

УДК 621.7.09

С.М. БЕЛОБОРОДОВ¹², И.В. ШИБАНОВ¹³

¹ Пермский государственный технический университет, Россия

² ОАО НПО «Искра», Пермь, Россия

³ ОАО «Пермский моторный завод», Пермь, Россия

БАЛАНСИРОВКА РОТОРОВ КОМПРЕССОРОВ И ТУРБИН С НЕСОВПАДАЮЩИМИ РАБОЧИМИ И БАЛАНСИРОВОЧНЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

Приведен анализ причин возникновения дисбалансов роторов компрессоров и турбин авиационных газотурбинных двигателей и промышленных ГТУ. Дисбаланс, основной причиной которого является эксцентриситет балансировочной оси относительно оси вращения ротора, может превышать допустимые значения на порядки. Предложены методы балансировки, один из которых заключается в предварительном измерении биений вала в плоскостях коррекции относительно посадочных поверхностей под подшипники с последующей балансировкой с помощью снятия металла и установкой имитационных грузиков заданной массы, а другой основан на методе расчета взаимного эксцентриситета осей.

Ключевые слова: балансировка, дисбаланс, ротор, имитационный метод, турбина, уровень вибрации.

Введение

При испытаниях авиационных двигателей и газотурбинных установок с осевыми роторами турбокомпрессора часто наблюдается повышенный уровень вибрации опор, что влечет съем двигателя с испытаний и его переборку. В процессе эксплуатации также можно наблюдать повышенный уровень вибрации, отрицательно влияющей на ресурс изделия. Одной из основных причин явления вибрации является монтажный дисбаланс (рис. 1), обусловленный эксцентриситетом балансировочной оси 1 относительно оси 2 вращения ротора.

При этом увеличение дисбалансов роторов может достигать недопустимых значений на порядки (1): где n – кратность превышения допустимого дисбаланса; M_i – масса части вала, ротора, дисбаланс которой обусловлен эксцентриситетом ее центра массы; ΔD – биение рабочей поверхности относительно балансировочной; $D_{\text{доп}}$ – допустимый дисбаланс в плоскости коррекции. Например, ротор массой 200 кг после балансировки имеет остаточный дисбаланс не

более 50 гмм, измеренный на каждой опоре. После монтажа ротора с эксцентриситетом 10 мкм дисбаланс в каждой плоскости коррекции составит 1000 гмм, т.е. появляется превышение дисбаланса в 20 раз

$$n = \frac{M_i \Delta D}{2D_{\text{доп}}} \quad (1)$$

Решать данную проблему можно с помощью метода искусственного введения дисбаланса имитационными грузиками заданной массы. Тогда при переходе на другие опорные поверхности у ротора возникает дисбаланс, который устраняется снятием имитационных грузиков.

Результаты исследований

Распределение дисбаланса вдоль валопровода, состоящего из нескольких роторов, следует определять через значения модальных дисбалансов всего валопровода в целом; на практике, однако, каждый ротор уравнивают независимо от других роторов [1, 2].

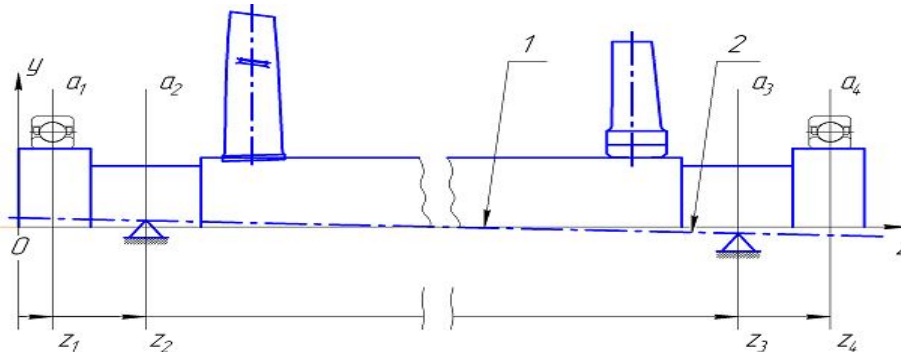


Рис. 1. Положение осей ротора: 1 - балансировочная ось, 2 – рабочая ось

Реализация метода (рис. 2) заключается в предварительном измерении радиального биения поверхностей вала 1 в плоскостях коррекции А, Б относительно посадочных поверхностей И, К под подшипники для определения эксцентриситета посадочной поверхности П, предназначенной для ус-

