

МОДЕЛЬ ОЦЕНКИ ТОРЦЕВЫХ БИЕНИЙ РОТОРА С ПАРАЛЛЕЛЬНЫМИ СВЯЗЯМИ ДЕТАЛЕЙ

© 2021

- И. А. Грачев** аспирант кафедры технологий производства двигателей; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; grachmalek2602@gmail.com
- Е. В. Кудашов** аспирант кафедры технологий производства двигателей; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; KEV-fantom@yandex.ru
- М. А. Болотов** кандидат технических наук, доцент кафедры технологий производства двигателей; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; maikl.bol@gmail.com
- Н. Д. Проничев** доктор технических наук, профессор кафедры технологий производства двигателей; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; pronichev2008@rambler.ru

На основе анализа основных методов расчёта сборочных размерных цепей роторов авиационных двигателей выявлены факторы, оказывающие существенное влияние на достоверность расчёта контролируемых сборочных параметров изделия. Одним из таких факторов является наличие параллельных связей деталей в роторе. В роторах барабанно-дискового типа параллельные связи ротора образованы сопряжением его деталей по нескольким торцевым поверхностям в осевом направлении. Предложена математическая модель, позволяющая учитывать параллельные связи деталей в роторе. Определена зависимость между торцевыми биениями ротора, амплитудами отклонений формы сопрягаемых поверхностей деталей и их угловыми положениями в узле. Она включает в себя множество коэффициентов, позволяющих учитывать амплитуды отклонений формы сопрягаемых поверхностей, параллельные связи деталей в роторе и их угловое положение. Определение значений коэффициентов зависимости решается как задача регрессионного анализа. Исходные данные для получения зависимости формируются с использованием разработанной параметризованной конечно-элементной модели (КЭМ) узла ротора компрессора высокого давления (КВД) авиационного двигателя. Представлены результаты исследований торцевых биений контрольных поверхностей дисков рассматриваемого узла ротора КВД. Определены значения коэффициентов зависимости для оценки торцевых биений ротора.

Математическая модель; параллельные связи деталей; конечно-элементная модель; погрешность прогнозирования; отклонения формы и расположения поверхностей; регрессионная зависимость

Цитирование: Грачев И.А., Кудашов Е.В., Болотов М.А., Проничев Н.Д. Модель оценки торцевых биений ротора с параллельными связями деталей // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2021. Т. 20, № 2. С. 83-96. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-2-83-96

Введение

Одним из наиболее ответственных и важнейших этапов изготовления авиационных ГТД является этап сборки [1 – 4]. Обозначенный этап в значительной степени влияет на геометрическую точность собираемого узла. Заданная точность сборочных параметров ряда узлов ГТД достигается посредством выполнения ложных сборок. Реализация ложных сборок узлов необходима для определения величин их сборочных

параметров и подбираемых геометрических параметров компенсационных деталей [1]. Ложные сборки требуют больших временных и производственных затрат. Исключение ложных сборок узлов является перспективным резервом улучшения процесса сборки изделий. Добиться этого возможно за счёт оценки сборочных параметров узлов по результатам измерений его деталей и принятия решений о корректировке технологического процесса сборки. К сборочным параметрам ротора ГТД относятся радиальные, торцевые биения деталей, образующие осевые, радиальные зазоры и др. [4]. Традиционно оценка сборочных параметров узлов выполняется с использованием сборочных размерных цепей. Чаще всего используют для этого два метода. Первый – метод полной взаимозаменяемости, второй – метод неполной взаимозаменяемости [5; 6]. Существующие методы расчёта сборочных размерных цепей имеют недостаточную для производства точность расчётов. Первая причина – в расчётах используются данные номинальной геометрии собираемых деталей. В реальности на сопрягаемых поверхностях деталей присутствуют отклонения формы и расположения, которые оказывают существенное влияние на геометрическую точность собираемого узла [1 – 4]. Вторая причина – собираемые детали являются маложёсткими и протяжёнными. В процессе сборки таких деталей возникают дополнительные погрешности. Третья причина заключается в наличии параллельных связей деталей в ряде узлов [1].

