

Кобрін Ю.Г.

Національна металургійна академія України, м. Дніпро,
Україна

E-mail: ku_76@yahoo.com

Васильченко Т.О.**Бондаренко Ю.В.****Шевченко І.А.**

Запорізький національний університет, м. Запоріжжя,
Україна

E-mail: pepipp930@gmail.com

АНАЛІЗ ДІЇ НЕЗБАЛАНСОВАНОСТІ РОТОРА МОЛОТКОВОЇ ДРОБАРКИ НА ЙОГО ОПОРИ

УДК 62-752.7

Кобрін Ю.Г., Васильченко Т.О., Бондаренко Ю.В., Шевченко І.А. «Аналіз дії незбалансованості ротора молоткової дробарки на його опори»

Молоткові дробарки – один з поширених видів дробильного обладнання яке виконує дії по дробленню та подрібненні, переважно крихких, матеріалів

Одним з вагомих факторів який впливає на надійність та довговічність роботи як елементів механічного обладнання так й усього технологічного комплексу виявляється технічний, що впливає на продуктивність і затрачену потужність – це високочастотні динамічні коливання, а саме – вібрація, воно ж – неврівноваженість.

Вібрація ротора з часом збільшується й негативно впливає на вальниці, електричний двигун та на саму конструкцію дробарки в цілому що призводить до зменшення надійності, а відповідно – до ризику поломки, що в свою чергу призводить до збільшення вірогідності аварійної відмови обладнання.

Одним із завдань цього дослідження є представлення способу аналізу та візуалізація, визначення та виявлення значень негативного технологічного фактора – вібрації обертових елементів, яка може бути викликана: невдалою конструкцією як ротора то й дробарки взагалі; похибки при виготовленні й монтажі ротора й молотків; нерівномірним зносом робочих чи опорних елементів.

Для аналізу й розуміння дії вібрації на опорні елементи (вальниці) молоткової дробарки необхідно було спрогнозувати величину дії сили викликану незбалансованістю ротора та розрахувати масу вантажу для балансування, що й будо досягнене через дослідження, які проводилися на основі стенду для дослідження процесу роботи молоткової дробарки для розуміння й оптимізації параметрів й режимів дроблення дробильного обладнання необхідного для подрібнення інтерметалідів Ni-Al.

Оскільки відцентрова сила змінює напрямок під час обертання на 360° було визначено максимальну і мінімальну сили, а відповідно й реакції. Максимальні реакції виникають в ті моменти коли центр ваги і вісь обертання знаходяться на одній горизонталі.

Провівши розрахунки – побудовані графіки візуалізації реакцій опор в вертикальній площині та горизонтальній, які дозволяють побачити циклічність процесу динамічного навантаження на опори ротора й те що вал прагне описати овальну траєкторію. Також встановлені: максимальні значення навантаження під час обертання ротора дробарки розрахунковим шляхом: при існуючих розмірах, технічних можливостях та габаритах ротора максимальне навантаження яке будуть відчувати опори становить 49,64 Н в площині XOZ й 27,64 Н в площині XOY; та це без урахування додаткового навантаження яке буде додаватися при дробленні від зіткнення шматків матеріалу для дроблення з молотками ротора.

Ключові слова: ротор; дробарка, вальниці; дисбаланс; урівноваження; вібрація; інтерметаліди; надійність; відцентрова сила; дроблення; подрібнення.

Кобрин Ю.Г., Васильченко Т.А., Бондаренко Ю.В., Шевченко И.А. «Анализ действия несбалансированности ротора молотковой дробилки на его опоры»

Молотковые дробилки - один из распространенных видов дробильного оборудования, которое выполняет действия по дроблению и измельчению, преимущественно хрупких, материалов

Одним из весомых факторов влияющим на надежность и долговечность работы как элементов механического оборудования, так и всего комплекса оказывается технический, влияет на производительность и затрачиваемую мощность – это высокочастотные динамические колебания, а именно – вибрация, оно же – неуравновешенность.

Вибрация ротора со временем увеличивается и негативно влияет на подшипники, электрический двигатель и на саму конструкцию дробилки в целом что приводит к уменьшению надежности, а соответственно – к риску поломки, что в свою очередь приводит к увеличению вероятности аварийного отказа оборудования.

