

сокращено количество деталей в изделии до двадцати двух и снижена себестоимость изделия на 33, 78%.

Список литературы: 1. Технологичность конструкции изделия: Справочник/ Ю.Д.Амиров, Т.К.Алферова, П.Н.Волков и др. – 2-е изд., перераб. и доп.-М.: Машиностроение, 1990.- с.12-21. 2. Stone, R. and Wood, K., 2000, Development of a Functional Basis for Design, Journal of Mechanical Design, 122(4):359-370. 3. Stone, R., Wood, K., and Crawford, R., 2000, “A Heuristic Method for Identifying Modules for Product Architectures,” Design Studies 21(1):5-31. 4. Е.Б.Вериго, Л.В.Курч Повышение точности проведения сборочных операций с использованием промышленных роботов.// Статья журнала “Автоматизация и современные технологии”, Москва, “Машиностроение” 2000 г. С.8-11. 5. Siddique, Z. Rosen, D W., “On combinatorial design spaces for the configuration design of product families,” Artificial Intelligence for Engineering Design, Analysis & Manufacturing, vol. 15, no. 2 April, 2001, pp 91-108. 6. Suzuki, T., Ohashi. T., Asano, M., Miyakawa, S., “Assembly reliability evaluation method (AREM)”, Proceedings of the IEEE International Symposium on Assembly and Task Planning, 2001, pp 294-299.

Сдано в редакцию 12.05.05
Рекомендовано д.т.н., проф. Семенченко А.К.

ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИИ БАЛАНСИРОВКИ РОТОРОВ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ МАШИН ПО БЫСТРОДЕЙСТВИЮ, ДИНАМИЧЕСКИМ НАГРУЗКАМ И ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЮ

Филонов И.П., Курч Л.В., Крамич А.Ф. (БНТУ, г. Минск, Республика Беларусь)

Large dynamic balancing machine are used in the manufacturing or repairing of large and medium turbines, motors, pumps, and blowers etc. to guarantee the balancing quality of flexible or rigid components under high speed turning condition. It is very important to create new algorithms which allow building high precision CNC large dynamic balancing machine with low time, energy and total cost of balancing process.

Процесс балансировки крупногабаритных деталей тяжело нагруженных машин необходимы затраты большого количества энергии на разгон до определенного, достаточно большого числа оборотов, установившееся движение и торможение. Необходимо также учитывать, что балансировка роторов, имеющих значительную массу, на высоких скоростях сопряжена со значительными динамическими нагрузками на узлы балансировочного оборудования и приводит к увеличению его габаритов. Значительны также и временные затраты на балансировку из-за больших значений инерционных сил, возникающих в момент разгона и торможения. Сокращение времени на балансировку, по мнению авторов можно достичь за счет определения дисбаланса, места расположения корректирующих масс и их веса на самом начальном этапе разгона. Балансировка на низких скоростях вращения ротора на этапе разгона позволяет упростить само оборудование и снижает его стоимость, делает его более простым в проектировании, изготовлении и обслуживании. Кроме того, данный подход позволяет значительно экономить энергетические затраты на разгон крупногабаритных деталей.

Однако при создании такого типа балансировочного оборудования требуется разработка более сложных алгоритмов управления его работой с использованием методов наукоемкого компьютерного моделирования. В данной статье авторами описан один из возможных способов автоматической балансировки роторов тяжело нагруженных машин на этапе разгона.

Способ балансировки, предлагаемый авторами направлен на повышение точности балансировочного цикла и производительности за счет совмещения статической и динамической балансировки роторов в момент разгона.

Поставленная задача достигается тем, что в способе статической и динамической балансировки ротора устанавливают его на двух опорах на равном расстоянии друг от друга (А и В) в вертикальной плоскости (плоскости действия силы веса) и горизонтальной, причем жесткости C_x^A и C_x^B пружин в вертикальной плоскости выбирают из условия (1)

$$C_x^A = C_x^B = \frac{P}{2 \cdot \delta_x^A} = \frac{P}{2 \cdot \delta_x^B}, \quad (1)$$

где $\delta_x^A = \delta_x^B \approx 1 \dots 5$ мм – деформации в опорах А и В в направлении оси x , жесткости в горизонтальной плоскости $C_y^A = C_y^B$ выбирают из условия

$$C_y^A = C_y^B = \frac{J_{xz} \cdot \varepsilon^{max}}{2 \cdot h \cdot \delta_y^A} = \frac{J_{xz} \cdot \varepsilon^{max}}{2 \cdot h \cdot \delta_y^B}, \quad (2)$$

где J_{xz} – центробежный момент инерции относительно осей XZ , ε^{max} – максимальное угловое ускорение, h – расстояние до опор А и В, $\delta_y^A = \delta_y^B \approx 1 \dots 5$ мм – деформации в опорах А и В в направлении оси Y .