Отклонения формы и расположения контактных поверхностей деталей – это составляющие проблемы представления допуска в САД системах. Дж. Гранджин [7] и его коллеги по исследованию отметили, что отклонения формы и расположения контактных поверхностей деталей может привести к проблеме собираемости изделия. За последние десятилетия было проведено достаточное количество исследований по представлению допуска, анализа и синтеза. В обзорных работах [8 – 13] представлены существующие и перспективные методы представления и анализа допусков в трёхмерном пространстве. Среди них: карты допусков (Tolerance-Map T-Map), матричная модель, единая модель Jacobian-Torsor, метод прямой линеаризации (linearization method DLM), модель GapSpace.

Роторы ГТД зачастую состоят из деталей разной жёсткости и протяжённости. Названные детали в свободном состоянии имеют деформированную геометрическую форму. В процессе сборки такие детали под действием сборочных усилий изменяют свою форму [14], что оказывает влияние на геометрическую точность узлов.

Параллельные связи деталей в сборке можно учесть посредством конечно-элементного моделирования. Реализация таких моделей возможна с помощью САЕ систем. В работах [15 – 18] предложены методы моделирования сборки твердотельных деталей с поверхностями, имеющими отклонения формы и расположения.

В текущей работе решается задача разработки математической модели, позволяющей оценивать сборочные параметры роторов барабанно-дискового типа с параллельными связями деталей.

Объект исследования

В составе ротора КВД (относится к барабанно-дисковому типу [3]) рассматривается узел, включающий следующие детали: вал, четыре диска, три трактовых кольца, три промежуточных кольца и проставка. Эскиз узла ротора представлен на рис. 1.

На рис. 2, а приведён эскиз, содержащий размерные связи следующих деталей: диска №2, промежуточного кольца №2, трактового кольца №2 и диска №3.

