

ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(12)

РЕСПУБЛИКА БЕЛАРУСЬ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ ЦЕНТР
ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ
СОБСТВЕННОСТИ

(19) ВУ (11) 8346

(13) С1

(46) 2006.08.30

(51)⁷ G 01M 1/00, 1/32

(54)

СПОСОБ БАЛАНСИРОВКИ РОТОРА

(21) Номер заявки: а 20030590

(22) 2003.06.12

(43) 2004.12.30

(71) Заявитель: Белорусский национальный технический университет (ВУ)

(72) Авторы: Филонов Игорь Павлович; Кривомаз Михаил Михайлович; Курч Леонид Витальевич; Политов Иван Анатольевич (ВУ)

(73) Патентообладатель: Белорусский национальный технический университет (ВУ)

(56) RU 2163008 С2, 2001.

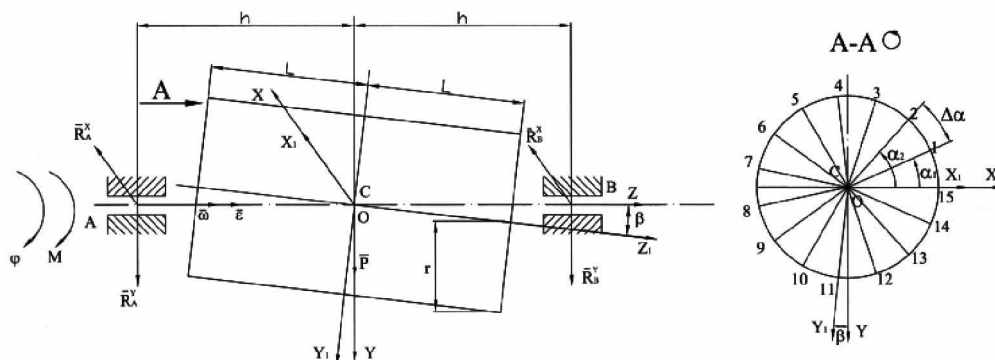
RU 2185609 С2, 2002.

SU 1013784 А, 1983.

JP 57083746 А, 1982.

(57)

Способ балансировки ротора, заключающийся в том, что измеряют дисбалансы, определяют параметры корректирующих воздействий для каждой плоскости коррекции, отвечающих условию требуемой остаточной неуравновешенности путем моделирования ожидаемых последствий корректирующих воздействий и производят корректировку масс, отличающийся тем, что параметры корректирующих воздействий определяют, связывая неподвижную систему координат с опорами ротора, а подвижную систему координат, фиксированную относительно неподвижной системы координат, с ротором, причем начала систем координат выбирают совпадающими с центром масс ротора, вращают ротор с угловой скоростью, изменяющейся по заданному закону, определяют теоретические значения динамических реакций в опорах ротора, моделируя динамическую неуравновешенность, определяют экспериментальные значения динамических реакций в опорах ротора, по полученным теоретическим и экспериментальным значениям динамических реакций опор определяют величину угла между осью вращения ротора и его осью материальной симметрии и рассчитывают величины корректирующих масс с учетом экспериментально определенных динамических реакций и теоретических их значений, рассчитывают координаты установки корректирующих масс, устанавливают рассчитанные корректирующие массы на торцах ротора в соответствующих координатах, проводят повторный пуск ротора



Фиг. 1

ВУ 8346 С1 2006.08.30

с повторением установленной кинематики, определяют экспериментальные значения динамических реакций в опорах ротора, сравнивают их с первоначальными значениями для оценки остаточного дисбаланса, причем в случае недопустимого остаточного дисбаланса дополнительно определяют параметры корректирующих воздействий, отвечающих условию требуемой остаточной неуравновешенности.

Изобретение относится к области машино- и приборостроения и может быть использовано в технологических процессах балансировки роторов и в балансировочном оборудовании.