Контроль за остаточной неуравновешенностью осуществляется при

$$\Delta M = M_{тр} + \frac{P}{2q} \varepsilon^{max} r^2,$$

где ΔM – остаточная неуравновешенность вызванная наличием дисбаланса, $M_{тр}$ – момент от сил трения в подшипниках на валу ротора установленного на испытательном стенде, P – сила веса ротора, q – ускорение свободного падения, ε^{max} – максимальное угловое ускорение, r – радиус ротора.

Сущность предлагаемого способа статической и динамической балансировки поясняется чертежами, где на рис.1 представлена схема неуравновешенного цилиндра статически и динамически. Центр масс цилиндра расположен в точке С, отстоящей на расстоянии l_{oc} от центра 0 неподвижной системы координат. Динамическая неуравновешенность представлена несовпадением оси вращения z с осью материальной (геометрической) симметрии ζ_C . Таким образом, имеем неподвижную систему координат $OXYZ$ и подвижную $C\xi\eta\zeta$ вращающуюся вокруг оси Z . Статическое уравнивание будет при $l_{oc} = 0$, динамическое уравнивание – при $\beta = 0$, т.е. при этом системы координат $OXYZ$ и $C\xi\eta\zeta$ совпадают.

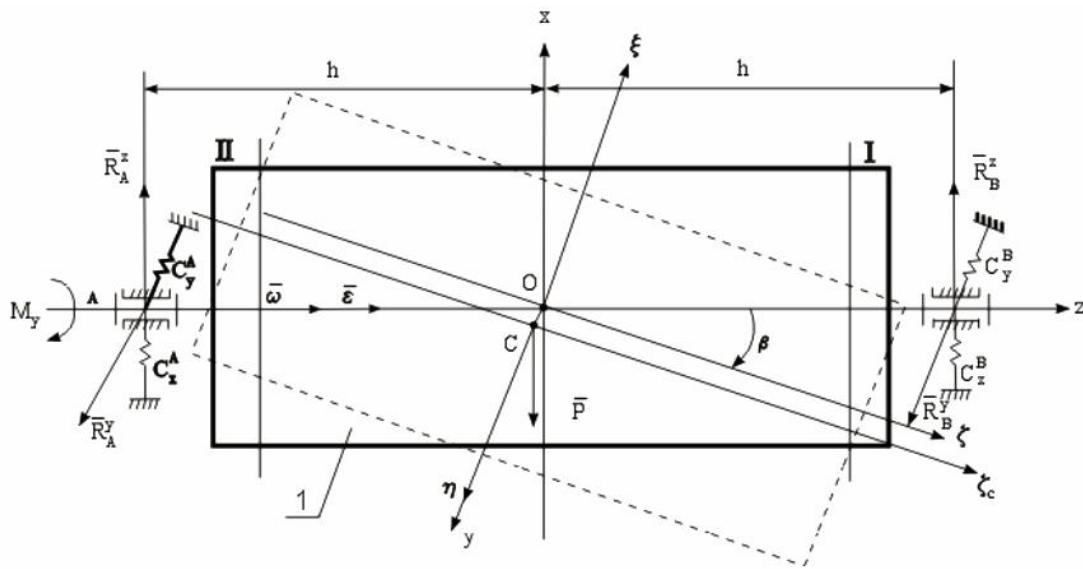


Рис.1. Схема неуровненного цилиндра

Рис. 2 – Схема реализации устранения статической и динамической неуровненности путем удаления (подшлифовка) вращающимися абразивными кругами 2 и 3. Рис. 3 – Схема, поясняющая зависимость реакций при динамической неуровненности $R_x^A = P_{ст} + P_\delta$ и $R_x^B = P_{ст} - P_\delta$, где $P_{ст}$ – реакция от силы веса, $P_\delta = C_x^A \cdot \delta_x^A$ и $P_\delta = -C_x^B \cdot \delta_x^B$