тановки рабочих колес ротора. При балансировке вала (рис. 3) на поверхностях Е, Ж используются имитационные грузики 6 и снятие металла в зонах 5. После установки (рис. 4) рабочих колес 4, балансировка производится с установкой грузиков в месте 7, а металл снимается в зонах 8.

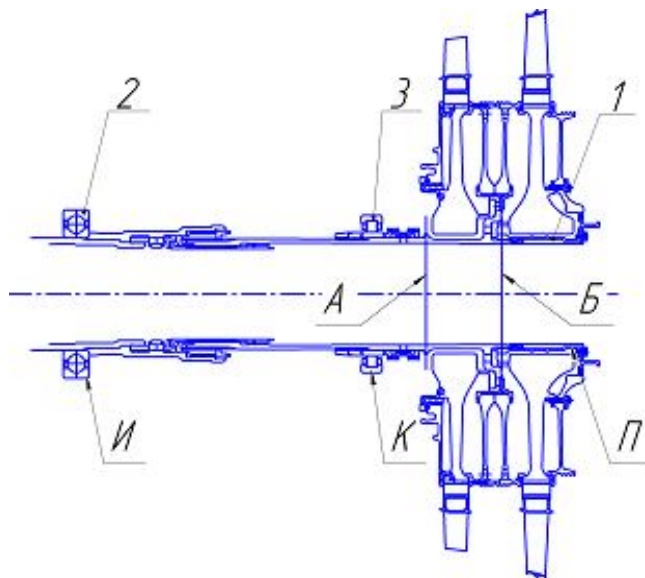


Рис. 2. Схема измерения биений

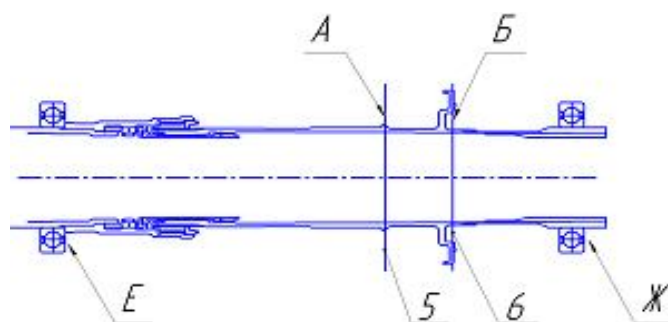


Рис. 3. Балансировка вала с использованием грузиков и снятием металла

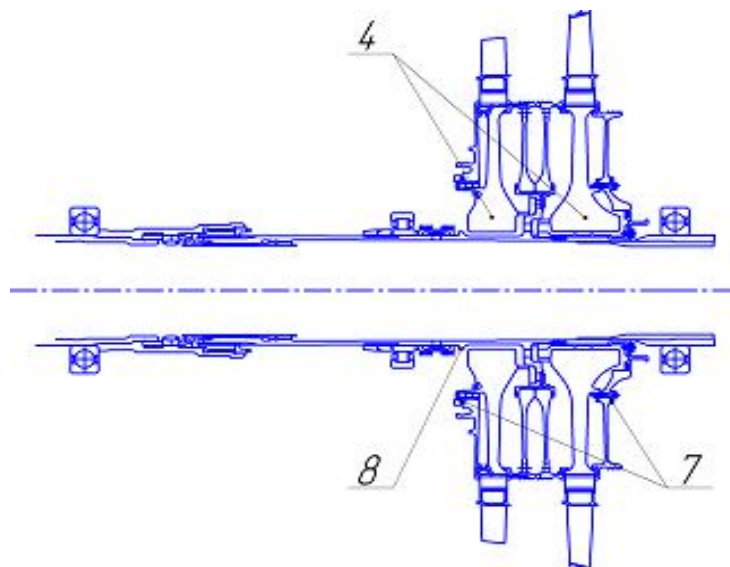


Рис. 4. Балансировка с рабочими колесами

По окончании балансировки грузики снимают, что обеспечивает устранение приобретенного дисбаланса при переходе на рабочие поверхности подшипников.

$$X_{a1} = \frac{Z_{a1} - Z_{a4}}{Z_{a4} - Z_{a1}}(x_{a4} - x_{a1}) + x_{a1} - \frac{Z_{a1} - Z_{a2}}{Z_{a3} - Z_{a2}}(x_{a3} - x_{a2}) + x_{a2}, \quad (2)$$

$$Y_{a1} = \frac{Z_{a1} - Z_{a4}}{Z_{a4} - Z_{a1}}(y_{a4} - y_{a1}) + y_{a1} - \frac{Z_{a1} - Z_{a2}}{Z_{a3} - Z_{a2}}(y_{a3} - y_{a2}) + y_{a2}, \quad (3)$$

$$\varphi = \arctg \frac{Y_{a1}}{X_{a1}}, \quad (4)$$

$$e = \sqrt{X_{a1}^2 + Y_{a1}^2}. \quad (5)$$

Еще одним из способов уменьшения дисбалансов, опасных влияющих на вибрацию опор, является метод расчета взаимного эксцентриситета осей. Положение осей определяется измерением радиального биения балансировочных (a_2, a_3) и рабочих (a_1, a_4) поверхностей (рис. 1), так как оси проходят через центры масс средних сечений этих поверхностей. Показания биений позволяют описать форму каждого измеренного сечения. При эксцентриситете в каком-либо измеренном сечении, например в сечении a_1 , ограниченном линией А (рис. 5), можно выделить окружность Б, которая при вращении не имеет эксцентриситета.

