



**Міністерство освіти і науки України**

**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ  
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ СІЛЬСЬКОГО  
ГОСПОДАРСТВА імені ПЕТРА ВАСИЛЕНКА**

**Навчально-науковий інститут  
переробних і харчових виробництв**

**Кафедра фізики і теоретичної механіки**

## **ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН**

**Заняття № 14.**

**Зрівноваження ротора при проектуванні**

**Методичні вказівки  
до виконання практичних робіт**

**для студентів денної та заочної форм навчання  
першого (бакалаврського) рівня вищої освіти, спеціальностей  
133 Галузеве машинобудування  
208 Агроінженерія  
274 Автомобільний транспорт**

**Харків  
2020**

Міністерство освіти і науки України

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА імені ПЕТРА ВАСИЛЕНКА

Навчально-науковий інститут переробних і харчових виробництв

Кафедра фізики і теоретичної механіки

## **ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН**

### **Заняття № 14.**

### **Зрівноваження ротора при проектуванні**

Методичні вказівки  
до виконання практичних робіт

для студентів денної та заочної форм навчання  
першого (бакалаврського) рівня вищої освіти, спеціальностей  
133 Галузеве машинобудування  
208 Агроінженерія  
274 Автомобільний транспорт

Затверджено рішенням  
Науково-методичної ради  
ННІ ПХВ ХНТУСГ  
Протокол №  
від . . . 2020 р.

Харків  
2020

Схвалено на засіданні кафедри фізики і теоретичної механіки

Протокол № \_\_\_\_\_ від \_\_\_\_\_ 2020 р.

Теорія механізмів і машин. Заняття № 14. Зрівноваження ротора при проектуванні: методичні вказівки до виконання практичних робіт для студентів денної та заочної форм навчання першого (бакалаврського) рівня вищої освіти, спеціальностей 133 Галузеве машинобудування, 208 Агроінженерія, 274 Автомобільний транспорт; Харків. нац. техн. у-т сіл. госп-ва ім. П. Василенка ; уклад.: В. В. Бурлака, В. П. Ольшанський, М. В. Сліпченко. – Харків : [б. в.], 2020.–22 с.

Методичні вказівки призначені для отримання навичок при виконанні практичної роботи з навчальної дисципліни «Теорія механізмів і машин».

В роботі наведено теоретичні відомості з видів незрівноваженості роторів і їх балансування. Розглянуто методику зрівноваження ротора при проектуванні. Описані методики статистичного і динамічного балансування. Приведено опис експериментального пристрою ТММ-35М, а також наведено алгоритм, за яким студент самостійно може ознайомитись з методикою балансування роторів.

Методичні вказівки призначені для студентів вищих навчальних закладів технічних спеціальностей.

### **Рецензенти:**

**О. І. Завгородній**, д-р техн. наук, проф., зав. кафедри вищої математики Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка

**М. Л. Шуляк**, д-р техн. наук, доц., в. о. професора кафедри тракторів і автомобілей Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка

**Відповідальний за випуск (зав. каф.): О. І. Спольнік**, д-р фіз.-мат. наук, професор

## ЗАНЯТТЯ 14

### Зрівноваження ротора при проектуванні

#### Зміст

- 14.1. Види неврівноваженості роторів.
- 14.2. Зрівноваження ротора при проектуванні.
- 14.3. Статичне і динамічне балансування роторів.
- 14.4. Опис експериментального пристрою ТММ-35М.
- 14.5. Ціль та порядок виконання роботи з використанням ТММ-35.

#### 14.1. Види неврівноваженості роторів

**Ротором** в теорії зрівноваження (балансування) називають будь яку деталь, що обертається. Тому ротором є колінчатий вал двигуна внутрішнього згорання чи поршневого компресора, маховик, якор електродвигуна і т.д.

Як відомо з курсу теоретичної механіки, при обертанні твердого тіла динамічні складові реакцій на опорах (підшипниках) дорівнюють нулю, коли вісь обертання збігається з однією з трьох головних осей інерції тіла, тобто коли центр мас  $S$  тіла (рис. 14.1) лежить на осі  $z$  його обертання:

$$x_S = 0; \quad y_S = 0, \quad (14.1)$$

і відцентрові моменти інерції  $J_{xz}$ ,  $J_{yz}$  тіла відносно цієї осі дорівнюють нулю:

$$J_{xz} = 0; \quad J_{yz} = 0. \quad (14.2)$$

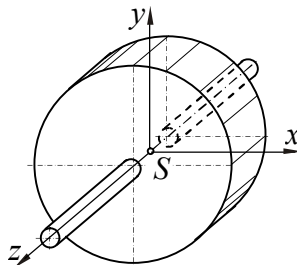


Рис. 14.1

У всіх інших випадках, тобто коли не виконуються умови (14.1) і (або) (14.2), при обертанні ротора обов'язково з'являються сили інерції чи моменти сил

інерції, чи перші і другі разом, від дії яких у реакціях підшипників виникнуть динамічні складові.

### 1. Статично неврівноважений ротор

Статична неврівноваженість має місце, коли центр мас ротора не знаходиться на осі обертання ( $x_S \neq 0$ ;  $y_S \neq 0$ ), але вісь обертання паралельна одній із головних центральних осей інерції ротора ( $J_{xz} = 0$ ;  $J_{yz} = 0$ ).

Розглянемо ротор, що показаний на рис. 14.2. Вісь обертання  $z$  такого ротора паралельна його головній осі інерції  $I-I$ , а центр мас  $S$  не лежить на осі обертання. Положення центра мас відносно осі обертання ротора визначається радіус-вектором  $\bar{e}_{ct}$ , який називається **ексцентриситетом** маси ротора. При рівномірному обертанні ( $\omega = const$ ) центр мас  $S$  такого ротора рухається по колу радіусом  $e_{ct}$  з нормальним  $\bar{a}_S^n$  прискоренням, яке спрямоване до осі обертання.