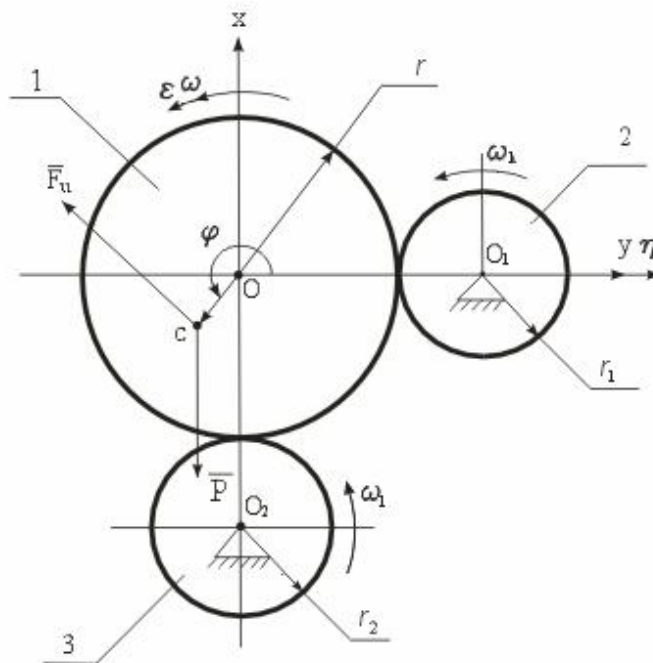
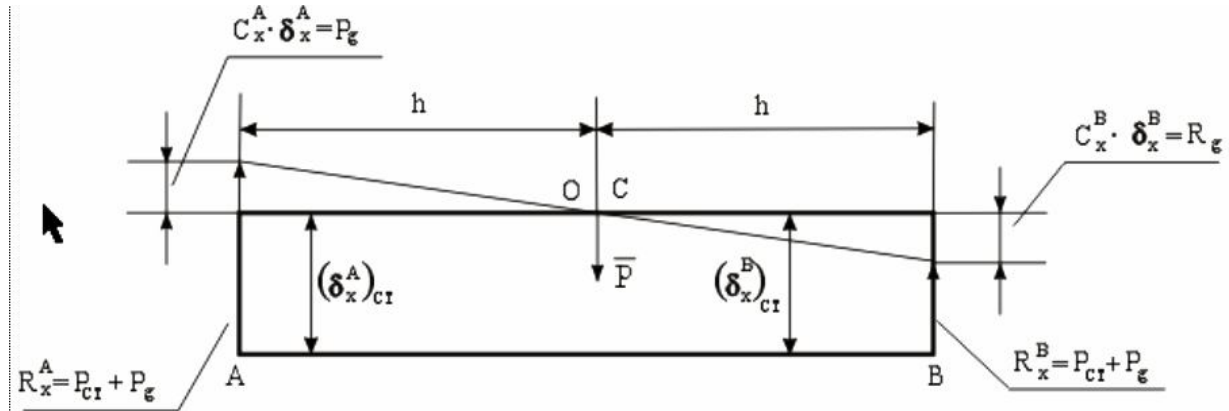


Рис. 2. Схема устранения статической и динамической неуровненности

При $\ell_{oc} = 0$ и $\beta = 0$ координатная плоскость XOZ совмещена с плоскостью материальной симметрии цилиндра, т.е. ось Y перпендикулярна плоскости материальной симметрии и является главной осью инерции цилиндра в точке пересечения с этой

плоскостью (в точке 0). Поэтому центробежные моменты инерции относительно осей,



одной из которых является главная ось инерции, равны нулю (3)

Рис. 3. Схема зависимости реакций в опорах при динамической неуровновешенности

$$J_{xy} = J_{yz} = 0, \quad (3)$$

В соответствии с [3] при $\ell_{oc} \neq 0$ имеем

$$J_{xz} = (J_{\zeta} - J_{\xi}) \frac{\sin 2\beta}{2};$$

$$J_{\zeta} = \frac{Pr^2}{2g} + \frac{P}{g} \ell_{oc}^2;$$

$$J_{\xi} = \frac{P}{g} \left(\frac{r^2}{4} + \frac{h^2}{3} \right).$$

Решение этих уравнений дает (4)

$$J_{xz} = \frac{P}{2g} \left(\frac{r^2}{4} + \ell_{oc}^2 - \frac{h^2}{3} \right) \sin 2\beta, \quad (4)$$

Реакции в опорах А и В (см. рис. 3, 4, 5) определяется из уравнений

$$\bar{R}_A + \bar{R}_B + \bar{P} + \bar{F}_u = 0, \quad (5)$$

$$\bar{M}_o + (\bar{\ell}_{oA} \times \bar{R}_A) + (\bar{\ell}_{oc} \times \bar{P}) + (\bar{\ell}_{oB} \times \bar{R}_B) + \bar{M}_u = 0, \quad (6)$$