Одной из задач данного исследования является представление способа анализа и визуализации, определения и выявления значений отрицательного технологического фактора – вибрации вращающихся элементов, которая может быть вызвана: неудачной конструкции как ротора то и дробилки вообще; погрешности при изготовлении и монтаже ротора и молотков; неравномерным износом рабочих или опорных элементов.

Для анализа и понимания действий вибрации на опорные элементы (подшипники) молотковой дробилки необходимо было спрогнозировать величину действия силы вызванную несбалансированностью ротора и рассчитать массу груза для балансировки, и будо достигнуто через исследования, которые проводились на основе стенда для исследования процесса работы молотковой дробилки для понимания и оптимизации параметров и режимов дробления дробильного оборудования необходимого для измельчения интерметаллидов Ni-Al.

Поскольку центробежная сила меняет направление во время вращения в 360^0 было определено максимальную и минимальную силы, а соответственно и реакции. Максимальные реакции возникают в те моменты, когда центр тяжести и ось вращения находятся на одной горизонтали.

Проведя расчеты - построены графики визуализации реакций опор в вертикальной плоскости и горизонтальной, которые позволяют увидеть цикличность процесса динамической нагрузки на опоры ротора и то вал стремится описать овальную траекторию. Также установлены: максимальных значений нагрузки при вращении ротора дробилки расчетным путем: при существующих размерах, технических возможностях и габаритах ротора максимальная нагрузка которое будут испытывать опоры составляет 49,64 Н в плоскости XOZ и 27,64 Н в плоскости XOY; и это без учета дополнительной нагрузки которое будет добавляться при дроблении от столкновения кусков материала для дробления с молотками ротора.

Ключевые слова: ротор; дробилка, подшипники; дисбаланс; уравнивания; вибрация; интерметаллиды; надежность; центробежная сила; дробления; измельчения.

Kobrin Y.G., Vasilchenko T.O., Bondarenko Y.V., Shevchenko I.A. “Selection of informative parameters of acoustic emission for determining the speed of wear in a tribosystem at transitional modes”

Hammer crushers is one of the common types of crushing equipment that performs crushing and grinding operations, mainly of brittle materials

One of the important factors that affect the reliability and durability of both mechanical equipment and the entire technological complex is technical, which affects the performance and power consumed – it is high-frequency dynamic vibrations, namely – vibration, it is – imbalance.

The vibration of the rotor increases with time and adversely affects the rollers, the electric motor and the crusher itself as a whole, which leads to a decrease in reliability and, consequently, to a risk of breakage, which in turn leads to an increased likelihood of equipment failure.

One of the objectives of this study is to present a method of analysis and visualization, determination and detection of the values of a negative technological factor – the vibration of rotating elements, which can be caused by: a poor design of both the rotor and the crusher in general; errors in the manufacture and installation of the rotor and hammers; uneven wear of work or support elements.

To analyze and understand the effects of vibration on the support elements (rollers) of the crusher, it was necessary to predict the magnitude of the force caused by the unbalance of the rotor and to calculate the weight of the load for balancing, which will be achieved through research conducted on the basis of a bench to investigate the operation of the hammer crusher and optimization of the parameters and modes of crushing of the crushing equipment required for crushing Ni-Al intermetallides.

As the centrifugal force changes direction during the 360^0 rotation, the maximum and minimum forces and, accordingly, reactions were determined. Maximum reactions occur when the center of gravity and the axis of rotation are on the same horizontal.

Carrying out the calculations - graphs of visualization of the reactions of the supports in the vertical plane and horizontal, which allow to see the cyclicity of the process of dynamic loading on the supports of the rotor and that the shaft seeks to describe the oval trajectory. Also set: maximum load values during the rotation of the crusher rotor by calculation: at the existing dimensions, technical capacities and dimensions of the rotor, the maximum load that the supports will experience is 49,64 N in the XOZ plane and 27,64 N in the XOY plane; and this is without taking into account the additional load that will be added when crushing from the collision of pieces of material for crushing with rotor hammers.

Keywords: rotor; crusher, bearings; imbalance; balancing; vibration; intermetallides; reliability; centrifugal force; fragmentation; grinding.

Актуальність проблеми

Молоткові дробарки – один з поширених видів дробильного обладнання яке виконує дії по дробленню та подрібненні, переважно крихких, матеріалів. За оглядом останніх досягнень та розвитку промисловості в світі виявлено що на процес дроблення витрачається приблизно 5% добутої енергії.