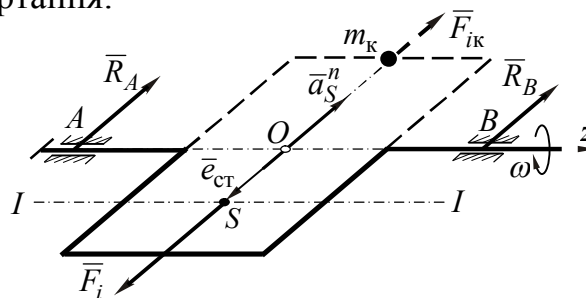


Рис. 14.2

Згідно принципу Даламбера головний вектор сил інерції  $\bar{F}_i$  ротора прикладений в центрі мас і спрямований протилежно прискоренню  $\bar{a}_S^n$ :

$$\bar{F}_i = -m\bar{a}_S^n = m\bar{e}_{ct}\omega^2 \quad (14.3)$$

Зміна знаку в формулі (14.3) пояснюється тим, що вектор  $\bar{F}_i$  збігається за напрямом з радіус-вектором  $\bar{e}_{ct}$ .

Оскільки сила інерції пропорційна квадрату кутової швидкості, то для швидкохідного ротора навіть при незначному ексцентриситеті вона може досягнути великого значення. Наприклад, якщо ротор масою  $m = 2 \text{ кг}$

обертається з числом обертів  $n = 80000$  об / мин ( $\omega = \pi n / 30 \approx 8400$  с<sup>-1</sup>), що характерно для роторів турбонаддуву дизелів, то при ексцентриситеті маси ротора  $e_{\text{ст}} = 0,1$  мм головний вектор сил інерції буде дорівнювати:

$$F_i = m\omega^2 e_{\text{ст}} = 2 \cdot 8400^2 \cdot 0,1 \cdot 10^{-3} \approx 14000 \text{ Н},$$

що в 700 раз більше ніж вага ротора.

У результаті, на опорах  $A$  і  $B$  ротора виникнуть реакції  $\bar{R}_A$  і  $\bar{R}_B$  (рис. 14.2), що будуть обертатися разом з ним і будуть зрівноважувати головний вектор сил інерції  $\bar{F}_i$ .

Статичну невірноваженість характеризують **статичним дисбалансом**:

$$\bar{D}_{\text{ст}} = m\bar{e}_{\text{ст}}. \quad (14.4)$$

Вектор статичного дисбалансу  $\bar{D}_{\text{ст}}$  збігається за напрямом з головним вектором сил інерції  $\bar{F}_i$ :

$$\bar{F}_i = \omega^2 \bar{D}_{\text{ст}}. \quad (14.5)$$

Статична невірноваженість може бути усунута, якщо до ротора прикріпити додаткову масу  $m_k$ , яку називають **коригувальною** (на рис. 14.2 показана пунктирними лініями). Цю масу треба закріпити з таким розрахунком, щоб її сила інерції  $\bar{F}_{ik}$  була рівною, але протилежно спрямованою головному вектору сил інерції  $\bar{F}_i$ , тобто:

- центр коригувальної маси повинен лежати на лінії  $OS$ ;
- вектор  $\bar{e}_k$  повинен бути спрямованим в сторону, протилежну вектору  $\bar{e}_{\text{ст}}$ ;
- статичні дисбаланси ротора і коригувальної маси повинні бути рівними:

$$D_k = D_{\text{ст}}; \quad m_k e_k = m e_{\text{ст}}; \quad m_k = m e_{\text{ст}} / e_k. \quad (14.6)$$

Очевидно, що при повороті тіла на будь-який кут сили інерції коригувальної маси і ротора будуть врівноважувати одна одну, а отже,

результуюча сила інерції буде дорівнювати нулю і на опори ротора передаватися не буде. Можна також сказати, що після установки коригувальної маси центр мас ротора  $S$  зміститься на вісь обертання. Іноді замість установлення коригувальної маси видаляють (якщо це технічно можливо) частину маси з тієї сторони, у яку зміщений центр мас  $S$  ротора (наприклад, висвердлюють). Величина маси, що видаляється, визначається по формулі (14.6).

Статичне зрівноваження не завжди вдається виконати однією коригувальною масою. Наприклад, конструкція колінчатого вала (рис. 14.3) змушує встановлювати дві маси. Дисбаланс, викликаний ексцентриситетом центра мас  $S_1$  шатунної шийки 1 відносно осі обертання корінних шийок 3, компенсується дисбалансом мас фігурних щік 2 (центри мас  $S_2$ ).

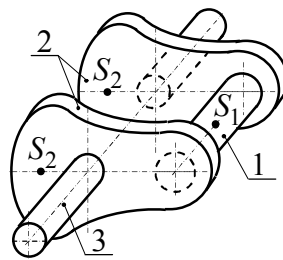


Рис. 14.3

## 2. Моментно невірноважений ротор

Моментна невірноваженість властива такому ротору, центр мас  $S$  якого знаходиться на осі обертання ( $x_S = 0$ ;  $y_S = 0$ ), а головна вісь інерції ротора нахилена до осі обертання, тобто відцентрові моменти інерції ротора відносно цієї осі не дорівнюють нулю ( $J_{xz} \neq 0$ ;  $J_{yz} \neq 0$ ).

Розглянемо невагомий вал  $AB$  (рис. 14.4) з двома зосередженими масами  $m = m'$ , які закріплені на відстанях  $r = r'$  з різних сторін від осі обертання і лежать в одній площині.

Очевидно, що центр мас  $S$  такої системи знаходиться на осі обертання і ротор статично зрівноважений. Головна вісь інерції  $I-I$ , що проходить через зосереджені маси  $m$  і  $m'$ , нахилена під кутом  $\gamma$  до осі обертання  $z$  ротора.