Известен способ балансировки роторов [1], при котором измеряют величины и углы начальных дисбалансов в каждой плоскости коррекции, определяют значения корректирующих масс и проводят корректировку массы ротора. В случае превышения допустимых значений остаточных дисбалансов цикл повторяют. При этом проводят расчет параметров корректирующих воздействий из условия компенсации дисбалансов отдельно в каждой плоскости коррекции и обеспечивают приложение корректирующих воздействий с учетом направления измеренных дисбалансов.

Недостатком существующего способа является низкая производительность и недостаточная точность (сохранение больших остаточных дисбалансов).

Известен способ балансировки роторов [2] - прототип, заключающийся в том, что измеряют дисбалансы, определяют параметры корректирующих воздействий для каждой плоскости коррекции и производят корректировку масс, при этом параметры корректирующих воздействий, отвечающих условию равенства нулю остаточных дисбалансов в номинальных плоскостях коррекции, определяют с учетом смещений центров корректирующих масс от номинальных радиусов и плоскостей коррекции ротора через процедуру моделирования ожидаемых последствий корректирующих воздействий, причем итерационным расчетом сначала для статической балансировки добиваются последовательно в каждой номинальной плоскости коррекции приведения к нулю ожидаемых остаточных дисбалансов, суммируя их с текущими дисбалансами в соответствующей плоскости коррекции, а затем для моментной балансировки добиваются для ротора в целом приведения к нулю ожидаемых равных по модулю и противоположных остаточных дисбалансов в каждой номинальной плоскости коррекции, после чего производят корректировку масс ротора.

Недостатком данного способа балансировки ротора является несовершенство алгоритма моделирования процедуры поиска корректирующих масс и их расположения в плоскостях коррекции. Предлагаемая процедура имитационного моделирования не в полной мере устраняет методическую погрешность балансировочного цикла. Предполагаемые расчетные формулы не учитывают влияния закона изменения угловой скорости, при котором проявляются динамические реакции в опорах, связанные с несовпадением оси вращения с осью материальной симметрии.

Задача решаемая изобретением - повышение точности балансировочного цикла и производительности за счет проведения численных многовариантных исследований с использованием ЭВМ по предлагаемому алгоритму.

Поставленная задача достигается тем, что в способе балансировки ротора, заключающемся в том, что измеряют дисбалансы, определяют параметры корректирующих воздействий для каждой плоскости коррекции, отвечающих условию требуемой остаточной неуравновешенности путем моделирования ожидаемых последствий корректирующих воздействий и производят корректировку масс, параметры корректирующих воздействий определяют, связывая неподвижную систему координат с опорами ротора, а подвижную систему координат, фиксированную относительно неподвижной системы координат, с ротором, причем начала систем координат выбирают совпадающими с центром масс ротора, вращают ротор с угловой скоростью, изменяющейся по заданному закону, определяют

теоретические значения динамических реакций в опорах ротора, моделируя динамическую неуравновешенность, определяют экспериментальные значения динамических реакций в опорах ротора, по полученным теоретическим и экспериментальным значениям динамических реакций опор определяют величину угла между осью вращения ротора и его осью материальной симметрии и рассчитывают величины корректирующих масс с учетом экспериментально определенных динамических реакций и теоретических их значений, рассчитывают координаты установки корректирующих масс, устанавливая рассчитанные корректирующие массы на торцах ротора в соответствующих координатах, проводят повторный пуск ротора с повторением установленной кинематики, определяют экспериментальные значения динамических реакций в опорах ротора, сравнивают их с первоначальными значениями для оценки остаточного дисбаланса, причем в случае недопустимого остаточного дисбаланса дополнительно определяют параметры корректирующих воздействий, отвечающих условию требуемой остаточной неуравновешенности.

Сущность предлагаемого способа поясняется чертежами, где на фиг. 1 - изображена схема, поясняющая методику определения динамических реакций, на фиг. 2а - изображено изменение скорости вращения ω от угла φ поворота ротора, на фиг. 2б - показано изменение аналога скорости ω' от угла φ , на фиг. 2в - изменение ускорения ε от угла φ , на фиг. 2г - показана зависимость изменения угла φ поворота ротора от времени t при заданной кинематике ротора, на фиг. 3 - поясняется схема корректировки масс ротора путем добавления соответствующих корректирующих масс в соответствии с расчетной схемой (фиг. 1).