Одним з вагомих факторів який впливає на надійність та довговічність роботи як елементів механічного обладнання так й усього технологічного комплексу виявляється технічний. Технічний фактор, що впливає на продуктивність і затрачену потужність – це високочастотні динамічні коливання, а саме – вібрація, воно ж – невірноваженість.

Елементом в молоткових дробарках який впливає на її надійність і стає збудником вібрації є неврівноважений ротор з шарнірно закріпленими на ньому молотками. Вібрація ротора з часом збільшується й негативно впливає на вальниці, електричний двигун та на саму конструкцію дробарки в цілому що призводить до зменшення надійності, а відповідно – до ризику поламки, що в свою чергу призводить до збільшення вірогідності аварійної відмови обладнання.

До виникнення вібрацій, при обертанні, можуть бути наступні причини, такі як:

- а) невдала конструкція як ротора то й дробарки взагалі;
- б) похибки при виготовленні й монтажі ротора й молотків;
- в) нерівномірний знос молотків (в молоткових дробарках к більш схильні до інтенсивного зносу молотки які розташовані по кінцям).

Аналіз останніх досліджень

Огляд літературних джерел, який виконано в роботі дозволяє зробити допущення, що дослідження з діагностування та вирішення проблем механізмів стосовно виникнення вібрацій в металургійно-механічному обладнанні ґрунтуються на використанні ознак та досягнень, які походять як зі споріднених галузей техніки так і з інших. Та проблема дії негативно вібрації на механізми через неврівноваженість рухомих частин, а також норми що до їх усунення відображається й стандарті та відображене в наукових роботах щодо вивчення та представлення цих стандартів [1-2].

Так в роботі про динамічне балансування обертових роторів показано, що для спрощення вирішення задачі динамічної неврівноваженості – можна привести до задачі динамічного гасіння коливань [3].

У ще у роботах запропоновані: альтернативна методика врівноваження ротора, де попередньо проводиться: низькочастотна балансування ротора, кероване складання й багатоплощинне балансування ротора з заданими параметрами напрямків і розміщення залишкових дисбалансів [4], а також дослідження про економічну і раціональну складову балансування великих роторів [5].

Проводилось моделювання установки для балансування ротора в програмному комплексі ANSYS валів працюють в резонансному і за резонансному режимах для збільшення точності балансування [6]. Приводиться методики і можливості щодо застосування в сучасних системах технічної діагностики - для моніторингу дисбалансу і автоматичного його визначення сучасних програмних комплексів [7] і велика увага приділяється механічних проблем динаміки на надвисоких швидкостях [8].

Для того щоб визначити величину додаткових динамічних навантажень, необхідно задачу про рух звести за допомогою принципу Даламбера до задачі про рівновагу. Якщо уявити, що обертається деталь як сукупність елементарних мас, то просторова система сил інерції C_i може бути приведена до головного вектору $\bar{R} = \sum \bar{C}_{in}$ й головному моменту $\bar{M} = \sum \bar{M}(C_{in})$. В залежності від співвідношення між головним вектором й головним моментом поділяють на три неврівноваженості: статична, динамічна та загальна [9].

Статична – це коли виконуються умови: $\bar{R} \neq 0, \bar{M} = 0$ чи $\bar{R} \neq 0, \bar{M} \neq 0$ але $\bar{M} \perp \bar{R}$. Через це ротор можна представити у вигляді однієї приведенної маси як на рис. 1а.

Динамічна – це коли: $\bar{R} = 0, \bar{M} \neq 0$ та ротор представляється у вигляді двох мас та при обертанні діють дві відцентрові сили: C_{1n} й C_{2n} , як представлено на рис. 1б.

Загальна неврівноваженість – якщо виконується умова: $\bar{R} \neq 0, \bar{M} \neq 0$ й головний момент не перпендикулярне головному вектору, що дозволяє вирішити цю неврівноваженість за допомоги динамічного балансування.

Підводячи підсумок аналізу виконаних досліджень можна сказати – для вирішення проблем негативно впливаючих дій вібрації, виникаючих від обертання незбалансованого ротора, треба проаналізувати характер й величини впливу неї на опорні елементи ротору.