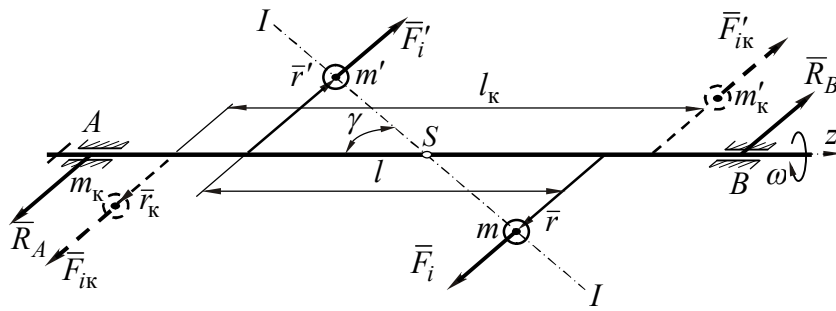


Рис. 14.4

При обертанні такого ротора сили інерції  $\bar{F}_i$  і  $\bar{F}'_i$  зосереджених мас  $m$  і  $m'$ , які спрямовані вздовж радіусів  $\bar{r}$  і  $\bar{r}'$  від осі обертання, утворять пару сил, момент якої дорівнює:

$$M(\bar{F}_i, \bar{F}'_i) = F_i \cdot l = mr\omega^2 l. \quad (14.7)$$

Цей момент намагається повернути ротор таким чином, щоб головна вісь інерції  $I-I$  стала перпендикулярною до осі обертання. Момент сил інерції  $M(\bar{F}_i, \bar{F}'_i)$  урівноважується реакціями  $\bar{R}_A$  і  $\bar{R}_B$  на опорах ротора  $A$  і  $B$ , які, в свою чергу, теж утворюють пару сил. Така невірноваженість ротора називається **моментною**, і її можна визначити тільки при його обертанні. Характеризується моментна невірноваженість **динамічним дисбалансом**:

$$D_d = mrl. \quad (14.8)$$

Оскільки пару сил можна зрівноважити тільки парою, то для усунення моментної невірноваженості на роторі в різних площинах, перпендикулярно до осі обертання, закріплюють дві коригувальні маси  $m_k$  і  $m'_k$  (на мал. 14.4 показані пунктирними лініями). Положення коригувальних мас обирають таким, щоб створюваний силами інерції  $\bar{F}_{ik}$  і  $\bar{F}'_{ik}$  цих мас момент був рівним моменту  $M(\bar{F}_i, \bar{F}'_i)$ , але протилежно спрямованим:

$$M(\bar{F}_i, \bar{F}'_i) = M(\bar{F}_{ik}, \bar{F}'_{ik}),$$

або з урахуванням (14.7):

$$mrl = m_k r_k l_k \Rightarrow m_k r_k = mrl / l_k. \quad (14.9)$$



*Установка двох коригувальних мас дозволяє повернути головну вісь інерції ротора на кут  $\gamma$  і сполучити її з віссю його обертання.*

### **3. Динамічна нерівноваженість ротора**

Динамічна нерівноваженість є сукупністю двох попередніх, тобто центр мас ротора не знаходиться на осі обертання ( $x_S \neq 0$ ;  $y_S \neq 0$ ) і головна вісь інерції ротора нахилена до осі обертання ( $J_{xz} \neq 0$ ;  $J_{yz} \neq 0$ ). Таким чином, на ротор крім головного вектора сил інерції, обумовленого статичним дисбалансом  $D_{ст}$ , діє і момент сил інерції, обумовлений динамічним дисбалансом  $D_d$ .

Для усунення динамічної нерівноваженості необхідно, щоб одна з трьох головних центральних осей інерції ротора збіглася з його віссю обертання, тоді  $D_{ст} = 0$  і  $D_d = 0$ . Усувається динамічна нерівноваженість двома коригувальними масами, які розташовують в площинах корекції, що перпендикулярні до осі обертання ротора (більш докладно це питання буде розглянуто в розділі 14.2).

Зі сказаного випливає, що усунення будь-якої нерівноваженості (статичної, моментної, динамічної) – має своїм результатом сполучення головної центральної осі інерції ротора з його віссю обертання. У цьому випадку ротор називається **повністю урівноваженим**. Відзначимо важливу властивість такого ротора: *якщо ротор повністю урівноважений для деякого значення кутової швидкості  $\omega$ , то він зберігає свою урівноваженість при будь-якій іншій кутовій швидкості, як сталій, так і змінній.*

## **14.2. Зрівноваження ротора при проектуванні**

Якщо експлуатація машини вимагає застосування цілком урівноваженого ротора, а конструкція його така, що ротор нерівноважений, то зрівноваження такого ротора необхідно почати ще на стадії його проектування.

Нехай ротор являє собою сукупність декількох деталей 1, 2, 3 (рис. 14.5,а) масою  $m_1, m_2, m_3$ , які обертаються як одне ціле навколо осі  $z$ . Центри мас деталей  $S_1, S_2, S_3$  розташовані в площинах 1, 2, 3, що перпендикулярні до осі обертання  $z$ , на відстанях  $r_1, r_2, r_3$ . Напрями радіус-векторів  $\vec{r}_1, \vec{r}_2, \vec{r}_3$  задаються кутами  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ .

При обертанні ротора з кутовою швидкістю  $\omega$  сили інерції  $\vec{F}_{i1}, \vec{F}_{i2}, \vec{F}_{i3}$  деталей будуть спрямовані вздовж відповідних радіус-векторів і за модулем дорівнюють:

$$F_{i1} = m_1 \omega^2 r_1; \quad F_{i2} = m_2 \omega^2 r_2; \quad F_{i3} = m_3 \omega^2 r_3. \quad (14.10)$$

В загальному випадку отримаємо динамічно неврівноважений ротор.

Виконуючи зрівноваження такого ротора, можна було б кожній неврівноваженій масі протиставити свою коригувальну масу, тобто на даному роторі необхідно було б установити три коригувальні маси. Однак таке рішення не є доцільним, оскільки в роторі завжди відбувається часткове взаємне зрівноваження обертових мас.

