan et al., 2005) досліджено залежність точності балансування ротора кульовими АБ від сил опору коченню КВ, запропоновано зменшувати сили опору коченню куль шляхом збільшення радіусу КВ.
- в (Haidar & Palacios, 2016) досліджено точність балансування з врахуванням сил сухого тертя і ударів між КВ.

2) Дослідження перехідних процесів (ПП), після яких настає автобалансування. Такі дослідження проводились:

- аналітично для двохкульових АБ і для багатокульових АБ,
- числовими методами для двохкульових АБ.

В роботі (Гончаров та інші 2017) запропоновані кульові (роликові) АБ з найбільшою балансувальною ємністю у обмеженому об'ємі і які забезпечують найшвидше настання автобалансування. Показано, що найбільшу балансувальну ємність створюють найбільші КВ, що поміщаються у АБ. При цьому збільшення кількості КВ пришвидшує настання автобалансування.

В роботах авторів, на які ми спираємось показано, що при дослідженні тривалості перебігу ПП не бажано застосовувати двохкульові АБ.

3) Дослідження 3D-моделюванням (Guyader et al., 2013). Викладена методика оптимізації параметрів АБ 3D-моделюванням автобалансування фіксованої незрівноваженості роторної машини при:

- динамічному зрівноваженню крильчатки осьового вентилятора і мінімізації тривалості перебігу ПП;
- статичному зрівноваженню сита ВСД і мінімізації залишкових вібропришвидшень;
- статичному зрівноваженню сита ВСД і мінімізації тривалості перебігу ПП.

3D-моделюванням досліджено процес автобалансування ВСД при імпульсній зміні незрівноваженості її сита.

4) Проведення натурального експерименту. Загальний підхід, що використовується для дослідження автобалансування ВСД вже реалізований при дослідженні автобалансування осьових вентиляторів. Доведена можливість статичного і динамічного балансування ротора, встановленого у важкій пружно-в'язко закріпленій корпус; доведена можливість балансування пасивними автобалансирами як звичайної, так і аеродинамічної незрівноваженостей крильчатки.

Для ВСД вже проведені такі дослідження:

- запропоновано технічне рішення по модернізації ВСД (патент 2014)
- досліджено 3D-моделюванням процес автобалансування ВСД як при незмінній незрівноваженості так і при імпульсній її зміні;
- створено і протестовано натурний стенд ВСД при відсутності та при незмінній незрівноваженості сита.

Для ВСД усі етапи таких досліджень проведені тільки для частинного випадку – при статичному автобалансуванні незмінної в часі незрівноваженості сита. А от автобалансуван-

ня швидкої зміни незрівноваженості сита ВСД досліджено тільки 3D-моделюванням.

Тому актуально на натурному стенді ВСД дослідити ефективність статичного автобалансування при проведенні технологічного процесу, в якому імпульсно і часто змінюється незрівноваженість.

Метою роботи є дослідження ефективності балансування ВСД кульовим АБ на натурному стенді в ході технологічного процесу.

Методи та матеріали дослідження

Дослідження автобалансування проводиться на натурному стенді серійної ВСД «Родничок» (СДПП-201, Україна). При цьому використовуються результати робіт означеного вище патенту. А саме ВСД модернізується наступним чином: на вал ротора (рис. 1) замість серійної платформи насаджується платформа суміщена з кульовим АБ. При цьому для стенду спроектована і виготовлена універсальна модель кульового АБ (рис. 2а, 2в). Вона може використовуватися в двох варіантах: як звичайний однорядний кульовий АБ (рис. 2, б, де 1 – корпус АБ, 2 – кулі); як АБ з рухомими перегородками (рис. 2в), завдяки використанню знімної втулки з перегородками.