Предлагаемый алгоритм динамической балансировки ротора следующий:

1. Выбирают две системы координат: неподвижную $OXYZ$ и подвижную $O_1X_1Y_1Z_1$, связанную с уравниваемым звеном (ротором) (фиг. 1). В данном случае оба начала систем координат совпадают с центром масс цилиндра, т.е. он статически уравновешен. На торце ротора наносят деления на равном угловом расстоянии. Для этого выбирают положение оси X_1 и, начиная от нее, окружность разбивают на равные углы $\Delta\alpha = \alpha_{i+1} - \alpha_i$. Например $\Delta\alpha = 2\pi/15 = 360^\circ/15 = 24^\circ$ (фиг. 1).

2. Устанавливают ротор радиуса r и длиной $2L$ на опоры A и B отстоящие друг от друга на расстоянии $2h$. Считаем при этом, что оси X и X_1 совпадают.

3. Ротор вращают с переменной угловой скоростью, изменяя ее от нуля до ω_{\max} по закону $\omega = \omega' \cdot \varphi$, где $\omega' = d\omega/d\varphi \approx \Delta\omega/\Delta\varphi$. В нашем примере $\omega' = \text{const} = \omega_{\max}/2\pi N_p$. Это тангенс угла наклона функции ω к оси угла поворота φ . В данном случае $\omega = f(\varphi)$, но не от времени как принято $\omega = f(t)$. При этом начальное значение $\omega_{\text{нач}} = 0$ должно совпадать с началом отсчета α_i от нулевого значения φ , т.е. от оси $X_1(X)$. Разгон осуществляют до угла φ_p , соответствующего некоторому количеству оборотов N_p , затрачиваемых на разгон, т.е. $\varphi_p = 2\pi N_p$. Затем ротор вращают с постоянной скоростью, также задавая некоторое количество оборотов ротора $N_{\varepsilon=0}$ с нулевым ускорением ε , т.е. $\varphi_{\omega=\text{const}} = 2\pi \cdot N_{\varepsilon=0}$ и, наконец, вращают ротор с замедлением по такому же закону, определяя угловой путь на торможение как $\varphi_t = 2\pi \cdot N_t$, где N_t - количество оборотов ротора, необходимое для изменения соотношения ω_{\max} до нуля. Таким образом, в каждом фиксированном значении φ_i - угла поворота ротора мы можем найти значение ω_i в фиксированном угловом положении ротора в соответствии с выполненной ранее разбивкой на $\Delta\alpha$, так что $\omega = \omega' \cdot \alpha_i$. Подобным образом найдем в каждом фиксированном значении φ_i и ускорение, также привязанное к значению α_i , т.е. $\varepsilon_i = \frac{d\omega}{dt} \cdot \frac{d\varphi}{d\alpha} = \omega_i \cdot \omega'$. Другими словами, если шаг $\Delta\alpha$ (дискрета) будет ра-

вен шагу $\Delta\varphi$ (дискрете) угла поворота ротора, то $\omega' = d\omega/d\varphi \approx \Delta\omega/\Delta\varphi$ с привязкой к конкретному значению угла поворота ротора φ_i и конкретному α_i с периодичностью 2π . Переход от функции $\omega = f(\varphi)$ к $\varepsilon = f(\varphi)$ показан на фиг. 2а, 2б и 2в. Зависимость времени t от угла φ поворота ротора приведена на фиг. 2г. При принятом шаге $\Delta\varphi$ время одного оборота на этапе разгона определяется из соотношения:

$$t_{2\pi} = \sum_{i=1}^{15} (\Delta t)_i.$$

Тогда время экспериментального исследования T_{Σ} будет определяться суммой времени T_r разгона, времени $T_{\varepsilon=0}$ вращения с постоянной скоростью и временем T_t торможения, т.е. $T_{\Sigma} = T_r + T_{\varepsilon=0} + T_t$. Такое представление является обязательным для идентификации силовых характеристик.