Призначимо в роторі дві  $A$  і  $B$  площини (рис.14.5,а), що перпендикулярні до осі обертання  $z$ , у яких будемо встановлювати коригувальні маси  $m_{кА}$  і  $m_{кВ}$ .

Умовою статичної зрівноваженості є рівність нулю головного вектора сил інерції, який дорівнює векторній сумі сил інерції обертових мас ротора:

$$\vec{F}_{iA} + \vec{F}_{i1} + \vec{F}_{i2} + \vec{F}_{i3} + \vec{F}_{iB} = 0. \quad (14.11)$$

В рівнянні (14.11)  $\vec{F}_{iA}$  і  $\vec{F}_{iB}$  сили інерції коригувальних мас  $m_{кА}$  і  $m_{кВ}$ .

З урахуванням (14.3) отримаємо:

$$m_{кА} \omega^2 \vec{r}_A + m_1 \omega^2 \vec{r}_1 + m_2 \omega^2 \vec{r}_2 + m_3 \omega^2 \vec{r}_3 + m_{кВ} \omega^2 \vec{r}_B = 0. \quad (14.12)$$

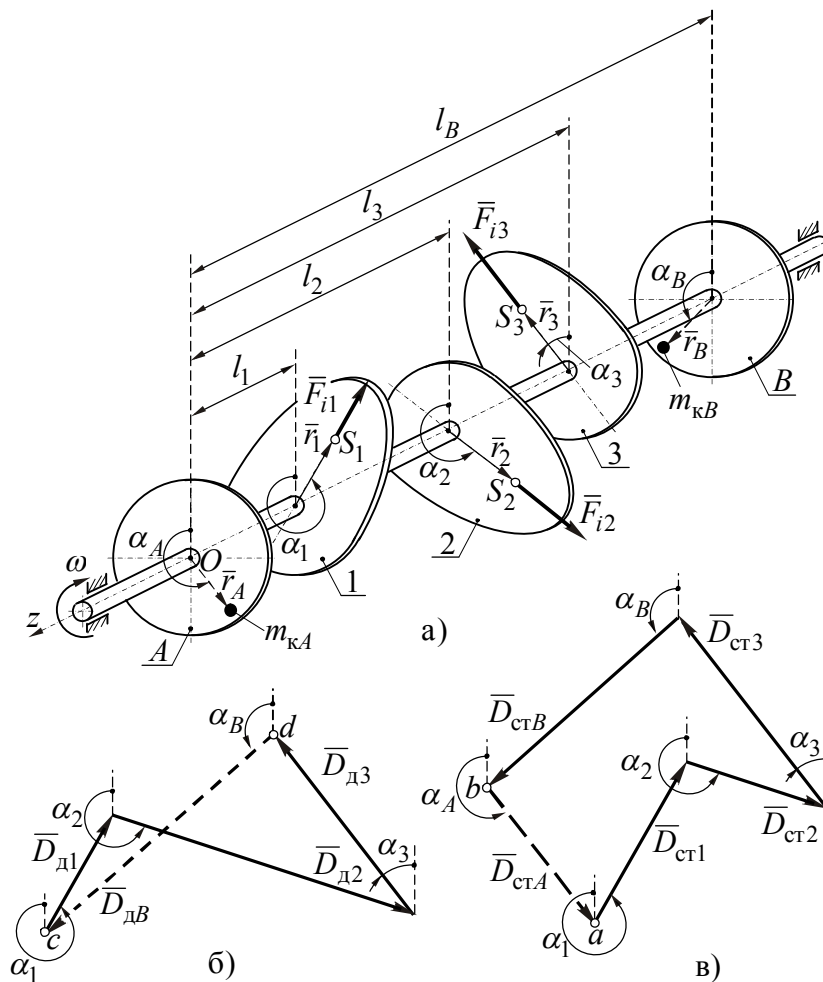


Рис. 14.5

Якщо виключити сталий множник  $\omega^2 \neq 0$ , то:

$$\omega^2 (m_{KA} \bar{r}_A + m_1 \bar{r}_1 + m_2 \bar{r}_2 + m_3 \bar{r}_3 + m_{KB} \bar{r}_B) = 0; \Rightarrow$$

$$m_{KA} \bar{r}_A + m_1 \bar{r}_1 + m_2 \bar{r}_2 + m_3 \bar{r}_3 + m_{KB} \bar{r}_B = 0. \quad (14.13)$$

Враховуючи, що вектор статичного дисбалансу  $\bar{D}_{ст}$  дорівнює добутку маси на радіус-вектор зміщення центра мас відносно осі обертання ( $\bar{D}_{ст} = m \bar{r}_S$ ), то:

$$\bar{D}_{стA} + \bar{D}_{ст1} + \bar{D}_{ст2} + \bar{D}_{ст3} + \bar{D}_{стB} = 0, \quad (14.14)$$

тобто для статичної зрівноваженості ротора необхідно забезпечити рівність нулю векторної суми статичних дисбалансів обертових мас.

Умовою моментної зрівноваженості є рівність нулю головного моменту сил інерції ротора. Виберемо як центр зведення точку  $O$ , яка лежить на осі обертання в площині  $A$ . Враховуючи, що момент від сили інерції

коригувальної маси  $m_{кА}$  відносно центра  $O$  дорівнює нулю, то для головного моменту сил інерції одержимо:

$$\bar{M}_{i\Sigma} = \bar{M}_O(\bar{F}_{i1}) + \bar{M}_O(\bar{F}_{i2}) + \bar{M}_O(\bar{F}_{i3}) + \bar{M}_O(\bar{F}_{iB}). \quad (14.15)$$

Модулі векторів моментів сил інерції відносно центра  $O$ , з урахуванням виразу (14.7) для динамічного дисбалансу  $D_d$ , будуть дорівнювати (рис.14.5,а):

$$M_O(F_{i1}) = F_{i1}l_1 = m_1\omega^2 r_1 l_1 = \omega^2 D_{д1};$$

$$M_O(F_{i2}) = F_{i2}l_2 = m_2\omega^2 r_2 l_2 = \omega^2 D_{д2};$$

$$M_O(F_{i3}) = F_{i3}l_3 = m_3\omega^2 r_3 l_3 = \omega^2 D_{д3};$$

$$M_O(F_{iB}) = F_{iB}l_B = m_{кВ}\omega^2 r_B l_B = \omega^2 D_{дВ},$$

де:  $D_{д1} = m_1 r_1 l_1$ ;  $D_{д2} = m_2 r_2 l_2$ ;  $D_{д3} = m_3 r_3 l_3$ ;  $D_{дВ} = m_{кВ} r_B l_B$ .