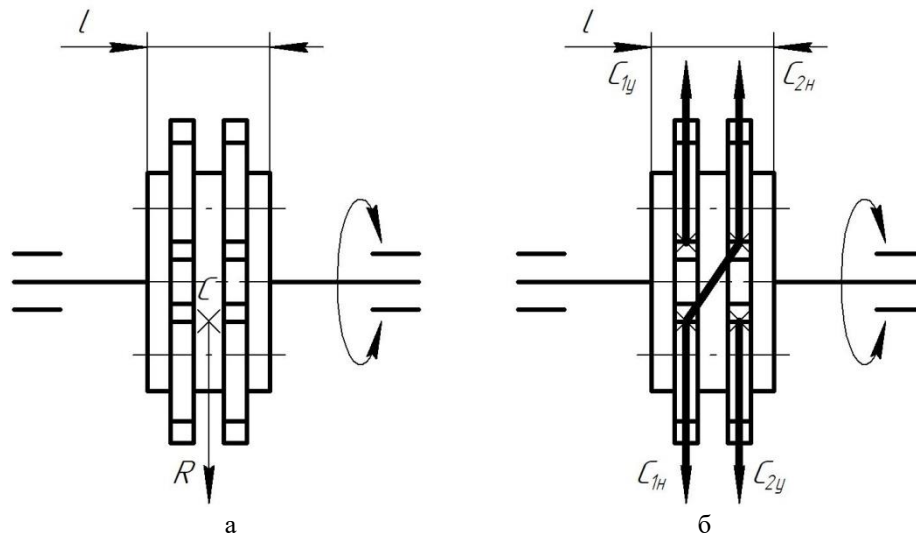


Рис.1. Схеми невірноваженостей ротора: а – статичної; б – динамічної

Формулювання мети дослідження

Одним із завдань цього дослідження є представлення способу аналізу та візуалізація, визначення та виявлення значень такого негативного технологічного фактора для обладнання – як вібрація обертових елементів. Це дасть можливість вивчати процеси які відбуваються в дробарках молоткового типу та різних подібних конструкціях, що в свою чергу дозволить своєчасно аналізувати проблему в роботі обладнання що виникає та відповідно реагувати на неї, а також оптимізувати процес дроблення в молоткових дробарках.

Методичний підхід в проведенні досліджень

Для аналізу й розуміння дій вібрації на опорні елементи (вальниці) молоткової дробарки необхідно спрогнозувати величину дії сили викликану незбалансованістю ротора та розрахувати масу вантажу для балансування.

На рис. 2 представлена схема на якій позначено ротор дробарки з закріпленими молотками й основними позначеннями розмірів.

Відцентрова сила виникає від зсуву центру тяжіння від осі обертання на відстань δ :

$$C_{oc} = \frac{m \cdot v^2}{\delta}, \quad (1)$$

де m – маса ротора;

v – швидкість центра мас ротора;

δ – відстань від осі обертання до центра ваги.

Маса ротора та радіальна швидкість ротора розраховуються за формулами (2) та (3) відповідно:

$$m = \frac{G}{g}, \quad (2)$$

$$v = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \delta, \quad (3)$$

де G – вага ротора;

$g=9,81$ – прискорення вільного падіння;

$\pi=3,14$ – постійна;

n – частота обертання.

Маса вантажу, необхідного для врівноваження ротора:

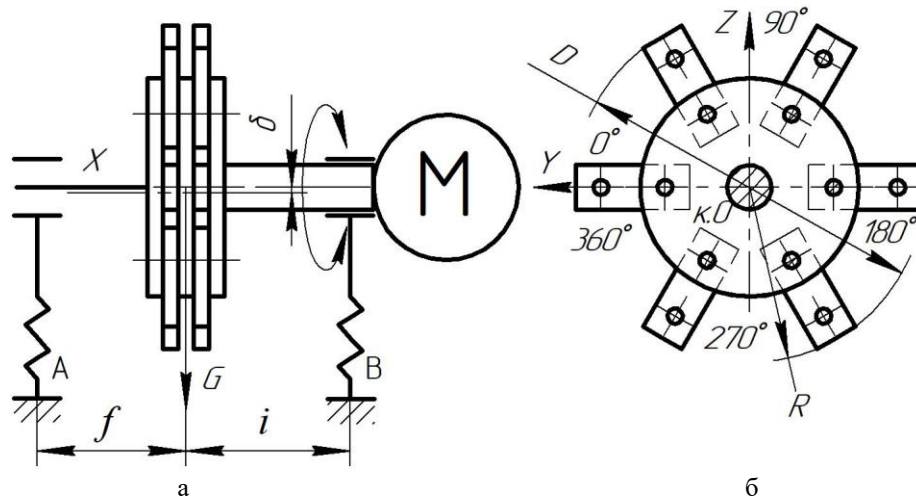


Рис.2. Розрахункова схема ротору молоткової дробарки: а – вид збоку; б – вид по осі ротора