4. Экспериментально определяют и записывают значения реакций R_A^x, R_A^y и R_B^x, R_B^y в фиксированных значениях φ_i соответствующих α_i , например после каждого полного поворота на 2π на всем протяжении $N_r, N_{\varepsilon=0}, N_t$ или времени $T_r, T_{\varepsilon=0}, T_t$.

5. Определяют те же реакции теоретически также в фиксированных значениях φ_i соответствующих α_i . В соответствии с принципом Даламбера для схемы, представленной на фиг. 1 записывают равенство нулю главного вектора и главного момента сил. По аналогии с [3] с. 738 и 741 для нашего случая будем иметь следующие уравнения в проекциях на оси OXYZ в случае совпадения начала координат O и C (см. фиг. 1):

$$\left. \begin{aligned} R_A^x + R_B^x &= 0 \\ R_A^y + R_B^y - P &= 0 \\ R_A^y h - R_B^y h - \omega^2 J_{yz} + J_{xz} \varepsilon &= 0 \\ -R_A^x h + R_B^x h + \omega^2 J_{xz} + J_{yz} \varepsilon &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (1)$$

Здесь динамическая неуравновешенность моделируется несовпадением оси симметрии ротора Z_1 , с осью его вращения. Как видно из фиг. 1 эти оси не совпадают. Оси $Y_1 Z_1$ повернуты относительно оси $X(X_1)$ на угол β . Оси $OX_1 Y_1 Z_1$ являются главными центральными осями ротора, т.е. относительно их центробежные моменты инерции равны нулю. Если эти оси совпадают с осями системы координат OXYZ, то ротор будет уравновешен динамически. Поэтому задача сводится к нахождению угла β и перераспределению масс добавлением или удалением в соответствии с этим несовпадением. В уравнениях (1) центробежные моменты не равны нулю т.к. оси OXYZ не являются главными. Рассматривая расположение осей $OX_1 Y_1 Z_1$ и OXYZ как результат поворота системы $OX_1 Y_1 Z_1$ вокруг оси OX_1 на угол β после некоторых преобразований по аналогии с [3] с. 744 будем иметь

$$J_{xy} = 0; J_{zx} = 0; J_{yz} \neq 0. \quad (2)$$

С учетом выражений (2) уравнения (1) примут вид

$$\left. \begin{aligned} R_A^x + R_B^x &= 0 & (\text{а}) \\ R_A^y + R_B^y - P &= 0 & (\text{б}) \\ R_A^y h - R_B^y h - \omega^2 J_{yz} &= 0 & (\hat{\text{а}}) \\ -R_A^x h + R_B^x h + J_{yz} \varepsilon &= 0 & (\tilde{\text{а}}) \end{aligned} \right\}. \quad (3)$$

Решая совместно уравнения 3а и 3г, а также 3б и 3в получим:

$$\left. \begin{aligned} R_A^x &= J_{yz} \frac{\varepsilon}{2} & (\text{а}) \\ R_B^x &= -J_{yz} \frac{\varepsilon}{2} & (\text{б}) \\ R_A^y &= \frac{P}{2} \left(1 + \frac{J_{yz} \omega^2}{2hP} \right) & (\text{в}) \\ R_B^y &= \frac{P}{2} \left(1 - \frac{J_{yz} \omega^2}{2hP} \right) & (\text{г}) \end{aligned} \right\}. \quad (4)$$