Якщо виключити сталий множник  $\omega^2 \neq 0$ , то рівняння (14.15) можна записати у наступному вигляді:

$$\bar{D}_{д1} + \bar{D}_{д2} + \bar{D}_{д3} + \bar{D}_{дВ} = 0. \quad (14.16)$$

Таким чином, для моментного зрівноваження ротора необхідно забезпечити рівність нулю векторної суми динамічних дисбалансів обертових мас.

Розв'язати рівняння (14.14) і (14.16) можна графічним способом.

Спочатку будують векторний багатокутник динамічних дисбалансів (рис. 14.5,б) відповідно до рівняння (14.16).

З огляду на те, що вектор динамічного дисбалансу спрямований уздовж відповідного вектора моменту сил інерції, тобто перпендикулярно площини в який лежать сила інерції і центр  $O$ , то при побудові вектор динамічного дисбалансу зручно повернути на  $90^\circ$  так, щоб він збігався з напрямком відповідної сили інерції (відповідного радіуса-вектора). Таким чином, напрями

векторів  $\bar{D}_{д1}$ ,  $\bar{D}_{д2}$ ,  $\bar{D}_{д3}$  (рис. 14.5,б) визначаються відповідно кутами  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\alpha_3$  (рис. 14.5,а). Модуль замикаючого вектора  $\bar{dc}$  багатокутника дорівнює динамічному дисбалансу  $D_{дВ}$  коригувальної маси  $m_{кВ}$ . Враховуючи, що відстань  $l_B$  відома, то статичний дисбаланс маси  $m_{кВ}$  буде рівним:

$$D_{стВ} = m_{кВ}r_B = D_{дВ}/l_B. \quad (14.17)$$

Із добутку  $m_{кВ}r_B$  легко визначити радіус  $r_B$  (або масу  $m_{кВ}$ ), Якщо задати масу  $m_{кВ}$  (або радіус  $r_B$ ):

$$r_B = D_{стВ}/m_{кВ} \quad \text{або} \quad m_{кВ} = D_{стВ}/r_B. \quad (14.18)$$

Кут  $\alpha_B$  (рис. 14.5,а), що задає напрямок радіуса-вектора  $\bar{r}_B$  (кут закріплення маси  $m_{кВ}$ ), визначається по кресленню векторного багатокутника (рис. 14.5,б).

Після визначення статичного дисбалансу  $D_{стВ}$  будують векторний багатокутник статичних дисбалансів (рис. 14.5,в) відповідно до рівняння (14.14). Модуль замикаючого вектора  $\bar{ba}$  багатокутника дорівнює статичному дисбалансу  $D_{стА}$  коригувальної маси  $m_{кА}$ . Визначення коригувальної маси  $m_{кА}$  (або радіуса  $r_A$ ) виконується аналогічно визначенню  $m_{кВ}$  (або  $r_B$ ). Напрямок радіуса-вектора  $\bar{r}_A$  (рис.14.5,а) задається кутом  $\alpha_A$  (рис.14.5,в).

### 14.3. Статичне і динамічне балансування виготовленого ротора

Після виготовлення навіть динамічно зрівноважений при проектуванні ротор усе-таки має деяку нерівноваженість. Неврівноваженість ротора виникає внаслідок наступних причин:

- неточності виготовлення і монтажу;
- нерівномірності розподілення матеріалу по об'єму деталі, включаючи раковини, отвори і т.д.;
- деформації деталей як при монтажі, так і в процесі експлуатації;

- знос елементів обертальних кінематичних пар, в яких обертається ротор.

На практиці статична і динамічна неврівноваженість таких роторів усувається шляхом балансування на спеціальних балансувальних верстатах.

### Статичне балансування

Як було показано вище, статичне балансування ротора полягає в зведенні до нуля головного вектора сил інерції, тобто в переміщенні центра мас ротора на його вісь обертання. Для цього використовують різні балансувальні верстати. У найпростішому виконанні це дві горизонтальні призми 2 (рис. 14.6,а) чи дві пари роликів 3 (рис. 14.6,б), на які встановлюють ротор 1.

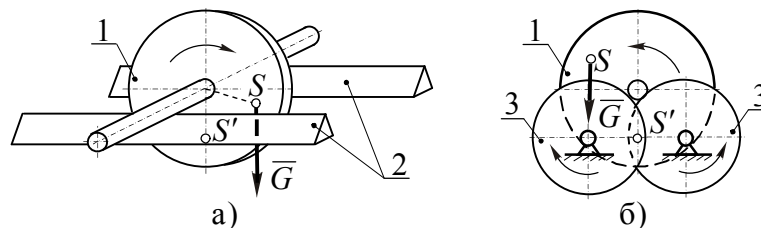


Рис. 14.6

Якщо центр мас  $S$  зміщений щодо осі обертання, то під дією моменту, який буде створений вагою  $\bar{G}$ , ротор повернеться так, щоб центр мас зайняв найбільш низьке положення  $S'$ . Для зміщення центра мас на вісь обертання необхідно в нижній частині ротора (більш важкій) видалити частина металу (висвердлити) чи у верхній частині (більш легкій) закріпити коригувальну масу. При такому балансуванні, унаслідок тертя між ротором і призмами (роliками), залишається деяка залишкова неврівноваженість.