$$m_1 = \frac{m \cdot v^2 \cdot R}{r \cdot v_1^2}, \quad (4)$$

де R – відстань від осі обертання до найбільш віднесеної точки на ньому або його радіус;

v_1 – окружна швидкість ротора.

$$R = \frac{D}{2}, \quad (5)$$

де D – діаметр ротора.

$$v_1 = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R. \quad (6)$$

Вага вантажу балансування:

$$G_{\text{об}} = m_1 \cdot g. \quad (7)$$

У зв'язку з тим, що відцентрова сила змінює напрямок під час обертання на 360° необхідно визначити максимальну і мінімальну сили, розглянувши два випадки:

1) Сума сил у вертикальній площині XOZ максимальна, тобто збігаються напрямку сили ваги G і відцентрової сили $C_{\text{об}}$:

$$\sum C_{\text{max}} = G + C_{\text{об}}. \quad (8)$$

2) Сума сил у вертикальній площині XOZ мінімальна, тобто збігаються напрямку сили ваги G і відцентрової сили $C_{\text{об}}$:

$$\sum C_{\text{min}} = G - C_{\text{об}}. \quad (9)$$

Визначення реакції опор A і B у вертикальній площині XOZ при дії мінімального навантаження:

$$R_{A\text{min}} = \frac{\sum C_{\text{min}} \cdot i}{f + i}, \quad (10)$$

$$R_{B\text{min}} = \frac{\sum C_{\text{min}} \cdot f}{f + i}, \quad (11)$$

де f – відстань від центра ваги до лівої опори;

i – відстань від центра ваги до правої опори.

При дії максимального навантаження:

$$R_{A\text{max}} = \frac{\sum P_{\text{max}} \cdot i}{f + i}, \quad (12)$$

$$R_{B\max} = \frac{\sum P_{\max} \cdot f}{f + i}. \quad (13)$$

При дії тільки сили ваги G :

$$R_A = \frac{G \cdot i}{f + i}, \quad (14)$$

$$R_B = \frac{G \cdot f}{f + i}, \quad (15)$$

Визначимо реакції в горизонтальній площині XOY.

Максимальні реакції виникають в ті моменти коли центр ваги і вісь обертання знаходяться на одній горизонталі:

$$R_{A\min} = \frac{-P_{\text{сб}} \cdot i}{f + i}, \quad (16)$$

$$R_{B\min} = \frac{-P_{\text{сб}} \cdot f}{f + i}, \quad (17)$$

$$R_{A\max} = \frac{P_{\text{сб}} \cdot i}{f + i}, \quad (18)$$

$$R_{B\max} = \frac{P_{\text{сб}} \cdot f}{f + i}. \quad (19)$$

Результати досліджень

Дослідження проводилися на основі стану для дослідження процесу роботи молоткової дробарки [10], для подальшого розуміння й оптимізації параметрів й режимів дроблення дробильного обладнання необхідного для подрібнення інтерметалідів Ni-Al [11-12], та очікувана різниця показань витраченої потужності, дослідження які будуть проводитись надалі, при подрібненні на збалансованому роторі і невірноважену повинна скласти 5-20% в меншу сторону збалансованого ротора.

Експериментальний стенд має наступні конфігурацію та характеристики:

- а) розташування ротора – двохопорне;
- б) внутрішній діаметр робочого простору – 256 мм;
- в) найбільший діаметр ротора по молоткам – 250 мм;
- г) глибина робочого простору дробильної камери – 60 мм;
- д) обороти електричного двигуна – від 0 до 3000 хв⁻¹;
- е) молотки сталеві:
 - 1) форма – прямокутник,
 - 2) кількість встановлених – 12 штук,
 - 3) розташування – послідовне.