ВУ 8346 С1 2006.08.30

Для случая вращения ротора с постоянной угловой скоростью $\omega = \text{const}$, т.е. $\varepsilon = 0$, уравнения (3) примут вид:

$$\left. \begin{aligned} R_A^x + R_B^x &= 0 & (\hat{a}) \\ R_A^y + R_B^y - P &= 0 & (\hat{a}) \\ R_A^y h - R_B^y h - \omega^2 J_{yz} &= 0 & (\hat{a}) \\ -R_A^x h + R_B^x h &= 0 & (\tilde{a}) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Решение уравнения (5) для случая $\omega = \text{const}$, т.е. $\varepsilon = 0$ дает:

$$\left. \begin{aligned} R_A^x = R_B^x &= 0 & (a) \\ R_A^y &= \frac{P}{2} \left(1 + \frac{J_{yz} \omega^2}{2hP} \right) & (б) \\ R_B^y &= \frac{P}{2} \left(1 - \frac{J_{yz} \omega^2}{2hP} \right) & (в) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Подставляя в уравнения (4) значение центробежного момента инерции $J_{yz} = \frac{P}{2g} \left(\frac{l^2}{3} - \frac{r^2}{4} \right) \cdot \sin 2\beta$ окончательно получим теоретическое значение реакций в опорах:

$$\left. \begin{aligned} (R_A^x)_O &= \frac{\varepsilon P}{4g} \left(\frac{l^2}{3} - \frac{r^2}{4} \right) \sin 2\beta & (a) \\ (R_B^x)_O &= -\frac{\varepsilon P}{4g} \left(\frac{l^2}{3} - \frac{r^2}{4} \right) \sin 2\beta & (\hat{a}) \\ (R_A^y)_O &= \frac{P}{2} \left[1 + \frac{\omega^2}{2hg} \left(\frac{l^2}{3} - \frac{r^2}{4} \right) \right] \sin 2\beta & (\hat{a}) \\ (R_B^y)_O &= \frac{P}{2} \left[1 - \frac{\omega^2}{2hg} \left(\frac{l^2}{3} - \frac{r^2}{4} \right) \right] \sin 2\beta & (\tilde{a}) \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

6. Определяют экспериментальные значения реакций $(R_A^x)_Э$, $(R_A^y)_Э$ и $(R_B^x)_Э$, $(R_B^y)_Э$ при вращении ротора с заданным законом изменения его угловой скорости в соответствии с фиг. 2 при фиксированных значениях $\Delta\phi_i$ в соответствии с разбивкой на $\Delta\alpha_i$. Для каждого из трех участков разгона, вращения с постоянной скоростью и торможения строят графики изменения этих реакций в функции ϕ_i и α_i .

7. Из уравнений (7) определяют значения углов β_A и β_B . С этой целью переписем уравнения (7) в виде:

$$\left. \begin{aligned} (R_A^x)_Э &= A \sin 2\beta_A & (a) \\ (R_B^x)_Э &= B \sin 2\beta_B & (б) \\ (R_A^y)_Э &= C \sin 2\beta_A & (в) \\ (R_B^y)_Э &= D \sin 2\beta_B & (г) \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Как видно из уравнений (7) и (8)

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{\varepsilon P}{4g} \left(\frac{l^2}{3} - \frac{r^2}{4} \right) & (a) \\ B &= -\frac{\varepsilon P}{4g} \left(\frac{l^2}{3} - \frac{r^2}{4} \right) & (á) \\ C &= \frac{P}{2} \left[1 + \frac{\omega^2}{2hg} \left(\frac{l^2}{3} - \frac{r^2}{4} \right) \right] & (\hat{a}) \\ D &= \frac{P}{2} \left[1 - \frac{\omega^2}{2hg} \left(\frac{l^2}{3} - \frac{r^2}{4} \right) \right] & (\tilde{a}) \end{aligned} \right\}. \quad (9)$$

Из уравнений (8) имеем:

$$\left. \begin{aligned} (R_A)_Y^2 &= (R_A^X)_Y^2 + (R_A^Y)_Y^2 \approx (A^2 + C^2) \sin^2 2\beta \\ (R_B)_Y^2 &= (R_B^X)_Y^2 + (R_B^Y)_Y^2 \approx (B^2 + D^2) \sin^2 2\beta \end{aligned} \right\}. \quad (10)$$

Из уравнений (10) с учетом экспериментальных значений $(R_A^X)_Э$, $(R_A^Y)_Э$ и $(R_B^X)_Э$, $(R_B^Y)_Э$ имеем:

$$\left. \begin{aligned} \beta_A &= 2 \arcsin^2 \frac{(R_A)_Э^2}{A^2 + C^2} \\ \beta_B &= 2 \arcsin^2 \frac{(R_B)_Э^2}{B^2 + D^2} \end{aligned} \right\}. \quad (11)$$

Таким образом значения углов β_A и β_B будут различными для каждого балансируемого ротора и отличными от угла β , определяемого теоретически из формул (7).