В роботі (Филимонихин та Гончаров, 2013) на основі ВСД «Родничок» створено стенд, призначений для проведення багато- і повнофакторних експериментів з метою доведення АБ та пошуку оптимальних значень його параметрів. При цьому: трьохосьовий датчик вібропришвидшень встановлений на горизонтальній поверхні верхньої кришки ВСД як можна ближче до краю кришки; сигнали вібропришвидшень в напрямку осей ОХ та ОУ обробляються однією аналого-цифровою платою, а в напрямку третьої осі (ОZ) – іншою. Замір вібропришвидшення проводиться наступним чином: аналогові сигнали з датчика вібропришвидшень через аналогово-цифрові плати подається на ПК, де з використанням програмного забезпечення USB-осцилограф-IRIS обробляються і виводяться на екран ПК у режимі «Самописець». Відцифровані

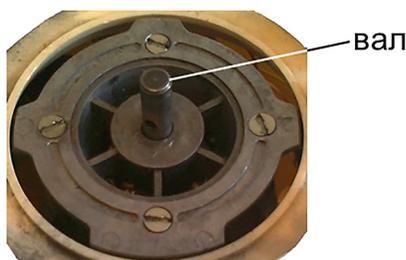


Рис. 1. Вал приводу



Рис. 2. Модернізація СДПП-201:

а, в – платформа суміщена з кульовим АБ: звичайним – а, з рухомими перегородками – в;
1 – корпус АБ; 2 – кулі; 3 – рухома втулка з перегородками

сигнали складових вібропришвидження USB-осцилограф заміряє в В.

Для визначення відповідності між одиницями вимірювання вібропришвидження (розмірностями В і м/с²) проведено тарування трьохосового датчика. Для цього при виключеній ВСД датчик спочатку встановлюється в робочому положенні, потім повертається на 180° відносно горизонтальної осі. При цьому: в режимі «Самописець» визначаються показники вібропришвидження $U = 1,72$ В і $U = -1,72$ В та знаходиться розмах $\Delta U = U - U = 3,74$ В, який відповідає вібропришвидженню $2g = 19,62$ м/с². Коефіцієнт k переходу між розмірностями В та м/с²: $k = 2g/\Delta U = 5,7$ м/(с² В).

Зауважимо, що в модернізованій ВСД площа корекції (площина, в якій рухаються центри куль) і площа, в якій рухається мезга, не співпадають. Площина корекції знаходиться на відстані $(27+r)$ мм, де r – радіус куль, від середнього статистичного положення мезги (точки, яка рівновіддалена від країв сита).

Тривалість кожного з експериментів вибирається рівною 5 хв (за це час згідно експлуатаційної інструкції ВСД має переробляти до 5 кг сировини). Відлік тривалості починається з моменту першої подачі перероблюваної сировини.

В якості цільової функції розглядається середнє інтегральне значення модуля вібропришвидження точки, яка знаходиться на горизонтальній поверхні верхньої кришки ВСД близько до її краю, за час всього експерименту або його частини. В експериментах за допомогою трьохосового датчика вібропришвиджень та двох аналогово-цифрових плат з програмним забезпеченням USB-осцилограф-IRIS заміряються поточні складові вектора вібропришвидження $U_x(t)$, $U_y(t)$, $U_z(t)$ (в В) і обчислюється модуль миттєвого вібропришвидження

$$U(t) = \sqrt{U_x^2(t) + U_y^2(t) + U_z^2(t)}.$$

Час T проведення експерименту ділиться на n однакових інтервалів і з залежності $U(t)$ знаходяться середні інтегральні значення $U_{a,i}$:

$$U_{a,i} = 1/T_i \cdot \int_0^{T_i} U(t) dt, \quad /i = \overline{1, n}/ \quad (1)$$

модуля вібропришвидження за інтервали часу

$$T_i = T/n \cdot i, \quad /i = \overline{1, n}/.$$

Перед початком проведення експериментів визначається неусувний шум – величина модуля вібропришвидження на холостому ході. Він складає 0,06 В.

Дослідження проводяться на прикладі отримання соку моркви. Для коректності порівняння результатів окремих експериментів вибирається сировина приблизно однакової форми (довжина, діаметр) і маси. Діаметр морквин трохи менший

за отвір для подачі сировини, тобто морквини не потрібно розрізати на частини і вони при попаданні в отвір для подачі сировини не завалюються (знаходяться в вертикальному положенні). При проведенні експериментів мінімізується вплив випадкових зовнішніх сил на процес отримання соку: штовхач діє на сировину тільки силою власної ваги – 0,5 кг; він поміщається в отвір для подачі сировини і підтримується рукою (в разі необхідності) в вертикальному положенні без додаткових вертикальних зусиль; викид мезги не здійснюється.