Провівши розрахунки за формулами (формули 1-19) для побудови графіків візуалізації зводимо отримані значення в таблицю 1 реакцій опор в вертикальній площині та горизонтальній, а також перенесемо на графік 3 й графік 4.

Таблиця 1

Реакції в опорах ротору дробарки

Кут повороту	XOY		XOZ	
	R _A	R _B	R _A	R _B
0 ⁰	0	0	49,94	24,82
90 ⁰	-27,64	-13,82	22	11
180 ⁰	0	0	-5,64	-2,82
270 ⁰	27,64	13,82	22	11
360 ⁰	0	0	49,64	24,82

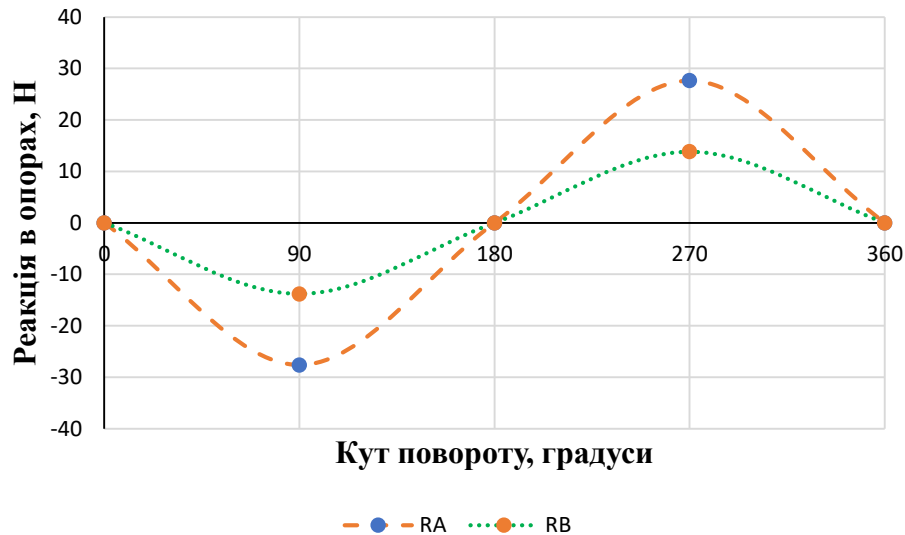


Рис.2. Графік реакцій опор в площині XOY

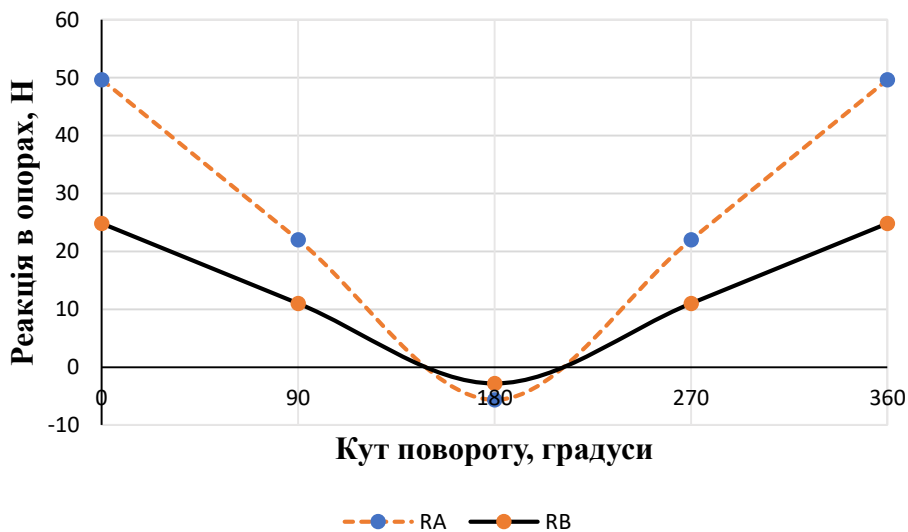


Рис.3. Графік реакцій опор в площині XOZ

Практичні рекомендації

Розрахунок реакцій в опорах ротора дробарки зводиться до наступних операцій.

1. Знаходження відстані від осі обертання до центра ваги δ , відбувається будь-яким із зручних засобів: чи на підвісах у вільному звисанні; чи аналітично за допомоги конструкторсько-розрахункових комплексів, при умови що зміщення центра ваги перед умовлено заздалегідь в конструкції ротора; чи у центрах балансируного стенду або токарного верстату за засобом описаним про статичне балансування [9].