В уравнениях (10) в левой части имеем значение экспериментальное, в правой теоретическое. Знак равенства не будет соблюдаться из-за реальных условий, не учитываемых при теоретических расчетах (трение, жесткость, погрешности расположения опорных поверхностей и т.п.) Однако это может быть компенсировано численным поиском корректирующих масс и их углового расположения. Из фиг. 3 видно, что можно расположить корректирующие массы в двух плоскостях и обеспечить равенство нулю реакций R_A и R_B (или их приближение к минимальному отклонению от заданных).

8. Определяют расстояния r_A^K и r_B^K расположения корректирующих масс m_A и m_B на дисках длиной L_1 и L_2 , расположенных на роторе (см. фиг. 3):

$$\left. \begin{aligned} r_A^K &= (L + L_1) \operatorname{tg} \beta_A \\ r_B^K &= (L + L_1) \operatorname{tg} \beta_B \end{aligned} \right\}. \quad (12)$$

9. Соотношения между значениями динамических реакций R_A^K и R_B^K , величинами корректирующих масс m_A и m_B и выбранным законом изменения угловой скорости определяются по аналогии с [3] с. 736:

$$\left. \begin{aligned} R_A^K &= m_A (\omega^2 x_{m_A} + \varepsilon y_{m_A}) \\ R_B^K &= m_B (\omega^2 x_{m_B} - \varepsilon y_{m_B}) \end{aligned} \right\}, \quad (13)$$

x_{m_A} , y_{m_A} , x_{m_B} , y_{m_B} - координаты центров этих масс (см. фиг. 3).

10. Определяют координаты центров масс по следующим формулам с учетом соотношений (12):

ВУ 8346 С1 2006.08.30

$$\left. \begin{aligned} x_{m_A} &= r_A^K \cos \alpha = [(L + L_1) \operatorname{tg} \beta_A] \cos \alpha \\ y_{m_A} &= r_A^K \sin \alpha = [(L + L_1) \operatorname{tg} \beta_A] \sin \alpha \\ x_{m_B} &= r_B^K \cos \alpha = [(L + L_1) \operatorname{tg} \beta_B] \cos \alpha \\ y_{m_B} &= r_B^K \sin \alpha = [(L + L_1) \operatorname{tg} \beta_B] \sin \alpha \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

11. Определяют величины корректирующих масс используя уравнения (13):

$$\left. \begin{aligned} m_A^T &= \frac{R_A^K}{\omega^2 x_{m_A} + \epsilon y_{m_A}} \\ m_B^T &= \frac{R_B^K}{\omega^2 y_{m_B} + \epsilon x_{m_B}} \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Учитывая экспериментальные значения динамических реакций $(R_A)_\Delta$ и $(R_B)_\Delta$ (см. уравнения (10)), уравнения (15) дают:

$$\left. \begin{aligned} m_A^\Delta &\approx \frac{(R_A)_\Delta}{\omega^2 x_{m_A} + \epsilon y_{m_A}} \\ m_B^\Delta &\approx \frac{(R_B)_\Delta}{\omega^2 y_{m_B} + \epsilon x_{m_B}} \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

12. Решают уравнения (16) с использованием уравнений (14) перебирая значения α от 0 до 2π с шагом $\Delta\alpha_i$ (см. фиг. 1).

13. Определяют значение корректирующих масс m_A^T и m_B^T , m_A^Δ и m_B^Δ и углов их установки путем перебора, обеспечивающего поиск минимальной разницы их значений, обеспечивающих минимальное значение остаточных динамических реакций.

