

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

Յ. Վ. ԿՏԵՎՈՍՅԱՆ, Ն. Խ. ԱԿՕՅԱՆ, Ա. Ե. ՏԱՐԿԻՍՅԱՆ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СМЕЩЕНИЯ ГЛАВНОЙ ЦЕНТРАЛЬНОЙ ОСИ
 ИНЕРЦИИ ПРИ БАЛАНСИРОВКЕ ЦЕНТРИРОВАНИЕМ

В НПО «Армстанок» разработан способ балансировки жестких роторов центрированием, заключающийся в том, что измеряют колебания опор ротора под действием сил дисбаланса в двух плоскостях, затем прикладывают к вращающемуся ротору механические колебания, чтобы амплитуды и фазы колебаний опор были такими же, как при измерении, одновременно обрабатываются центровые отверстия, а главная центральная ось инерции ротора (ГЦОИ) остается при этом принудительно неподвижной [1]. После этого осуществляется обработка цапф на новых центровых отверстиях.

Поскольку ротор жесткий, балансировка производится на технологической частоте вращения на его цапфах. Производительность при данном способе балансировки составляет 100—110 деталей в час при кратности снижения начального дисбаланса $\frac{D_{\text{исп.}}}{D_{\text{исп.}}} = 10—15$. Таким образом, точность балансировки при данном способе определяется величиной начального дисбаланса. Для роторов турбокомпрессоров с начальными дисбалансами 20 гсм точность балансировки составляет 1,5—2 гсм.

Кратность снижения начального дисбаланса, определяющая точность балансировки, зависит от точности измерения колебаний опор ротора под действием сил дисбаланса.

Известно, что комплексные амплитуды колебаний опор балансируемого ротора с двумя подвижными опорами (рис. 1) определяются следующими выражениями [2]:

$$\bar{A} = \frac{\bar{D}_1}{m} \left(\frac{l_1 h_1}{\rho_s^2} + 1 \right) - \frac{\bar{D}_2}{m} \left(\frac{l_2 h_2}{\rho_s^2} - 1 \right); \quad (1)$$

$$\bar{B} = -\frac{\bar{D}_1}{m} \left(\frac{l_2 h_1}{\rho_s^2} - 1 \right) + \frac{\bar{D}_2}{m} \left(\frac{l_2 h_2}{\rho_s^2} + 1 \right), \quad (2)$$

где \bar{D}_1 , \bar{D}_2 — векторы дисбалансов в плоскостях коррекции ротора в и II; m — масса, равная сумме масс ротора m_r и колеблющейся си-

стемы m ; h_1 , h_2 и l_1 , l_2 — расстояния центра масс от соответствующих плоскостей коррекции и измерения; $r_y = \sqrt{\frac{I_y}{m}}$ — радиус инерции ротора с колеблющейся системой.

Обозначив

$$\begin{aligned} \frac{1}{m} \left(\frac{L_1 h_1}{r_y^2} + 1 \right) &= a_{11}, \\ -\frac{1}{m} \left(\frac{L_2 h_1}{r_y^2} - 1 \right) &= a_{21}, \\ -\frac{1}{m} \left(\frac{L_1 h_2}{r_y^2} - 1 \right) &= a_{12}, \\ \frac{1}{m} \left(\frac{L_2 h_2}{r_y^2} + 1 \right) &= a_{22}. \end{aligned}$$

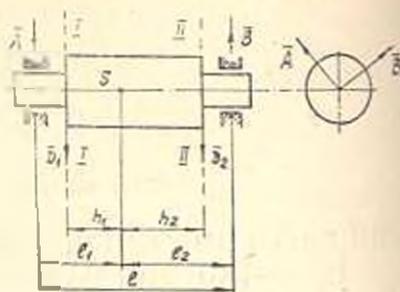


Рис. 1. Расчетная схема балансируемого ротора на подвижных опорах.

выражения (1), (2) можно представить в следующей форме:

$$\bar{A} = a_{11} \bar{D}_1 + a_{12} \bar{D}_2; \quad \bar{B} = a_{21} \bar{D}_1 + a_{22} \bar{D}_2,$$

где a_{ij} — коэффициент передачи от плоскости коррекции j к плоскости измерения i .

При традиционных способах автоматической балансировки, когда балансировка осуществляется путем нанесения или удаления корректирующих масс, с целью определения дисбалансов \bar{D}_1 и \bar{D}_2 , осуществляется разделение плоскостей коррекции, или с помощью цепи разделения плоскостей коррекции (ЦРПК) образуются такие линейные комбинации сигналов \bar{A} и \bar{B} , каждая из которых зависит от дисбаланса только одной из плоскостей коррекции

$$\bar{y}_1 = \bar{A} + \psi_1 \bar{B} = a_1 \bar{D}_1, \quad \bar{y}_2 = \bar{B} + \psi_2 \bar{A} = a_2 \bar{D}_2,$$

где

$$\psi_1 = -\frac{a_{11}}{a_{22}}; \quad \psi_2 = -\frac{a_{21}}{a_{12}}; \quad a_1 = a_{11} - \frac{a_{21} a_{12}}{a_{22}}; \quad a_2 = a_{22} - \frac{a_{21} a_{12}}{a_{11}}.$$

В отличие от традиционных методов при автоматической балансировке центрированием осуществляется совмещение ГЦОИ с осью вращения путем смещения центровых отверстий с оси вращения на ГЦОИ ротора и дальнейшей обработки базовых поверхностей ротора вокруг вновь образованных центровых отверстий. При этом нет необходимости определять дисбалансы \bar{D}_1 и \bar{D}_2 .