2. Зазвичай вага ротору G дається в кілограмах або тонах, тому треба ретельно спостерігати за відповідністю розмірностей при розрахунках.

3. Виконуючи розрахунки по формулам: (14), (15), (17) й (19) можна відразу побачити максимальні динамічні навантаження які діють на опори ротора через його невірноваженість.

Висновки

1. Отримано залежності, які дозволяють побачити циклічність процесу динамічного навантаження на опори ротора й те що вал прагне описати овальну траєкторію.

2. Для визначення максимальних значень навантаження під час обертання ротора

дробарки розрахунковим шляхом встановлено, що при існуючих розмірах, технічних можливостях та габаритах ротора максимальне навантаження яке будуть відчувати опори становить $R_{\max} = 49,64$ Н в площині XOZ й $R_{\max} = 27,64$ Н в площині XOY; та це без урахування додаткового навантаження яке буде додаватися при дробленні від зіткнення шматків матеріалу для дроблення з молотками ротора.

Список використаних джерел

1. ISO 21940-11:2016. Mechanical vibration — Rotor balancing — Part 11: Procedures and tolerances for rotors with rigid behavior. Homepage, <https://www.iso.org/standard/54074.html>, last accessed 2019/10/13.
2. Robichaud J Michael. Reference Standards for Vibration Monitoring and Analysis [Електронний ресурс] / J Michael. Robichaud, P. Eng. – 2009. – Режим доступу до ресурсу: <http://www.bretech.com/reference/Reference%20Standards%20for%20Vibration%20Monitoring%20and%20Analysis.pdf>.
3. Хоменко А. П. Динамическая балансировка вращающихся валов как форма динамического гашения колебаний механических систем / А. П. Хоменко, С. В. Елисеєв. // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. Иркутский государственный университет путей сообщения. – 2012. – №3. – С. 8–16.
4. Белобородов С. М. Методика урівноваження ротора при балансуванні / С. М. Белобородов, М. Л. Цельмер. // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. – 2017. – №48. – С. 60–68.
5. Racic, Z & Hidalgo, J 2007, 'Practical Balancing of Flexible Rotors for Power Generation. Proceedings of the ASME 2007 International Design Engineering Technical', Conferences & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE, Las Vegas, Nevada, USA.
6. Моделирование установки для балансировки ротора в программном комплексе ANSYS / И. Р.Тазеев, С. О. Гапоненко, А. Е. Кондратьев, А. Н. Замалиев. // Известия высших учебных заведений. проблемы энергетики. – 2018. – №20. – С. 75–83.
7. Куменко А. Балансировка гибких роторов и валопроводов на основе систем КОМПАКС с применением датчиков вала / А. Куменко. // Технологии. – 2015. – №3. – С. 58–61.
8. Do-Kvan, H, Dje-Suk, D & Bjung-Chul, V 2014, 'Analiz otklika disbalansa i jeksperimental'naja proverka sverhskorostnogo motora dlja mikroturbinnih generatorov s uchjotom balansirovki'. Homepage, <https://www.ncbi.nlm.nih.gov/pmc/articles/PMC4208165/>, last accessed 2019/10/13.
9. Седуш В. Я. Надёжность, ремонт и монтаж металлургических машин / В. Я. Седуш. – Киев: Полиграфкнига, 1976. – 227 с.
10. Патент України на корисну модель UA 121444 U, B02C 13/04, B02C 25/00, G01H 17/00. Стенд для дослідження процесу роботи молоткової дробарки / І.І. Шевченко, Ю.Г. Кобрін, А.Р. Мемарнішвілі. – № u201704898; заявл. 22.05.2017; опубл. 11.12.2017, Бюл. №23, 2017р.
11. Belokon, K Belokon, Y, Kozhemyakin, G & Matukhno, E 2016, 'Environmental Assessment of the Intermetallic Catalysts Utilization Efficiency for Deactivation of the Pollutants Emitted by Electrode Production Enterprises', Scientific bulletin of National Mining University, no. 3 (153), pp. 87-94.
12. Белоконь Ю. О. Дослідження процесів структуроутворення інтерметалідних сплавів у системі Ti-Al-Nb / Ю. О. Белоконь. // Металургія. – 2018. – №2. – С. 65–70.
13. Static and Dynamic Balancing of Rigid Rotors Homepage <https://www.bksv.com/media/doc/BO0276.pdf>, last accessed 2019/10/13.

