

УДК 62-137

### **БАЛАНСУВАННЯ ВІДЦЕНТРОВОЇ МАШИНИ**

**І.М. Беда**, канд. тех. наук, доцент;  
**О.І. Беда**, студент,  
Сумський державний університет, м. Суми

*У цій роботі розглянута проблема балансування ротора відцентрової машини. Запропонований спосіб динамічного балансування ротора без демонтажу машини.*

**Ключові слова:** відцентрова машина, дисбаланс, балансування.

*В данной работе рассмотрена проблема балансировки ротора центробежной машины. Предложен способ динамической балансировки ротора без демонтажа машины.*

**Ключевые слова:** центробежная машина, дисбаланс, балансировка.

#### **ВСТУП**

Технічний прогрес вимагає підвищення швидкості агрегатів, що обумовлює підвищення їх динамічних навантажень і зростання ролі коливальних явищ у роботі.

Вібраційний стан визначає ресурс і надійність машини, тому забезпечення низького рівня вібрацій як окремих елементів, так і всього агрегату становить першочергову проблему.

Підвищені вібрації машини можуть бути викликані різними причинами, але основним джерелом сил, що викликають вібрації, є неврівноважений стан деталей машини, що обертаються, тобто ротора. Цей стан може бути викликаний такими причинами, як послаблення кріплення деталей на валу, знос шийок вала і посадочних місць насадних деталей, залишкова механічна чи температурна деформація вала, руйнування робочих коліс внаслідок корозії або роботи в кавітаційному режимі та ін. Дисбалансом називають зміщення головної осі симетрії ротора відносно осі його обертання. При паралельному зміщенні цих осей говорять про статичну неврівноваженість ротора, якщо ж під час зміщення осі перетнулися, то має місце динамічний дисбаланс.

Демпфування коливань за допомогою пружних підвісок знижує динамічні навантаження на фундамент лише на певних швидкостях. При цьому ротор залишається неврівноваженим і напруга в ньому, а також навантаження на опори не зменшуються.

Одним з ефективних і надійних способів поліпшення вібраційного стану машин є балансування їх частин, що обертаються, яке виконується при виготовленні і монтажі. Тому всі сучасні ротори у цей час проходять ретельне балансування. Для тихохідних роторів достатнім є динамічне балансування їх як жорстких тіл. Проте для машин, що попрацювали деякий час, центр ваги перерізу ротора може зміститись від його геометричного центра. Це приводить до погіршення вібраційного стану машини і, як наслідок, потреби у її балансуванні на робочій частоті.

Якісне балансування окремих роторів дозволяє значно скоротити час, необхідний для віброналагоджувальних робіт при введенні агрегату із ремонту. При цьому балансування машини у збиранні у власних опорах дозволяє скоректувати вплив деяких технологічних відхилень, які допускаються під час монтажу, а також деяких конструктивних та експлуатаційних факторів, вплив яких неможливо виключити іншими способами.

### ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ

У цій роботі запропоновані заходи до зниження вібрації відцентрової машини пов'язані з динамічним балансуванням ротора без її демонтажу, що є актуальним для практики. При цьому вони не потребують багатофункціональної апаратури і можуть бути впроваджені за наявності найпростіших приладів, які можуть вимірювати амплітуду віброприскорення.

### РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

При обертанні ротора навколо геометричного центра на його опори, крім сили ваги і зовнішніх навантажень, що визначаються умовами роботи, діють також періодичні сили. Величина цих динамічних навантажень для жорсткого ротора на жорстких опорах пропорційна дисбалансу і квадрату кутової швидкості та визначається формулою [1, 2, 3, 4, 5]:

$$F = me\omega^2 = D\omega^2,$$

де  $m$  – неврівноважена маса;  $e$  – зміщення центра ваги;  $\omega$  – кутова швидкість обертання;  $D = me$  - дисбаланс.

Нехай маємо диск масою  $m$ , центр ваги якого зміщений від геометричного центра на відстань  $e$  у невідомому напрямі (рис. 1).

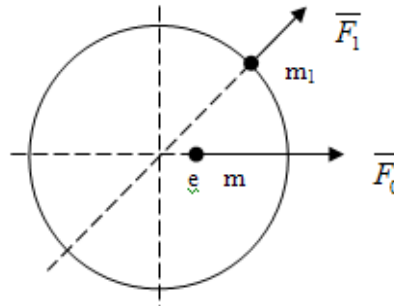


Рисунок 1

При обертанні на нього діє відцентрова сила

$$F_0 = D_0\omega^2,$$

яка викликає вібрацію вала з віброприскоренням, амплітуда якого дорівнює  $a_0$  (віброприскорення можна заміряти приладами, а тому його можна вважати відомим).