Більш точне балансування можна виконати при обертанні ротора. Схема верстата, що працює по такому принципу, показана на рис. 14.7.

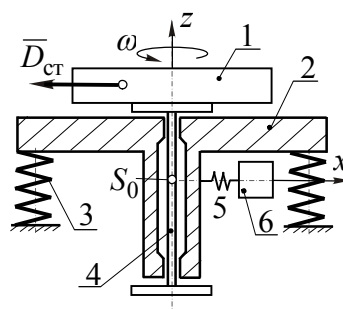


Рис. 14.7

Неврівноважений ротор 1, що закріплений на шпинделі 4, обертається зі сталою кутовою швидкістю  $\omega$  в підшипниках плити 2.

Плита 2 спирається на станину за допомогою пружних елементів 3. З плитою 2 через пружину 5 зв'язана маса 6 сейсмічного датчика. Маса 6 сейсмічного датчика може вільно рухатися уздовж осі  $x$ , що проходить через центр мас  $S_0$  плити.

При обертанні шпинделя разом з ротором вісь  $z$  під впливом неврівноваженості ротора описує конічну поверхню, а плита 2 робить просторовий рух. Складова цього руху, що спрямована уздовж осі  $x$ , через пружину 5 сприймається масою 6 сейсмічного датчика. Змушені коливання цієї маси щодо станини перетворюються датчиком в електричні імпульси, які направляються в електронно лічильно-вирішальний пристрій (не показаний на схемі), що є невід'ємною частиною верстата. Цей пристрій видає інформацію про шукану неврівноваженість у виді модуля і кутової координати вектора статичного дисбалансу  $\bar{D}_{ст}$  ротора.

Після визначення статичного дисбалансу  $\bar{D}_{ст}$ , оператор верстата усуває неврівноваженість звичайним способом видалення матеріалу ротора в більш важкій його частині.

Статичному балансуванню піддають ротори, що мають невелику ширину  $b$  уздовж осі обертання (відношення  $b$  до діаметра  $b/D \leq 0,2$ ).

### *Динамічне балансування*

При значних розмірах ротора уздовж осі обертання потрібно динамічне балансування, тому що в такого ротора крім статичної неврівноваженості може бути присутня і моментна. Оскільки динамічна неврівноваженість усувається двома коригувальними масами, то таку неврівноваженість можна умовно представити у виді неврівноваженості двох зосереджених мас, дисбаланси яких відповідно дорівнюють  $\bar{D}_1$  і  $\bar{D}_2$  (рис.14.8,а, б).

У залежності від рухливості осі обертання ротора верстата, що призначені для динамічного балансування, можна розділити на три групи: з нерухою віссю обертання, з коливною відносно деякої осі віссю обертання і з просторовим рухом осі обертання.

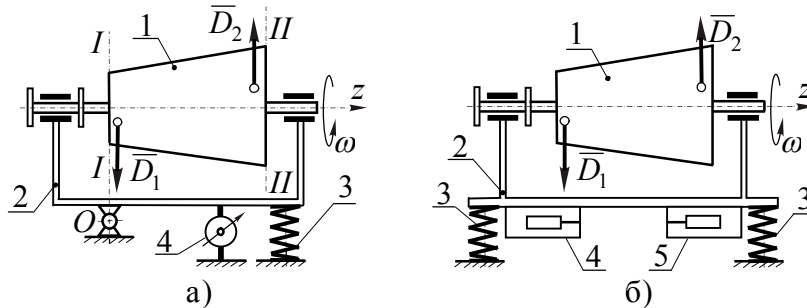


Рис. 14.8

На рис. 14.8,а показана схема верстата, який відноситься до другої групи. Ротор 1, балансування якого виконується, обертається з кутовою швидкістю  $\omega$  в підшипниках рами 2. Рама до станини кріпиться на двох опорах: шарнірній (опора  $O$ ) і пружній (опора 3). Унаслідок такого кріплення рама може погойдуватися відносно нерухої осі, яка проходить через центр шарніра  $O$  перпендикулярно до площини креслення. Разом з рамою буде погойдуватися відносно станини і ротор зі своєю віссю  $z$ . Амплітуда коливань рами при обертанні ротора заміряється індикатором 4.

При балансуванні ротор 1 на рамі 2 встановлюють таким чином, щоб одна із площин, в яких будуть закріплювати коригувальні маси, проходила через центр шарніра  $O$ .

Наприклад, при визначенні коригувальної маси  $m_{кII}$ , яка закріплюється в площини  $II - II$ , ротор треба встановити так, щоб площина  $I - I$ , закріплення коригувальної маси  $m_{кI}$ , проходила через центр шарніра  $O$ . У цьому випадку коливання рами будуть викликатися моментами відносно центра шарніра  $O$  дисбалансів  $\bar{D}_1$ ,  $\bar{D}_2$  і дисбалансу коригувальної маси  $m_{кII}$  (дисбаланс коригувальної маси  $m_{кI}$  моменту відносно цієї точки не створює). Кутову координату і величину дисбалансу коригувальної маси  $m_{кII}$  визначають розрахунковим шляхом за амплітудами коливань рами верстата для трьох



варіантів ротора: вихідний ротор; ротор із закріпленою в довільній точці площини  $II - II$  додатковою масою  $m$  і ротор із закріпленою в цій же точці додатковою масою  $2m$ .

Вектор дисбалансу маси  $m_{KI}$  визначається аналогічним способом, але ротор 1 потрібно зняти з підшипників рами 2, повернути навколо вертикальної осі і знову покласти на підшипники, але так, щоб з віссю шарніра  $O$  збігалася площина  $II - II$ .