Учитывая, что $\bar{D}_1 + \bar{D}_2 = \bar{D}_c$ — главный вектор дисбалансов ротора, $\bar{D}_1 h_1 - \bar{D}_2 h_2 = \bar{M}_c$ — главный момент дисбалансов ротора, выражения (1), (2) можно представить в следующем виде

$$\bar{A} = \frac{\bar{D}_{cr}}{m} + \frac{l_1}{m\rho_{s1}^2} \bar{M}_D = k_{cr} \bar{D}_{cr} + k_{s1} \bar{M}_D; \quad (3)$$

$$\bar{B} = \frac{\bar{D}_{cr}}{m} - \frac{l_2}{m\rho_{s2}^2} \bar{M}_D = k_{c1} \bar{D}_{cr} + k_{s2} \bar{M}_D, \quad (4)$$

где

$$k_{cr} = \frac{1}{m}; \quad k_{s1} = \frac{l_1}{m\rho_{s1}^2}; \quad k_{s2} = \frac{l_2}{m\rho_{s2}^2}.$$

Из (3) и (4) получим выражения главного вектора и главного момента в зависимости от колебаний опор

$$\bar{D}_{cr} = \frac{\bar{A}k_{s2} - \bar{B}k_{s1}}{k_{cr}(k_{s2} - k_{s1})}, \quad \bar{M}_D = \frac{\bar{A} - \bar{B}}{k_{s1} - k_{s2}},$$

которые можно привести к следующему виду:

$$\bar{D}_{cr} = m \frac{\bar{A}l_2 + \bar{B}l_1}{l}; \quad \bar{M}_D = \frac{m\rho_{s1}^2}{l} (\bar{A} - \bar{B}),$$

где $l = l_1 + l_2$.

Если центр масс свободного ротора совпадает с центром масс системы ротор-колеблющаяся система, то \bar{D}_{cr} и \bar{M}_D для свободного ротора и для системы ротор — колеблющаяся система будут одинаковыми, и колебания свободного ротора можно определить следующим образом:

$$\bar{A}' = k'_{cr} \bar{D}_{cr} + k'_{s1} \bar{M}_D; \quad \bar{B} = k_{c1} \bar{D}_{cr} + k_{s2} \bar{M}_D,$$

где $k'_{cr} = \frac{1}{m_p}$, $k'_{s1} = \frac{l_1}{m_p \rho_{s1}^2}$, $k'_{s2} = -\frac{l_2}{m_p \rho_{s1}^2}$ — коэффициенты передачи свободного ротора; $\rho_{s1} = \sqrt{\frac{I}{m_p}}$ — радиус инерции свободного ротора.

Поскольку для симметричных роторов конструкторскими мерами несложно обеспечить совмещение центра масс системы ротор-колеблющаяся система с центром масс свободного ротора, то для симметричных роторов можно предложить следующую схему определения свободных колебаний (рис. 2а).

Однако при балансировке центрированием консольных роторов выполнение условия совмещения центра масс системы ротор-колеблющаяся система с центром масс свободного ротора трудно реализовать, поэтому в данном случае следует воспользоваться традиционной цепью разделения плоскостей коррекции (ЦРПК), дополнив ее элементами, реализующими выражения колебаний свободного ротора:

$$\bar{A}_{cr} = a'_{11} \bar{D}_1 + a'_{12} \bar{D}_2; \quad \bar{B}_{cr} = a_{21} \bar{D}_2 + a_{22} \bar{D}_1,$$

где a'_{ij} — коэффициент передачи от плоскости коррекции j к плоскости измерения i для свободного ротора.

Таким образом, структурная схема измерения свободных колебаний консольного ротора будет иметь вид, представленный на рис. 2б.

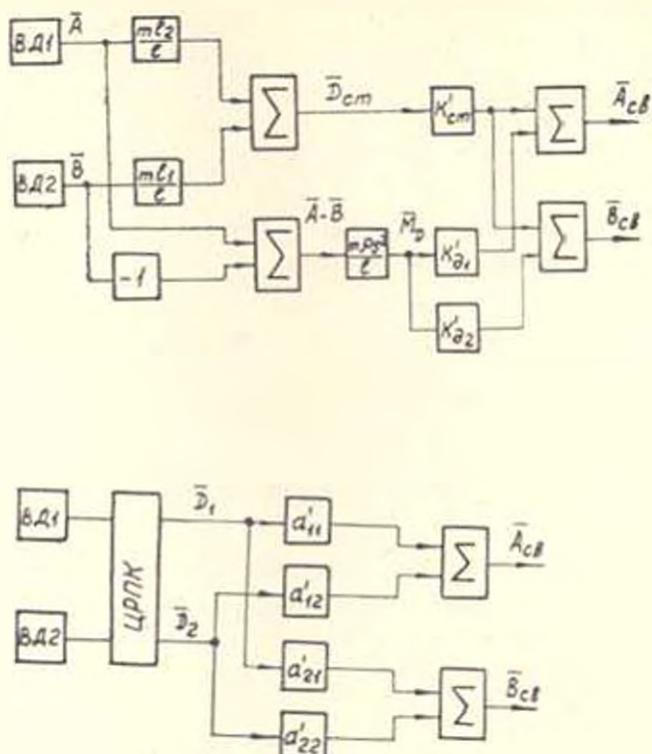


Рис. 2: Схема расчета свободных колебания ротора: а) симметричного, б) консольного.

Эксперименты показали, что при использовании структурных схем рис. 2а, б. точность балансировки центрированием увеличивается на 20—25%.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. с. 1060958 (СССР). Способ балансировки роторов /И. Х. Аюбян, Л. Э. Варталян, А. Е. Саркисян.— Опубл. в Б. И., 1983, № 46
2. Основы балансировочной техники /Под ред. В. А. Шелетильникова. М.:— Машиностроение, т. 1, 1975. — 528 с.