Оскільки положення центра ваги невідоме, то в довільному напрямку (нехай це буде під деяким поки що невідомим кутом  $\varphi$ ) на радіусі  $R$  (у доступному місці) закріпимо додаткову вагу масою  $m_1$ , яка дає додаткову силу

$$F_1 = m_1R\omega^2.$$

Під дією сили

$$\vec{F}_2 = \vec{F}_0 + \vec{F}_1$$

ротор має віброприскорення  $a_2$ . Оскільки віброприскорення пропорційне прикладеній силі, то можна побудувати паралелограм прискорень (рис. 2), де прискорення  $\vec{a}_1$  зумовлене тільки відцентровою силою  $\vec{F}_1$ .

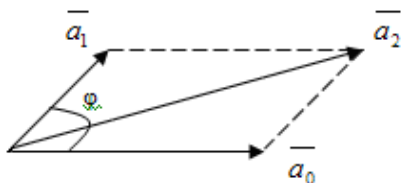


Рисунок 2

Для знаходження зміщеного положення центра ваги додаткову вагу  $m_1$  прикладемо діаметрально протилежно. Побудуємо паралелограм прискорень (рис. 3), аналогічно попередньому випадку.

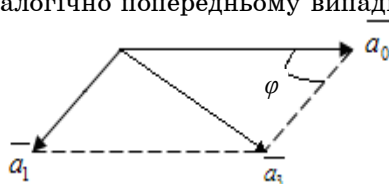


Рисунок 3

Невідомий кут  $\varphi$  повинен задовольняти умову: побудовані два паралелограми на векторах  $\vec{a}_0, \vec{a}_1$  і  $\vec{a}_0, -\vec{a}_1$  мають діагоналями відповідно вектори  $\vec{a}_2$  та  $\vec{a}_3$  (рис. 4).

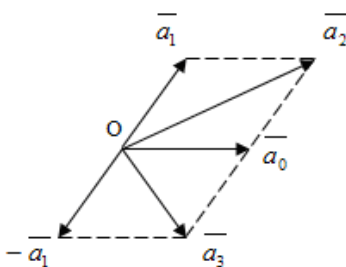


Рисунок 4

Використовуючи рис. 5, можна виразити невідомий кут  $\varphi$ , що характеризує положення центра ваги через відомі параметри  $a_0, a_2$  та  $a_3$ .

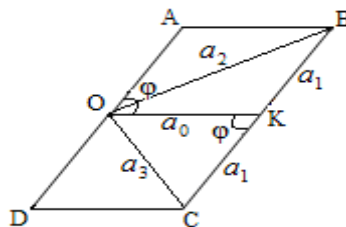


Рисунок 5

За теоремою косинусів для трикутників  $OBK$  та  $OBC$  (рис. 5) маємо:

$$\begin{cases} a_2^2 = a_1^2 + a_0^2 - 2a_1a_0 \cos(180 - \varphi), \\ a_3^2 = a_1^2 + a_0^2 - 2a_1a_0 \cos \varphi. \end{cases}$$

або

$$\begin{cases} a_2^2 = a_1^2 + a_0^2 + 2a_1a_0 \cos \varphi, \\ a_3^2 = a_1^2 + a_0^2 - 2a_1a_0 \cos \varphi. \end{cases}$$

З останньої системи знайдемо:

$$\begin{cases} a_1^2 = \frac{a_2^2 + a_3^2 - 2a_0^2}{2}, \\ \cos \varphi = \frac{a_2^2 - a_0^2 - a_1^2}{2a_1a_0}. \end{cases}$$