На рис. 14.8,б показана схема верстата, що відноситься до третьої групи. Неврівноважений ротор 1 обертається з сталою кутовою швидкістю  $\omega$  в підшипниках, які змонтовані на плиті 2, що спирається на станину за допомогою чотирьох пружин 3. З плитою 2 зв'язані два сейсмічних датчики 4 і 5. При обертанні ротора під впливом його неуврівноваженості вісь  $z$  і плита 2 роблять просторовий рух, який сприймається датчиками 4 і 5. Датчики перетворюють змушені коливання плити в електричні імпульси, які направляються в електронне лічильно-обчислювальний пристрій (на схемі не показаний).

Електронний лічильно-обчислювальний пристрій настроєний таким чином, що вимірник дисбалансу  $\bar{D}_1$  настроюється на виключення у своїх показаннях впливу дисбалансу  $\bar{D}_2$ , і дає, таким чином, інформацію тільки про дисбаланс  $\bar{D}_1$ . Точно так, завдяки спеціальному налаштуванню, вимірник дисбалансу  $\bar{D}_2$  дає інформацію тільки про цей дисбаланс. Отже, обидві шукані величини дисбалансів одночасно визначаються електронним лічильно-обчислювальним пристроєм.

Після визначення дисбалансів  $\bar{D}_1$  і  $\bar{D}_2$  оператор виконує практичне балансування ротора у площинах корекції  $I - I$  і  $II - II$  або установкою коригувальних мас, або видаленням частини матеріалу.

#### 14.4. Опис експериментального пристрою ТММ-35М

Установка ТММ-35 (рис. 14.9,а) складається з трьох основних вузлів: зрівноваженого ротора, підстави зі стійками і електродвигуна.

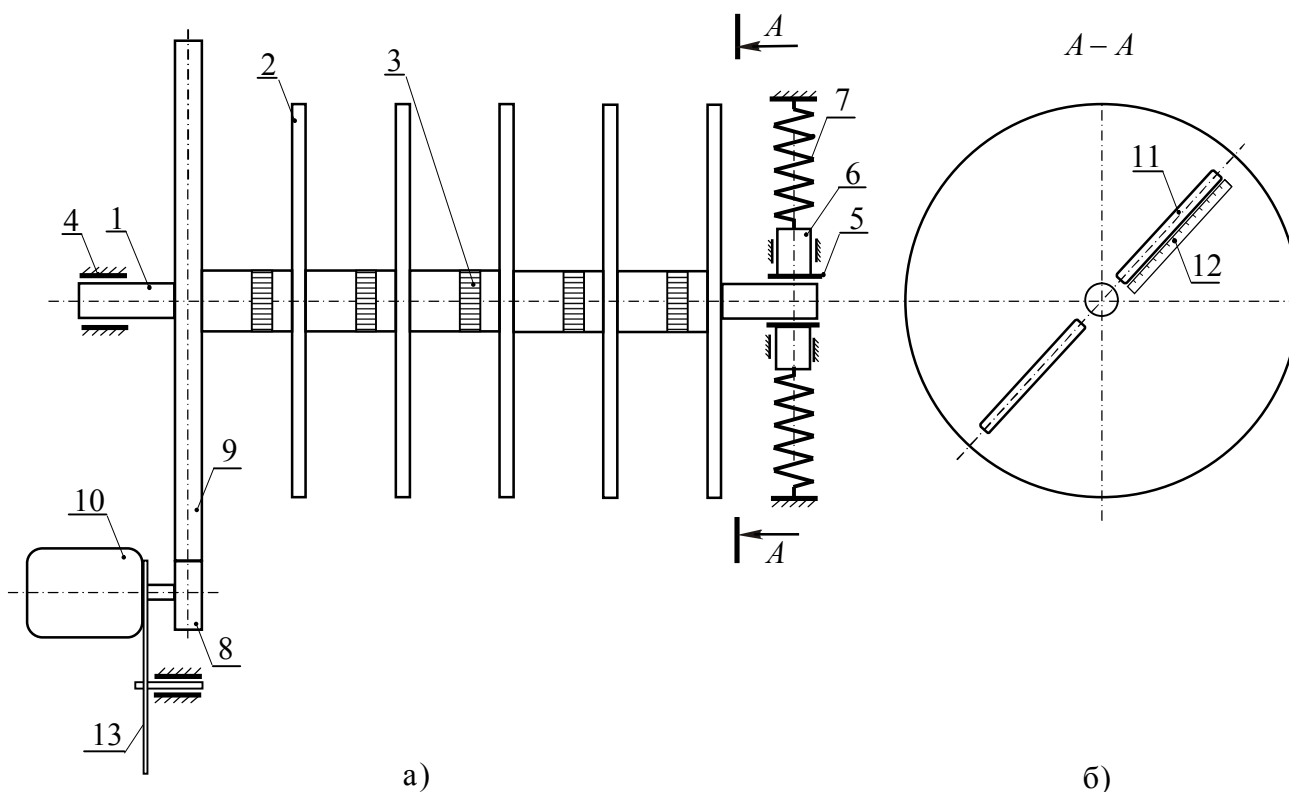


Рис. 14.9

Ротор являє собою вал 1, на який насаджені п'ять алюмінієвих дисків 2, на відстані 80 мм один від другого, які можуть вільно повертатися. В осьовому напрямі переміщення дисків обмежується кільцями 3, жорстко закріпленими на валу. На нерухомих кільцях 3 в коловому напрямі нанесені риски через  $1^\circ$ , а на маточинах дисків нанесено риску, яка дозволяє установити диск 2 під заданим кутом. Фіксація дисків в заданому положенні здійснюється гвинтами на його маточині. Усі диски (рис. 14.9,б) мають радіальні пази 11 зі шкалою 12, які дозволяють встановити на необхідній відстані від осі обертання додаткове грузило на диск для створення дисбалансу.

Ротор встановлено на двох стійках підстави. Лівий кінець вала спирається на сферичний підшипник 4, який допускає поворот вала як у вертикальній так і

в горизонтальній площині. Правий кінець вала закріплений в радіальному підшипнику 5, який вмонтований в каретку 6. Каретка може рухатися горизонтально по напрямним. В центральному положенні каретку утримують пружини 7.