Використовувався звичайний АБ (без перегородок) з діаметром бігової $R=83,2$ мм. Проводилось два види експериментів – перший без куль в АБ, а другий з кулями.

Спочатку проводяться експерименти без куль в АБ і, крім іншого, визначається максимальна поточна незрівноваженість сита. Потім проводяться експерименти з кулями. При цьому, виходячи з (Gopcharov та інші, 2017), в АБ поміщається не менше 3-х куль. Розмір і кількість куль вибираються такими, щоб балансувальна ємність АБ складала не менше 125% від максимальної поточної незрівноваженості сита в експериментах без куль в АБ.

Проведення експерименту. Вмикається ВСД і вичікується час поки встановиться рух. Далі вмикаються USB-осцилографи-IRIS в режимі самописець і подається перероблювана сировина до моменту закінчення експерименту. При цьому маса переробленої сировини в кожному експерименті може бути різною. Після закінчення часу експерименту: виключається ВСД і зупиняється самописець; проводиться зважування отриманого соку та мезги; проводиться очистка сита від мезги та промивка сита.

Визначення ефективності Δ автобалансування ВСД багатокульовим АБ проводиться наступним чином:

$$\Delta = [U^{\text{cep}}(t) - U_{\text{AB}}^{\text{cep}}(t)] / U^{\text{cep}}(t) \cdot 100\% \quad (2)$$

$$\text{де } U^{\text{cep}}(t) = 1/n \cdot \sum_{i=1}^n U_{a,i}(t),$$

$$U_{\text{AB}}^{\text{cep}}(t) = \sum_{i=1}^n U_{a,i}(t)$$

– середнє арифметичне значення модуля вібропришвидження, відповідно, при відсутності та наявності куль в АБ.

Всього проведено по сім експериментів без куль в АБ і з кулями в АБ.

Спочатку проведено експерименти без куль. Визначено найбільшу поточну незрівноваженість сита – 925 г мм. Для її зрівноваженості балансувальна ємність АБ має бути не меншою за $925 \cdot 1,25 = 1156$ г мм. Останнє забезпечується поміщенням в АБ трьох куль діаметром 14,29 мм.

Потім проведено експерименти з кулями в АБ.

Регресійний аналіз отриманих результатів проведено за допомогою пакету прикладних комп'ютерних програм STATISTICA_6 для нелінійної моделі регресії вигляду

$$U(t) = c_1 t + c_2 t^2 + c_3 \ln(t + c_4),$$

де c_1, c_2, c_3, c_4 – коефіцієнти регресії.

Результати

На рис. 4 показано характерні діаграми поточного модуля вібропршвидшень (ряд 1) і середнє значення діаграми (ряд 2) за час проведення експерименту у випадку відсутності куль в АБ (рис. 4, а) та при їх наявності (рис. 4, б). Середнє значення діаграм рівно, відповідно, 0,657 В і 0,435 В.

Час проведених експериментів розбито на 10 рівних частин. На рис. 5 а, б показано графічне зображення експериментальних даних отриманих при відсутності (рис. 5 а) та наявності (рис. 5 б) куль в АБ.

Отримано наступні функції регресії:

$$U(t) = -0,12 t + 0,004 t^2 + 0,616 \ln(t + 1,073)$$

– при відсутності куль в АБ;

$$U(t) = -0,014 t + 0,208 \ln(t + 1,237)$$

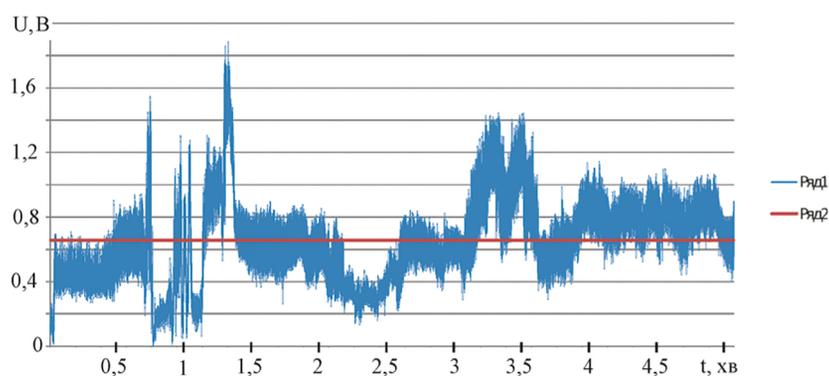
– при наявності куль в АБ.