14. Qin, R 2017 'Study on the Frequency Compensation of the Dynamic Unbalance Signal Extraction for General Hard Bearing Dynamic Balancing Machine', Applied Mechanics and Materials. Trans Tech Publications, pp. 173–178.

15. Diouf, P & Herbert, W 2014, 'Understanding rotor balance for electric motors', Pulp and Paper Industry Technical Conference, Conference Record of 2014 Annual. IEEE, 2014. pp. 7–17.

References

1. ISO 21940-11:2016. Mechanical vibration — Rotor balancing — Part 11: Procedures and tolerances for rotors with rigid behavior. Homepage, <https://www.iso.org/standard/54074.html>, last accessed 2019/10/13.

2. Robichaud, J & Eng, P 2009, 'Reference Standards for Vibration Monitoring and Analysis', Homepage, <http://www.academia.edu/download/33758492/ISO.pdf>, last accessed 2019/10/13.

3. Homenko, A & Eliseev, S 2012, 'Dinamicheskaja balansirovka vrashhajushhihsja valov kak forma dinamicheskogo gashenija kolebanij mehanicheskikh system', Irkutskij gosudarstvennyj universitet putej soobshhenija, no. 3, pp. 8–16.

4. Beloborodov, S & Cel'mer, M 2017, 'Metodika uravnovesivanija rotora pri balansirovke eloborodov', Vestnik PNIPU, Ajerokosmicheskaja tehnika, no. 48, pp. 60–68.

5. Racic, Z & Hidalgo, J 2007, 'Practical Balancing of Flexible Rotors for Power Generation. Proceedings of the ASME 2007 International Design Engineering Technical', Conferences & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE, Las Vegas, Nevada, USA.

6. Tazeev, I, Gaponenko, S, Kondrat'ev, A & Zamaliev, N 2018, 'Modelirovanie ustanovki dlja balansirovki rotora v programmnom komplekse ANSYS', Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij problemy jenergetiki, no. 20, pp. 75–83.

7. Kumenko, A 2015 'Balansirovka gibkih rotorov i valoprovodov na osnove sistem KOMPAKS s primeneniem datchikov vala', Tehnologii, no. 3, pp. 58–61.

8. Do-Kvan, H, Dje-Suk, D & Bjung-Chul, V 2014, 'Analiz otklika disbalansa i jeksperimental'naja proverka sverhskorostnogo motora dlja mikroturbinnnyh generatorov s uchjotom balansirovki'. Homepage, <https://www.ncbi.nlm.nih.gov/pmc/articles/PMC4208165/>, last accessed 2019/10/13.

9. Sedush, V 1976, Nadjozhnost', remont i montazh metallurgicheskikh mashin, Poligrafkniga, Kiev.

10. Patent of Ukraine UA 121444. Stand for the Procession of the Robot Hammer Crusher № u201704898; 11.12.2017, Bull. №23 (2017).

11. Belokon, K Belokon, Y, Kozhemyakin, G & Matukhno, E 2016, 'Environmental Assessment of the Intermetallic Catalysts Utilization Efficiency for Deactivation of the Pollutants Emitted by Electrode Production Enterprises', Scientific bulletin of National Mining University, no. 3 (153), pp. 87-94.

12. Bielokon, Yu 2018 'Doslidzhennia protsesiv strukturoutvorennia intermetalidnykh splaviv u systemi Ti-Al-Nb', Metalurhiia, no. 2, pp. 65–70.

13. Static and Dynamic Balancing of Rigid Rotors Homepage <https://www.bksv.com/media/doc/BO0276.pdf>, last accessed 2019/10/13.

14. Qin, R 2017 'Study on the Frequency Compensation of the Dynamic Unbalance Signal Extraction for General Hard Bearing Dynamic Balancing Machine', Applied Mechanics and Materials. Trans Tech Publications, pp. 173–178.

15. Diouf, P & Herbert, W 2014, 'Understanding rotor balance for electric motors', Pulp and Paper Industry Technical Conference, Conference Record of 2014 Annual. IEEE, 2014. pp. 7–17.