где $\bar{F}_u = -\frac{P}{g} \bar{W}_c$ – сила инерции; \bar{W}_c – ускорение точки С (центра масс); \bar{M}_u –

вектор момента сил инерции. По аналогии с [3] стр. 735 §116 для нашего случая (рис.3) имеем следующие уравнения проекций \bar{F}_u и \bar{M}_u на оси XYZ:

$$\left. \begin{aligned} F_u^x &= \frac{P}{g} (y_c \varepsilon + \omega^2 x_c) \\ F_u^y &= \frac{P}{g} (\omega^2 y_c - \varepsilon x_c) \\ F_u^z &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

$$\left. \begin{aligned} M_u^x &= J_{xz} \varepsilon - J_{yz} \omega^2 \\ M_u^y &= J_{yz} \varepsilon + J_{xz} \omega^2 \\ M_u^z &= -J_z \varepsilon \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Уравнения (5) и (6) в проекциях на оси XYZ с учетом уравнений (7) (8) и того, что $J_{yz} = 0$ примут вид [4]:

$$\left. \begin{aligned} R_A^x + R_B^x - P + \frac{P}{g} (y_c \varepsilon + \omega^2 x_c) &= 0 \\ R_A^y + R_B^y + \frac{P}{g} (\omega^2 y_c - \varepsilon x_c) &= 0 \\ hR_A^y - hR_B^y + J_{xz} \varepsilon &= 0 \\ hR_B^x - hR_A^x + Pz_c + J_{xz} \omega^2 &= 0 \\ M_\partial - M_{mp} - J_z \varepsilon + Py_c &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

В уравнениях (9) координаты центра масс определяются соотношениями (см. рис. 3).

$$\left. \begin{aligned} x_c &= -\ell_{oc} \cos \beta \\ y_c &= \ell_{oc} \cos \varphi \\ z_c &= -\ell_{oc} \sin \beta \end{aligned} \right\} \begin{aligned} \varphi &= \omega t \quad \text{при} \quad \varepsilon = 0 \\ \varphi &= \varphi_0 + \omega t + \frac{\varepsilon t^2}{2} \quad \text{при} \quad \varepsilon \neq 0 \end{aligned} \quad (10)$$

$M_{тр}$ – момент сил трения в опорах А и В;

$$J_z = \frac{P}{2g} r^2, \quad (11)$$

Из уравнений (9) с учетом (10) и (11) после преобразований получим следующие выражения для определения динамических реакций:

$$R_A^x = \frac{P}{2} - \frac{P}{2h} \lambda_{oc} \sin \beta + \left(\frac{J_{xz}}{2h} + \frac{P}{2g} \lambda_{oc} \cos \beta \right) \omega^2 - \frac{P\varepsilon}{2g} \lambda_{oc} \cos \varphi, \quad (12)$$

$$R_A^y = - \left(\frac{J_{xz}}{2h} + \frac{P}{2g} \ell_{oc} \cos \beta \right) \varepsilon - \frac{P\omega^2}{2g} \ell_{oc} \cos \varphi, \quad (13)$$

$$R_B^x = \frac{P}{2} + \frac{P}{2h} \ell_{oc} \sin \beta - \left(\frac{P}{2g} \cdot \ell_{oc} \cos \beta + \frac{J_{xz}}{2h} \right) \omega^2 - \frac{P\varepsilon}{2g} \ell_{oc} \cos \varphi, \quad (14)$$

$$R_B^y = \left(\frac{J_{xz}}{2h} - \frac{P}{2g} \ell_{oc} \cos \beta \right) \varepsilon - \frac{P\omega^2}{2g} \ell_{oc} \cos \varphi, \quad (15)$$

$$M_\delta = M_{mp} + \frac{P}{2g} \varepsilon r^2 + P \ell_{oc} \cos \varphi, \quad (16)$$

При $\ell_{oc} \neq 0$; $\varepsilon = 0$ уравнения (12) ... (16) принимают вид

$$R_A^x = \frac{P}{2} - \frac{P}{2h} \ell_{oc} \sin \beta + \left(\frac{J_{xz}}{2h} + \frac{P}{2g} \ell_{oc} \cos \beta \right) \omega^2, \quad (17)$$

$$R_A^y = -\frac{P\omega^2}{2g} \ell_{oc} \cos \varphi, \quad (18)$$

$$R_B^x = \frac{P}{2} + \frac{P}{2h} \ell_{oc} \sin \beta - \left(\frac{P}{2g} \ell_{oc} \cos \beta + \frac{J_{xz}}{2h} \right) \omega^2, \quad (19)$$