Обговорення

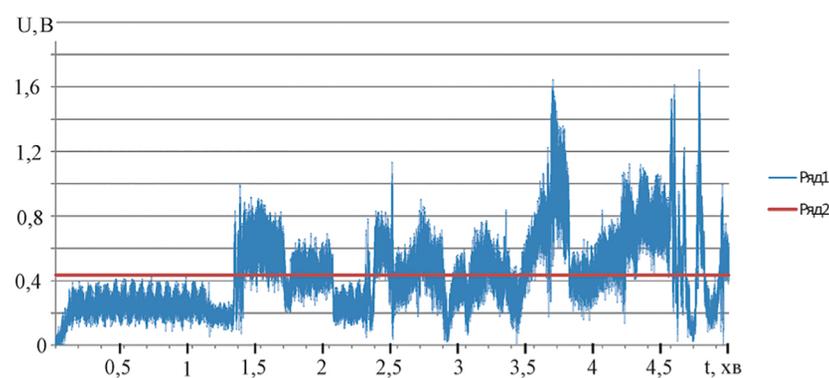
З графіків на рис. 4, 5, 6 слідує, що наявність куль в АБ суттєво зменшує вібрації.

Результати експериментів є стохастичними і залежать від багатьох випадкових факторів, основними з яких є: якість сировини і порядок її подачі; часте втручання людини в технологічний процес (сила дії на штовхач, ручна підтримка корпусу ВСД). Для коректності порівняння результатів окремих експериментів запропоновано відбирати сировину приблизно однакових параметрів (маса, довжина, діаметр); діаметр морквин (без розрізання) має бути трохи менший за отвір для подачі сировини; морквини подавати поштучно і ширшою стороною вниз. Для мінімізації впливу людського фактору запропоновано: діяти штовхачем на сировину з постійної силою – силою власної ваги, яка рівна 5 Н; не здійснювати викид мезги.

Використання АБ є ефективним при балансуванні ВСД при виконанні технологічного процесу – покращуються вібраційні характеристики. При цьому середнє інтегральне значення модуля вібропршвидшення зменшується від 54% (при нетривалій роботі ВСД) до 45% (при тривалій роботі ВСД – біля 5 хв).

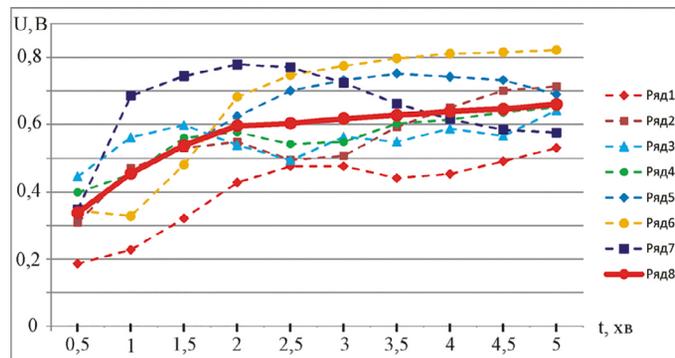


а

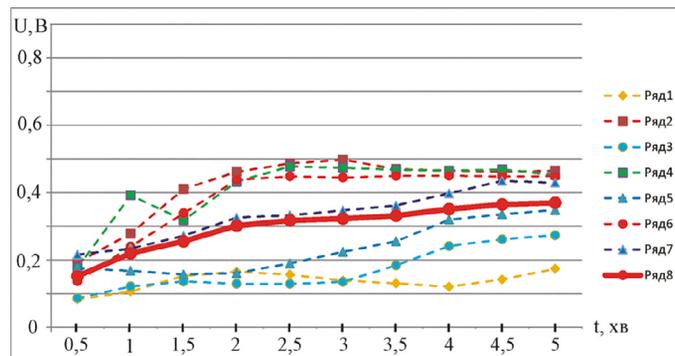


б

Рис. 4. Характерні діаграми модуля вібропршвидшень у випадку, коли куль в АБ: а – відсутності; б – наявні; ряд 1 – діаграма; ряд 2 – середнє значення діаграми за час експерименту