Центры масс фигур А и Б находятся соответственно в точках В и Г. Задавшись системой координат xOy с центром O в точке Г, можно определить координаты центра массы сечения a_1 (x_{a1}, y_{a1}). Используя найденные координаты центра масс измеренных сечений, можно расчетным путем определить проекции эксцентриситета осей ротора на оси координат x, y в любом его сечении по уравнениям (2) и (3), где $Z_{a1} \dots Z_{a4}$ – расстояние от торца ротора до соответствующего сечения [3].

Абсолютную величину эксцентриситета осей e и направление φ можно определить по известным зависимостям (4), (5).

Зависимости (2) – (5) позволяют определить значение и направление эксцентриситета осей в любом сечении ротора [3].

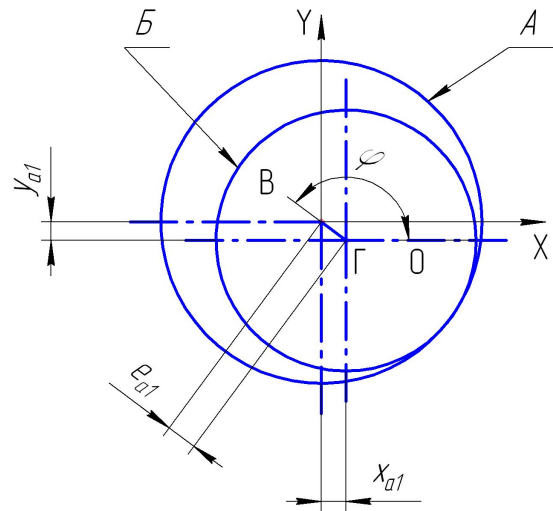


Рис. 5. Определение центра измеренного сечения ротора:

А – контур измеренного сечения, Б – часть сечения, не имеющая эксцентриситета, В – центр контура А, Г – центр контура Б, О – центр системы координат xOy , e – эксцентриситет центра контура А, X_{a1}, Y_{a1} – проекции эксцентриситета e на оси X и Y соответственно

Выводы

Результаты, полученные при проверке данных зависимостей, показали, что характер изменения эксцентриситета осей по длине ротора (без учета направления) идентичен характеру изменения расстояния между скрещивающимися прямыми.