Ураховуючи співвідношення

$$\frac{\overline{a_1}}{\overline{a_0}} = \frac{m_1 R}{m e},$$

отримаємо значення шуканого дисбалансу

$$m e = \frac{\overline{a_0}}{\overline{a_1}} m_1 R.$$

На практиці значення  $m e$  з достатньою точністю можна знайти більш наглядним геометричним способом. Для цього проведемо три кола з радіусами  $a_0, a_2, a_3$  з центрами в точці  $O$  (рис. 6). Нехай вісь  $O_1O_2$  – вісь, на якій знаходились додаткові маси. Очевидно, що центр ваги може знаходитись як ліворуч відносно лінії  $O_1O_2$ , так і праворуч від неї. Щоб з'ясувати, в якій півплощині знаходиться центр ваги, варто прикріпити додаткову вагу, наприклад, в точці  $K$  і виміряти віброприскорення. Якщо одержане віброприскорення буде більшим від початкового, то це означає, що центр ваги знаходиться в тій самій півплощині, що й точка  $K$ . Якщо ж віброприскорення зменшилось, то центр ваги знаходиться в іншій півплощині, ніж точка  $K$ . Допускаючи, що центр ваги знаходиться праворуч від лінії  $O_1O_2$ , проведемо паралельно цій осі пряму так, що  $AB=BC$ , як показано на рис. 6 (у випадку, коли центр ваги знаходиться у лівій півплощині, пряма проводиться ліворуч відносно осі  $O_1O_2$ ).

З'єднаємо точки  $B$  і  $O$ , а через точки  $A$  і  $C$  проведемо прямі, паралельні  $BO$  до перетину з віссю  $O_1O_2$  (рис. 7). Легко бачити, що центр ваги знаходиться на прямій  $OB$ , отже для зменшення вібрації ротора необхідно в точку, яка знаходиться на відрізку  $OB_1$  на обраній довільним чином відстані  $h$  (у зручному для встановлення додаткової маси місці) від точки  $O$ , помістити додаткову вагу  $m_2 = m_1 \cdot \frac{R}{h} \cdot \frac{OB}{OD}$ , де значення  $OB$  та  $OD$  можна виміряти.

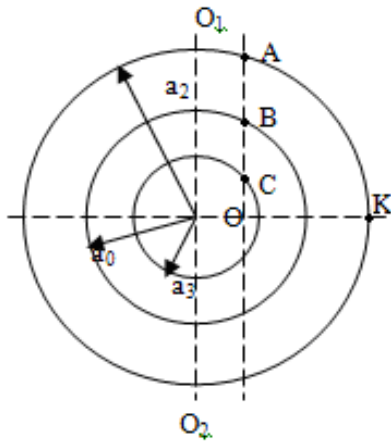


Рисунок 6

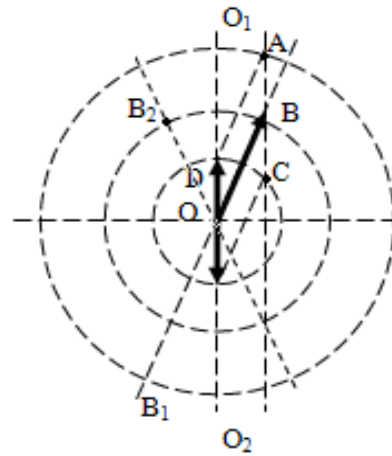


Рисунок 7

Слід зауважити, що у випадку, коли центр ваги знаходиться у лівій півплощині, то він буде розміщений на лінії  $OB_2$ , яка є симетричною до  $OB$  відносно осі  $O_1O_2$ .

#### ВИСНОВОК

Запропонований метод розрахунку дисбалансу є ефективним і надійним способом поліпшення вібраційного стану машини, при цьому він не потребує багатофункціональної апаратури і може бути використаний за наявності найпростіших приладів, які можуть вимірювати амплітуду віброприскорення.

#### SUMMARY

#### BALANCING OF ALIGNED MACHINE

*I.N. Beda, A.I. Beda,  
Sumy State University, Sumy*

*In this assignment the method of aligned machine disbalance is suggested, Just as a developed method of it's dynamic balancing. At the same time balancing is realizing on-site.*

**Key words:** *aligned machine, disbalance, balancing.*

#### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Гусаров А.А. Динамика и балансировка гибких роторов / А.А. Гусаров. – М.: Наука, 1990. – 152 с.
2. Марцинковский В.А. Вибрации роторов центробежных машин / В.А. Марцинковский. – Сумы: СумГУ, 2002. – 337 с.
3. Симоновский В.И. Динамика роторов центробежных машин / В.И. Симоновский. – Сумы: СумГУ, 2006. – 125 с.
4. Основы балансировочной техники: в 2 т. Том 1. Уравновешивание жестких роторов и механизмов / Колл. авторов под ред. д-ра техн. наук проф. В.А. Щепетьникова. - М.: Изд-во «Машиностроение», 1975. - С.528.
5. Основы балансировочной техники: в 2 т. Том 2. Уравновешивание гибких роторов и балансировочное оборудование / Колл. авторов под ред. д-ра техн. наук проф. В.А. Щепетьникова. - М.: изд-во «Машиностроение», 1975. - С.679.

*Надійшла до редакції 17 грудня 2009 р.*