а



б

Рис. 5. Графічне зображення результатів експериментів при відсутності (а) та наявності (б) куль в АБ; ряд j , $j=1,7$ – графічне зображення j -го експерименту; ряд 8 – графічне зображення середнього арифметичного значень експериментів 1–7

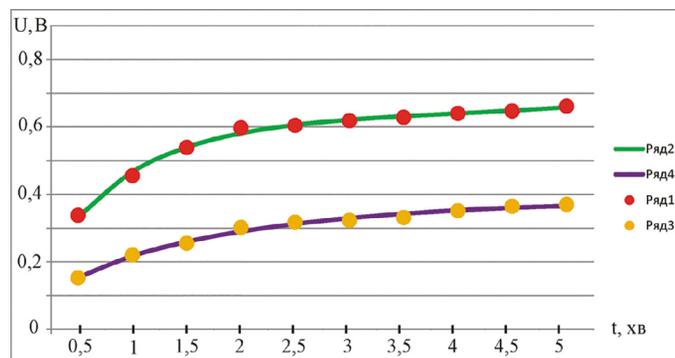


Рис. 6. Графічне зображення експериментальних точок та функцій регресії при відсутності (ряд 1, 2) та наявності (ряд 3, 4) куль в АБ

При тривалій роботі ВСД відбувається часткове насичення незрівноваженості сита – із збільшенням часу роботи ВСД незрівноваженість сита збільшується повільніше.

Повністю зрівноважити ВСД в процесі роботи не вдається, так як присутня моментна незрівноваженість (площина, в якій рухається незрівноваженість і площина корекції не співпадають).

Отримані результати можна використовувати при конструюванні АБ для зрівноваження на

ходу машин з швидкообертними роторами, в яких незрівноваженість змінюється імпульсно і часто; для підвищення ефективності автобалансування ВСД в процесі експлуатації.

Основний недолік проведених досліджень є те, що використовувати отримані результати можна тільки при статичному балансуванні роторних машин кульовими АБ. Але він компенсується тим, що в більшості випадків для автобалансування використовуються саме кульові АБ.

