

## МОДЕЛЬ ВИРТУАЛЬНОГО УРАВНОВЕШИВАНИЯ ЖЁСТКИХ РОТОРОВ

Хаймович А.И., Болотов М.А., Печенина Е.Ю.  
Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва, г. Самара  
ek-ko@list.ru

*Ключевые слова:* жёсткий ротор, неуравновешенность, балансировка.

Неуравновешенности роторов оказывают значительное влияние на уровень их вибраций и надёжности. Уменьшение неуравновешенностей роторов достигается за счёт статической и динамической балансировки. Применение операций балансировки ротора позволяет достичь состояния его динамического равновесия, которое заключается в выполнении двух условий: 1) равенство нулю главного вектора неуравновешенных сил; 2) равенство нулю главного момента неуравновешенных сил. Частичное обеспечение названных условий может быть достигнуто за счёт расчета взаимной ориентации деталей ротора, при которых достигается компенсация их дисбалансов и моментной неуравновешенности. Предлагается модель виртуального уравновешивания, определяющая относительные угловые положения деталей ротора, при которых достигается снижение его неуравновешенностей.

Угловые положения  $N$  деталей ротора, приводящие к его динамическому равновесию, могут быть найдены, исходя из выражений для главного вектора и момента дисбалансов ротора относительно точки его приложения на оси вращения. Полагая равномерное распределение плотности  $\rho_i$  по объему  $V_i$  каждой из ДСЕ, можно записать выражение для главного момента неуравновешенных сил:

$$\vec{M} = \vec{k}\omega^2 \sum_{i=1}^N \rho_i (J_{xy})_i - \vec{j}\omega^2 \sum_{i=1}^N \rho_i (J_{xz})_i, \quad (1)$$

где  $\omega$  – угловая частота вращения ротора;

$$\rho_i (J_{xy})_i = \rho_i \int_{V_i} x_i y_i dV$$

– центробежные моменты инерции каждой  $i$ -й ДСЕ.

$$\rho_i (J_{xz})_i = \rho_i \int_{V_i} x_i z_i dV$$

Для того, чтобы вращающийся ротор не испытывал действия от момента дисбалансов ротора, то согласно (1) необходимо, чтобы выполнялось условие (2).

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^N \rho_i (J_{xz})_i = 0 \\ \sum_{i=1}^N \rho_i (J_{xy})_i = 0 \end{cases}. \quad (2)$$

Зависимость (2) определяет направление главной оси инерции ротора, которая в общем случае параллельна его оси вращения, т.е. статическая неуравновешенность может быть не устранена. Поэтому для выполнения условия совпадения главной оси инерции ротора с его осью вращения необходимо кроме условия (3) обеспечить равенство нулю вектора его дисбалансов (4).

$$\vec{D}_\Sigma = \sum_{i=1}^N \vec{D}_i = 0. \quad (4)$$

Условия приближения положения главной оси инерции ротора к положению его оси вращения за счет изменения углов ориентации каждой его ДСЕ относительно указанной оси вращения могут быть представлены в следующем виде:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^N \rho_i (J_{xz})_i \rightarrow 0 \\ \sum_{i=1}^N \rho_i (J_{xy})_i \rightarrow 0 \\ \sum_{i=1}^N \bar{D}_i \rightarrow 0 \end{cases} \quad (5)$$

Выражение « $\rightarrow 0$ » означает, что при назначении углов  $\{\varphi_i\}, i=1...N$ , может остаться неуравновешенность ротора, устраняемая последующей балансировкой. Показанные условия позволили вывести выражения для нахождения относительных угловых положений, позволяющих уменьшить неуравновешенности ротора.

Исследование результативности использования модели виртуальной балансировки жесткого ротора выполнялось на примере ротора, включающего 5 дисков с известными дисбалансами. Использование разработанной модели позволило существенно снизить уровни неуравновешенностей ротора, что подтвердилось расчетами в программном пакете ANSYS с использованием конечно-элементной модели ротора. Методом конечно-элементного анализа оценивалась виброскорость на опорах исследуемого ротора с рассмотрением двух вариантов значений угловых положений дисков: 1) исходных; 2) расчетных, выполненных с целью минимизации неуравновешенностей узла по разработанной модели.

Первый этап расчета заключался в том, что в САЕ-пакет ANSYS подгружалась созданная 3D-модель ротора с дисками. Затем задавались входные данные, которые были рассчитаны по разработанной модели для размеров созданной 3D-модели. На втором этапе, для имитации вращения ротора и получения вибрационных характеристик сборки, использовались два модуля: Modal и Harmonic Response. Использование модуля Modal необходимо для определения критических частот и изгибных форм. Модуль Harmonic Response предназначен для определения амплитудно-частотных характеристик, деформаций, напряжений, скоростей модулируемого ротора. Получаемые характеристики представляются в виде ряда значений, в определенном диапазоне частот. Диапазон берется в районе критической частоты.

На заключительном этапе после расчета в модуле Harmonic Response были получены данные по величинам виброскоростей на опорах ротора. Использование угловых положений, полученных с помощью предложенной модели, позволило снизить уровни виброскоростей на опорах ротора. Можно сделать вывод о том, что разработанная модель виртуального уравнивания жестких роторов может быть использована для предварительной балансировки роторов за счёт оптимизации взаимного углового положения его деталей.

### Список литературы

1. Левит М.Е. Балансировка деталей и узлов Рыженков [Текст] / М.Е. Левит, В.М. Рыженков. М.: Машиностроение, 1986. 248 с.
2. Ермаков А.И. Вибрация и прочность АД и ЭУ. Ч1: учебное пособие/ А.И. Ермаков, А.М. Уланов. Самара: СГАУ, 2006. 92 с.

### Сведения об авторах

Хаймович Александр Исаакович, д-р техн. наук, доцент, заведующий кафедрой технологий производства двигателей, Самарский университет. Область научных интересов: механика сплошной среды, автоматизация технологических процессов, новые формообразующие процессы.

Болотов Михаил Александрович, канд. техн. наук, доцент кафедры технологий производства двигателей, Самарский университет. Область научных интересов: координатные измерения, точность сборочных процессов, балансировка.

Печенина Екатерина Юрьевна, аспирант кафедры технологий производства двигателей, Самарский университет. Область научных интересов: координатные измерения, балансировка, САЕ-расчеты.

## **MODEL OF VIRTUAL BALANCING OF RIGID ROTORS**

Khaimovich A.I., Bolotov M.A., Pechenina E.Yu.

Samara National Research University, Samara, Russia, ek-ko@list.ru

*Keywords: rigid rotor, imbalance, balancing.*

In this paper, a model is proposed that allows balancing rigid rotors by choosing the relative mutual angular positions of the parts. Information about parts is formed by measuring their imbalances on balancing equipment. The performance of the model was verified by comparison using a finite element rotor model.