Таким образом, измерения и приведенные выше зависимости позволяют описать положение оси балансировки относительно рабочей оси вращения ротора.

Предлагаемые методы, безусловно, не сводят дисбалансы и вибрации к нулю, но создают условия для многократного снижения монтажных дисбалансов, вызванных погрешностями определения эксцентриситета и взвешиванием имитационных грузиков.

Литература

1. ГОСТ 19534-74. Балансировка вращающихся тел. Термины; введ. 01.01.1975 – М.: Изд. стандартов, 1974. – 45 с.
2. ГОСТ 31320-2006. Вибрация. Методы и критерии балансировки гибких роторов – Взамен ГОСТ ИСО 11342-95; введ. 01.07.2008. – М.: Стандартинформ, 2008. – 33 с.
3. Белобородов С.М. Расчетно-имитационный метод балансировки роторов / С.М. Белобородов, А.Ю. Ковалев // Технология машиностроения. – 2010. – № 8. – С. 45-48.

Поступила в редакцию 7.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. технологии машиностроения В.Ф. Макаров, Пермский государственный технический университет, Пермь, Российская Федерация.

БАЛАНСУВАННЯ РОТОРІВ КОМПРЕСОРІВ І ТУРБІН З НЕСПІВПАДАЮЧИМИ РОБОЧИМИ І БАЛАНСИРОВОЧНИМИ ПОВЕРХНЯМИ

С.М. Белобородов, І.В. Шибанов

Приведений аналіз причин виникнення дисбалансів роторів компресорів і турбін авіаційних газотурбінних двигунів і промислових ГТУ. Дисбаланс, основною причиною якого є ексцентриситет осі балансування щодо осі обертання ротора, може перевищувати допустимі значення на порядки. Запропоновані методи балансування, один з яких полягає в попередньому вимірюванні биття валу в площинах корекції щодо посадочних поверхонь під підшипники з подальшим балансуванням за допомогою зняття металу і установкою імітаційних важків заданої маси, а інший заснований на методі розрахунку взаємного ексцентриситету осей.

Ключові слова: балансування, дисбаланс, ротор, імітаційний метод, турбіна, рівень вібрації.

BALANCING OF ROTORS OF COMPRESSORS AND TURBINES WITH INCOINCIDENT WORKING AND BALANCING SURFACES

S.M. Beloborodov, I.V. Shibarov

The analysis of the reasons of occurrence of a disbalance of rotors of compressors and turbines aviation engines and industrial GTU is resulted. The disbalance which principal cause is eccentricity a balancing axis concerning an axis of rotation of a rotor, can exceed admissible values on usages. The balancing methods one of which consist in preliminary measurement warp a shaft in planes of correction concerning landing surfaces under bearings with the subsequent balancing by means of removal of metal and installation imitating mass the set weight are offered, and another is based on a method of calculation mutual centering error axes.

Key words: balancing, disbalance, rotor, imitating method, turbine, vibration level.

Белобородов Сергей Михайлович – канд. техн. наук, докторант кафедры Технологии машиностроения Пермского государственного технического университета, руководитель группы, ОАО НПО «Искра», Пермь, Российская Федерация e-mail: beloborodoff2011@yandex.ru.

Шибанов Илья Валерьевич – аспирант кафедры Технологии машиностроения Пермского государственного технического университета, начальник бюро, ОАО «Пермский моторный завод», Пермь, Российская Федерация e-mail: ilvash@mail.ru.