Висновки

Розроблено методику проведення експериментів для визначення ефективності статичного зрівноваження пасивними автобалансирами відцентрових сокодавок при здійсненні технологічного процесу. Вона дає можливість мінімізувати вплив випадкових зовнішніх факторів на результати експериментів. Показано, що використання кульового автобалансира покращує вібраційні характеристики технологічного процесу відцентрової сокодавки. При цьому із збільшення кількості куль вібрації зменшуються. У процесі досліджень встановлено, що використання кульового АВ покращує вібраційні характеристики технологічного процесу ВСД. Середнє інтегральне значення модуля вібропривидження зменшується від 45% до 54%. Повністю погасити вібрації не вдається – присутня моментна незрівноваженість. В подальшому планується провести аналогічні дослідження для інших типів роторних машин.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Горбенко А. Н. (2015) Массо-инерционные характеристики и безразмерные уравнения движения двухпорного ротора с автобалансиром с учетом массы компенсирующих грузов. Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. №12. С. 266–294. <http://dx.doi.org/10.7463/1215.0827773>
2. Гусаров, А. А. (2002) Автобалансирующие устройства прямого действия. М.: Наука, 119 с.
3. Детинко, Ф. М. (1956) Об устойчивости работы автобалансира для динамической автобалансировки. Изв. АН СССР. ОТН. Мех. и Машиностр. № 4. С. 38–45.
4. Нестеренко, В. П. (1985). Автоматическая автобалансировка роторов приборов и машин со многими степенями свободы. Томск: Изд-во Томск. ун-та, 1985. 84 с.
5. Филимоныхин Г.Б., Гончаров В.В. (2013). Стенд центробежной соковыжималки с автобалансиром для определения оптимальных значений параметров автобалансира. Вісник НТУ «ХП», №70 (1043), «Нові рішення в сучасних технологіях». Харків, С. 22–27
6. Вукоч, В. G. (2013). Auto-balancing of a rotor with an orthotropic elastic shaft. *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*, 77(4), 369–379. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jappmathmech.2013.11.005>
7. Filimonikhin, G. B., Filimonikhina, I. I., Dumenko, K. M., Lichuk, M. V. (2016). Empirical criterion for the occurrence of auto-balancing and its application for axisymmetric rotor with a fixed point and isotropic elastic support. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. V. 5, N 7 (83). pp. 11–18. <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2016.79970>
8. Filimonikhin, G. B., Filimonikhina, I. I., Yakimenko, M. S., Yakymenko S. M. (2017). Application of the empirical criterion for the occurrence of auto-balancing for axisymmetric rotor on two isotropic elastic supports. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. V. 2, N 7(86). pp. 51–58. <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2017.96622>
9. Goncharov, V., Dumenko, K., Nevdakha, A., Pirogov, V. (2017). Optimization by 3D-modeling of the parameters of a centrifugal juicer with a ball balancer under a pulse change of the imbalance. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. V. 3, № 7 (86). pp. 50–58. <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2017.102241>
10. Gorbenko, A., Mezitis, M., Strautmane, V., & Strautmanis, G. (2019). The impact of an elastic rotor suspender and the size of the compensating mass on the acceleration of the automatic balancer. *Procedia Computer Science*, 149, 301–306. <http://dx.doi.org/10.1016/j.procs.2019.01.139>
11. Guyader, G., Gabor, A., & Hamelin, P. (2013). Analysis of 2D and 3D circular braiding processes: Modeling the interaction between the process parameters and the pre-form architecture. *Mechanism and Machine Theory*, 69, 90–104. <http://dx.doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2013.04.015>
12. Haidar, A. M., & Palacios, J. L. (2016). A general model for passive balancing of supercritical shafts with experimental validation of friction and collision effects. *Journal of Sound and Vibration*, 384, 273–293. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2016.08.023>
13. Hsiang-Yu Hsieh, Chung-Jen Lu. (2015) Application of automatic balancers on a flexible-shaft rotor system, The 22nd International Congress on Sound and Vibration, ICSV22, Florence, Italy, 12-16 July 2015.
14. Majewski T., Szwedowicz D., Marco A. Meraz Melo. (2015). Self-balancing system of the disk on an elastic shaft. *Journal of Sound and Vibration*. V. 359. 2–20. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2015.06.035>
15. Majewski, T. (1988). Position error occurrence in self balancers used on rigid rotors of rotating machinery. *Mechanism and Machine Theory*. V. 23, is. 1. pp. 71–78. ISSN 0094-114X, [http://dx.doi.org/10.1016/0094-114X\(88\)90011-0](http://dx.doi.org/10.1016/0094-114X(88)90011-0)
16. Olijnichenko, L., Goncharov, V., Sidei, V., Horpynchenko, O. (2017). Experimental study the process of the static and dynamic balancing by the ball auto-balancers of the impeller of the axial fan. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. V. 2, № 1 (85). pp. 42–50. <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2017.96374>
17. Quangang Yang, Ong Eng-Hong, Sun Jisong, Guo Guoxiao, Lim Siak-Piang (2005). Study on the influence of friction in an automatic ball balancing system. *Journal of Sound and Vibration*. V. 285, is. 1–2. pp. 73–99. ISSN 0022-460X, <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2004.08.009>
18. Rodrigues, D. J., Champneys, A. R., Friswell, M. I., Wilson, R. E. (2011) Two-plane automatic balancing: A symmetry breaking analysis. *International Journal of Non-Linear Mechanics*. V. 46, Iss. 9, pp. 1139–1154.
19. Sperling, L., Ryzhik, B., Duckstein, H. (2004). Single-Plane Auto-Balancing of Rigid Rotors. *Technische Mechanik*. V. 24, No 1. pp. 1–24.
20. Sperling, L., Ryzhik, B., Duckstein, H. (2001). Two-plane automatic balancing. *Machine Dynamics Problems*. V. 25 No 3/4. pp. 139–152.
21. Sung, C. K., Chan, T. C., Chao, C. P., Lu C. H. (2013) Influence of external excitations on ball positioning of an automatic balancer. *Mechanism and Machine Theory*. V. 69. pp. 115–126. ISSN 0094-114X, <http://dx.doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2013.05.009>
22. Thearle, E. L. (1950). Automatic dynamic balancers Part 2 – Ring, pendulum and ball balancers. *Machine Design*. V. 22, № 10. pp. 103–106.