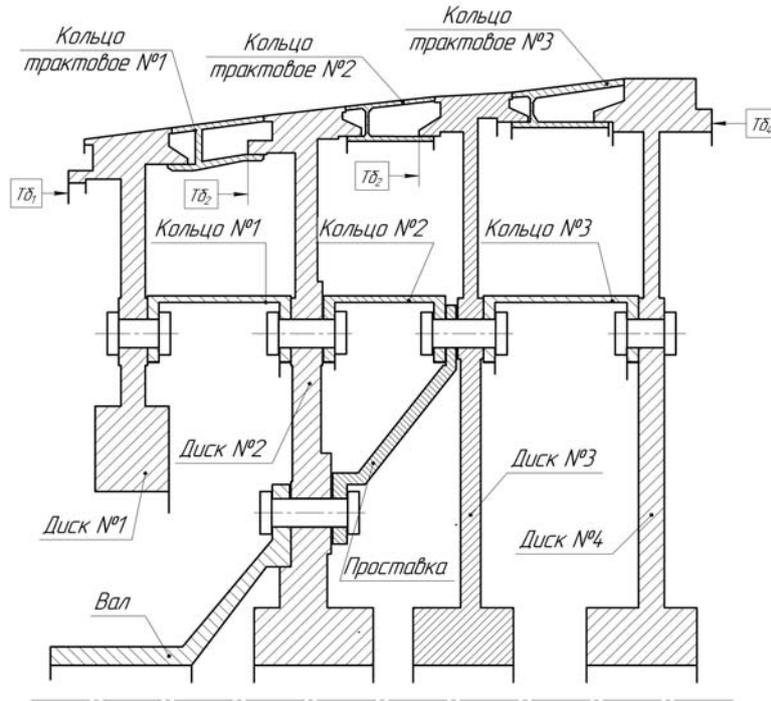


Рис. 1. Эскиз узла ротора компрессора авиационного двигателя

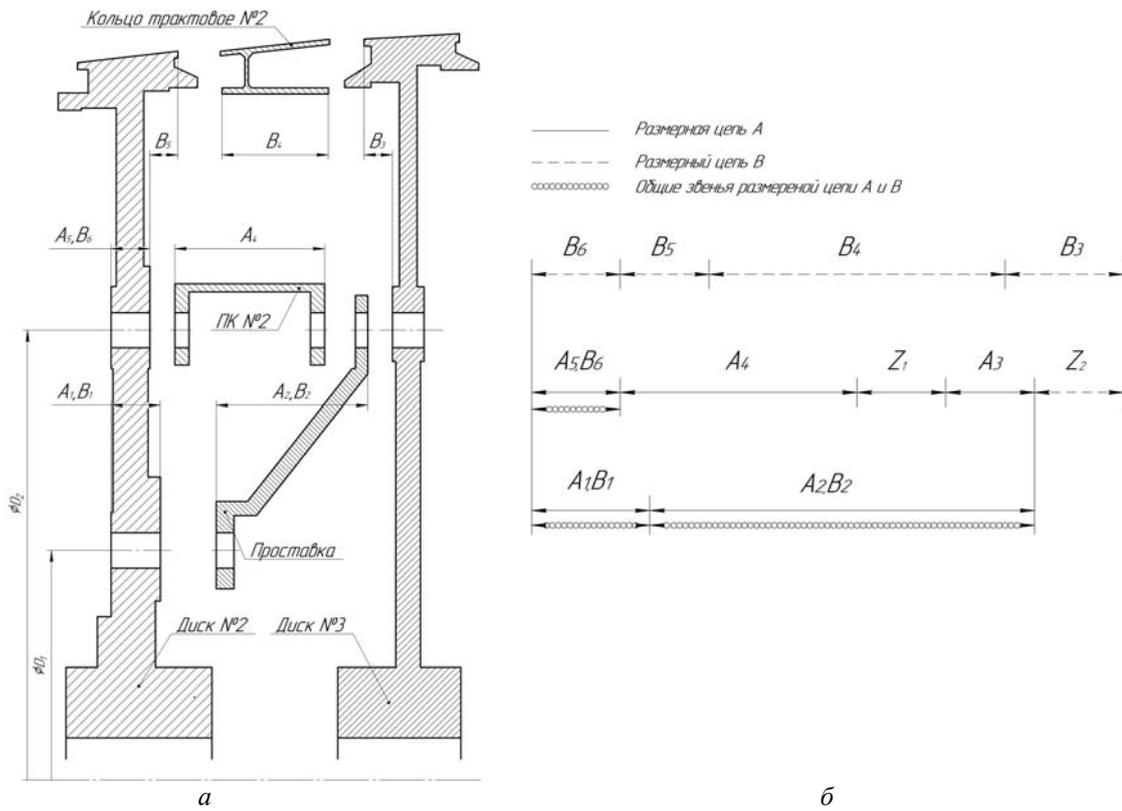


Рис. 2. Параллельные связи деталей узла ротора КВД:
 а – сборочный узел с размерами деталей; б – размерные цепи узла

Рис. 2, б содержит сборочные размерные цепи узла ротора КВД, приведённого на рис. 2, а. В процессе сборки рассматриваемого узла между промежуточным кольцом и проставкой возникает зазор Z_1 , а между проставкой и диском №3 – зазор Z_2 . Величина этих зазоров зависит от геометрических размеров деталей рассматриваемого узла. Размерные цепи A и B имеют общие звенья: $A_1 = B_1$, $A_2 = B_2$, $A_5 = B_6$. Изменение величин общих звеньев оказывает непропорциональное влияние на замыкающие зазоры (Z_1, Z_2) размерных цепей узла, как видно из рис. 2, б. Данные цепи нельзя рассматривать отдельно. Таким образом, образуются две параллельные связи между дисками №1 и №2 в осевом направлении, определяющие положение диска №1 относительно диска №2.