Обертання ротора здійснюється від електродвигуна 10 за допомогою фрикційної передачі 8-9. Електродвигун змонтовано на важелі 10, який дозволяє вмикати та вимикати фрикційну передачу. Під важелем встановлено пускову кнопку. При русі важеля донизу фрикційний ролик 8 притискається до шківів 9 і включається електродвигун, який розкручує ротор. При вивільненні важеля ролик відходить від шківів і електродвигун вимикається.

Пристрій має комплект грузил масою 30, 40, 50, 60 і 70 грамів, за допомогою яких створюється дисбаланс ротору та виконується його зрівноваження.

#### 14.5. Ціль та порядок виконання роботи з використанням ТММ-35М.

##### Ціль роботи:

- наглядно виявити статичну та моментну неуврівноваженість ротора.
- виконати розрахункове зрівноваження ротора графоаналітичним способом;
- експериментально перевірити результати урівноваження.

##### Порядок виконання лабораторної роботи:

1. За заданим варіантом накреслити схему закріплення грузил масою  $m_1$ ,  $m_2$  і  $m_3$  на роторі (рис. 14.10).

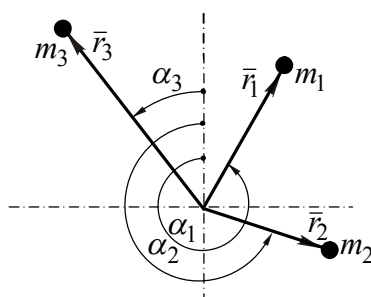


Рис. 14.10

2. Розрахувати статичні  $D_{ст k} = m_k r_k$  та динамічні  $D_{д k} = m_k r_k l_k$  дисбаланси мас.
3. Обрати масштабний коефіцієнт і згідно рівнянню (14.16) побудувати план векторної суми динамічних дисбалансів обертових мас (рис. 14.5,б).
4. За рівнянням (14.17) визначити статичний дисбаланс  $D_{стB}$  коригувальної маси  $B$ .
5. Величина коригувальної маси  $m_{кВ}$  обирається із ряду існуючих мас: 30, 40, 50, 60 та 70 грамів. Радіус-вектор закріплення маси при цьому повинен знаходитися в межах від 4 до 9 см. За рівнянням (14.18) визначити радіус  $r_B$  закріплення коригувальної маси  $B$ .
6. Визначити кут  $\alpha_B$  закріплення коригувальної маси  $B$  (рис. 14.5,б).
7. Обрати масштабний коефіцієнт і згідно рівняння (14.14) побудувати план векторної суми статичних дисбалансів обертових мас (рис. 14.5,в).
8. Визначити статичний дисбаланс  $D_{стA}$  коригувальної маси  $A$ .
9. Аналогічно пункту 5 і пункту 6 визначити радіус  $r_A$  та кут закріплення  $\alpha_A$  (рис. 14.5,в) коригувальної маси  $A$ .
10. Оглянути установку і шляхом повороту валу переконатися, що ротор є статично врівноваженим.
11. Розігнати ротор за допомогою електродвигуна і переконатися, що ротор врівноважений динамічно, тобто каретка рухомої опори вала не зазнає вібрації при його обертанні.
12. Закріпити будь яку масу на максимальному радіусі в пазу третього диску, тобто створити статичну невірноваженість ротора.

Перевірити як проявляється статична неврівноваженість ротора в статичних умовах та при обертанні ротора.

13. Закріпити дві рівні маси на максимальних радіусах в пазах першого і п'ятого дисків під кутом  $180^\circ$  одна до другої, тобто створити моментну неврівноваженість ротора. Перевірити як проявляється моментна неврівноваженість ротора в статичних умовах та при обертанні ротора.
14. Закріпити задані три маси  $m_1$ ,  $m_2$  і  $m_3$  в пазах другого, третього і четвертого дисків відповідно на заданих радіусах  $r_1$ ,  $r_2$  і  $r_3$ . Установити диски під заданими кутами  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  і  $\alpha_3$ .
15. Переконайтеся в тому, що ротор статично і динамічно неврівноважений.
16. Закріпити коригувальні маси  $m_{кА}$  і  $m_{кВ}$  на радіусах  $r_A$  і  $r_B$  на першому і п'ятому дисках. Виставити ці диски під визначеними кутами  $\alpha_A$  і  $\alpha_B$ .

Переконайтеся в тому, що ротор врівноважений статично і динамічно.

### **Список додаткової літератури до практичного заняття**

1. Бурлака В.В. Основи теорії механізмів і машин. Курс лекцій. / В.В. Бурлака, С.І. Кучеренко, Д.І. Мазоренко, Л.М. Тіщенко. – Харків: 2009, – 340 с.
2. Бурлака В.В. Учебное пособие. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. Механизм долбежного станка. / В.В. Бурлака, С.И. Кучеренко, О.Н. Малец, В.П. Ольшанский – Харьков: 2011. – 265 с.
3. Бурлака В.В., Учебное пособие. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. Кулисный механизм поршневого компрессора. / В.В. Бурлака, О.Н. Малец, М.В. Слипченко – Харьков: 2013. – 287 с.

Навчальне видання

**ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН**

Заняття № 14.

Зрівноваження ротора при проектуванні

Методичні вказівки  
до виконання практичних робіт

Укладачі

**БУРЛАКА** Володимир Васильович,  
**ОЛЬШАНСЬКИЙ** Василь Павлович,  
**СЛІПЧЕНКО** Максим Володимирович

Формат 60x84\16. Гарнітура Times New Roman  
Папір для цифрового друку. Друк ризографічний.

Ум. друк. арк. 1,4

Наклад 30 пр.

Харківський національний технічний університет  
сільського господарства імені Петра Василенка  
61002, м. Харків, вул. Алчевських, 44