$$R_B^y = -\frac{P\omega^2}{2g} \ell_{oc} \cos \varphi, \quad (20)$$

$$M_\delta = M_{mp} + P \ell_{oc} \cos \varphi, \quad (21)$$

При отсутствии статической неуравновешенности ($\ell_{oc} = 0$ и $\varepsilon \neq 0$) уравнения (12)...(16) принимают вид:

$$R_A^x = \frac{P}{2} + \frac{J_{xz}}{2h} \omega^2, \quad (22)$$

$$R_A^y = -\frac{J_{xz}}{2h} \varepsilon, \quad (23)$$

$$R_B^x = \frac{P}{2} - \frac{J_{xz}}{2h} \omega^2, \quad (24)$$

$$R_B^y = \frac{J_{xz}}{2h} \varepsilon, \quad (25)$$

$$M_\delta = M_{mp} + \frac{P}{2g} \varepsilon r^2, \quad (26)$$

При $\varepsilon = 0$ и $\ell_{oc} = 0$ уравнения (12) ... (16) принимают вид:

$$R_A^x = \frac{P}{2} + \frac{J_{xz}}{2h} \omega^2, \quad (27)$$

$$R_A^y = R_B^y = 0, \quad (28)$$

$$R_B^x = \frac{P}{2} - \frac{J_{xz}}{2h} \omega^2, \quad (29)$$

$$M_\partial = M_{mp}, \quad (30)$$

Анализ уравнений (12) ... (30) указывает на возможность осуществления автоматического устранения статической и динамической неуравновешенности, если обеспечить удаление масс в определенных точках ротора с осями координат OXYZ. Из уравнений (17)... (20) и (22) ... (25), а также уравнений (27) ... (29) видна природа статической неуравновешенности, заключающаяся в статической ($\ell_{oc} \neq 0$) и динамической ($J_{xz} \neq 0$). При этом та и другая проявляются в виде изменения от нуля до максимума значений реакций R_A^x и R_B^x , R_A^y и R_B^y . Поэтому, если обеспечить упругое перемещение ротора в направлении этих реакций и удаление масс в плоскостях коррекции, то цель автоматической балансировки легко может быть реализована схемой представлений на рис.2. Касания, например, вращающихся шлифовальных кругов 2 и 3 ротора 1 в точках с координатами $X_{kz} = -r$ и $Y_{kz} = r$ обеспечить при смещении в этих направлениях удаление необходимой массы ротора в одной плоскости коррекции I и II (см. рис.1). Для этого ротор размещают в двух опорах с возможностью перемещения в направлениях осей X и Y, при этом жесткости в опорах A и B, C_x^A и C_x^B выбирают из соображений равенства деформаций $(\delta_x^A)_{ст}$ и $(\delta_x^B)_{ст}$ от силы веса P ротора (см. рис.3). При этом жесткости в вертикальной плоскости выбирают из условия, чтобы

$$C_x^A = C_x^B = \frac{P}{2\delta_x^A} = \frac{P}{2\delta_x^B}$$

Как видно из уравнений (17)...(20) и (22)...(25) динамическая неуравновешенность $J_{xz} \neq 0$ может быть устранена при $\varepsilon \neq 0$, определяемая реакциями R_A^y и R_B^y , уравнения (23) и (25). При этом жесткости в горизонтальной плоскости выбирают из условия, чтобы

$$C_y^A = C_y^B = \frac{J_{xz}}{2h} \cdot \frac{\varepsilon^{max}}{\delta_y^A} = \frac{J_{xz}}{2h} \cdot \frac{\varepsilon^{max}}{\delta_y^B}$$

Статическая же неуравновешенность $\ell_{oc} \neq 0$ может быть устранена при перемещении ротора в этих же направлениях, но при $\varepsilon = 0$, см. уравнения (18), (20). При этом уравнения (16), (21), (26) указывают на возможность контроля остаточного дисбаланса.

Список литературы: 1. М.Е. Левит, В.М. Рыженков. Балансировка деталей и узлов. М., Машиностроение, 1986, 69-91с. 2. А.С. №2163008 G 01 М 1/00 Б.И. №4, 2001 г. // Способ балансировки роторов. А.С.Черничкин, А.А.Черничкин. 3.Сахарный Н.Ф. Курс теоретической механики. –М.: Высшая школа, 1964., - 547-658, 742-744 с. 4.Филонов И.П., Анципорович П.П., Акулич В.К. Теория механизмов, машин и манипуляторов. –Мн.: "Дизайн ПРО", 1998, 370-390с.

Сдано в редакцию 19.05.05
Рекомендовано д.т.н., проф. Семенченко А.К.