14. На торце уравниваемого ротора (фиг. 3) устанавливают диск с корректирующими массами и углами расположения, определенными в результате проведенных численных исследований.

15. Проводят повторный пуск ротора с повторением кинематики и с определением реакций и сравнивают их с первоначальными значениями.

16. Если их расхождение недопустимо большое, проводят дополнительные численные исследования по снижению реакций до допустимого уровня путем поиска дополнительной массы или ее расположения по отношению к оси вращения и углового положения.

Таким образом, предлагаемый способ обеспечивает:

1. Увеличение производительности, что достигается возможным одним пуском - остановкой станда (при грубой остаточной неуравновешенности).

2. Увеличение точности (снижение уровня остаточной неуравновешенности) за счет определения реакций в условиях непостоянной скорости.

3. Компьютерное сопровождение процесса балансировки, в процессе которого все искомые параметры рассчитываются с использованием счетных программ, разработанных по предлагаемому алгоритму, не прибегая к переводу электрических сигналов в двоичные и наоборот.

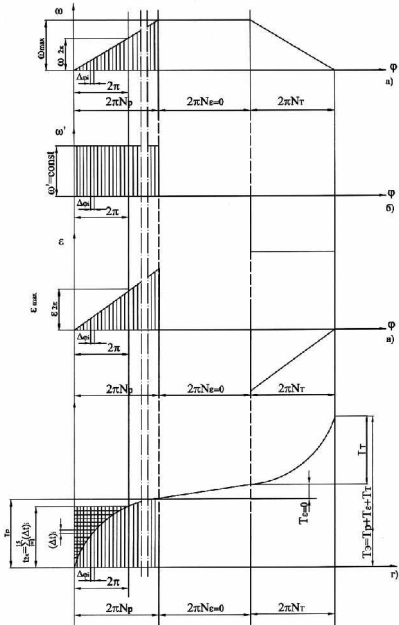
4. Устранение необходимости в квалифицированных наладчиках. Они заменяются инженером - программистом (пользователем программы) с допуском его к исходному коду программы с целью дальнейшего совершенствования многовариантных численных исследований и снижения их трудоемкости, а также обработки частных случаев, встречающихся на практике.

Предлагаемый способ, в отличие от известных, как бы разделяет технологию балансировки на два отдельных направления: экспериментальный и расчетный (теоретический) с их объединением, обеспечивающим численные многовариантные исследования, приводящие к поставленной цели.

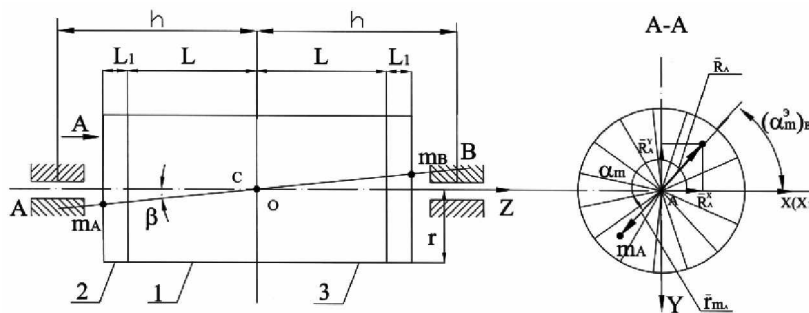
ВУ 8346 С1 2006.08.30

Источники информации:

1. Левит М.Е., Рыженков В.М. Балансировка деталей и узлов. - М.: Машиностроение, 1986. - С. 69-91.
2. А.с. СССР 2163008, МПК G 01M 1/00, 2001.
3. Сахарный Н.Ф. Курс теоретической механики. - М: Высшая школа, 1964. - С. 547-658, 742-744.
4. Филонов И.П., Анципорович П.П., Акулич В.К. Теория механизмов, машин и манипуляторов. - Мн.: Дизайн ПРО, 1998. - С. 370-390.



Фиг. 2



Фиг. 3