В ходе сборки узла ротора его детали стягиваются под действием осевых усилий от болтовых соединений на диаметрах D_1 и D_2 . Таким образом, формируется силовой контур, приведённый на рис. 2, а. Наличие силового контура приводит к деформациям собираемого узла. Эти деформации имеют сложный характер и возникают по ряду причин. Например, наличие тонкостенных деталей, которые в свободном состоянии имеют отклонения формы поверхностей и только в собранном положении приобретают геометрическую форму, которая приближена к номинально заданной. Деформации возникают вследствие влияния двух причин. Первая причина – отклонения линейных размеров собираемых деталей от номинально заданных величин. Вторая причина – малая жёсткость и значительная осевая протяженность собираемых деталей. Названные причины деформаций приводят к повышению торцевых биений $Tб$ контрольных поверхностей собираемого узла. Характер зависимостей биений контрольных поверхностей ротора от амплитуд отклонений формы сопрягаемых поверхностей деталей и их углового положения в узле недостаточно исследован. Использование существующих методов для расчёта сборочных параметров размерных цепей с параллельными связями приводит к большим погрешностям оценки сборочных параметров ротора. Основной причиной появления погрешностей при оценке сборочных параметров ротора является отсутствие возможности учёта взаимного влияния звеньев друг на друга в размерных цепях [1]. Актуальной задачей является разработка моделей, которые позволяют учитывать влияние звеньев размерных цепей друг на друга и отклонения формы сопрягаемых поверхностей собираемых деталей.

Модель оценки торцевых биений узла ротора КВД с параллельными связями деталей

В работе рассматриваются торцевые биения $Tб_1 - Tб_4$ контрольных поверхностей дисков №1 – 4 узла ротора КВД, представленного на рис. 1. Величины торцевых биений являются основным показателем точности формирования геометрической оси ротора в ходе его сборки. На величины торцевых биений ротора существенное влияние оказывают отклонения сопрягаемых поверхностей деталей и их угловое положение в узле. Взаимосвязь амплитуд отклонений формы сопрягаемых поверхностей деталей и их угловых положений в роторе может быть представлена следующим образом:

$$Tб_i = a + F_1(A) + F_2(A, \alpha), \quad (1)$$

где i – номер диска в узле; α – постоянный коэффициент; $F_1(A)$ – функция, учитывающая постоянный уровень амплитуды торцевого биения $Tб$, зависящая от амплитуды биений A поверхностей деталей ротора; $F_2(A, \alpha)$ – функция, учитывающая амплитуды биений A сопрягаемых поверхностей деталей и их угловых положений α в узле.

Функция, учитывающая постоянный уровень амплитуды торцевого биения $T\delta$, имеет следующий вид:

$$F_1(A) = \sum_{i=1}^n A_i k_i^0,$$

где A_i, k_i^0 – соответственно амплитуда отклонения формы поверхности и коэффициент для i -й детали.

Функция, учитывающая амплитуды биений A сопрягаемых поверхностей деталей и их угловых положений α в узле, имеет вид:

$$F_2(A, \alpha) = \sum_{i=1}^n \left[\left[(A_i k_i^A) + f \right] \sin(\alpha_i + k_i^\alpha) \right],$$

$$\text{где } f = \begin{cases} \sum_{j=2}^{i+1} (A_{ij} k_{ij}^A), & i < n, \\ \sum_{j=2}^{i-1} (A_{ij} k_{ij}^A), & i = n; \end{cases}$$

k_{ij}^A, k_i^α – коэффициенты уравнения; α_i – угловое положение i -й детали в узле.

Коэффициенты $k_{ij}^A, k_i^\alpha, k_i^0$ образуют соответствующие матрицы K^0, K^A, K^α :

$$K^0 = \begin{bmatrix} k_1^0 \\ k_2^0 \\ k_3^0 \\ k_4^0 \\ k_5^0 \\ k_6^0 \\ k_7^0 \\ k_8^0 \end{bmatrix}; \quad K^A = \begin{bmatrix} k_{11}^\alpha & k_{12}^\alpha & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ k_{21}^\alpha & k_{22}^\alpha & k_{23}^\alpha & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ k_{31}^\alpha & k_{32}^\alpha & k_{33}^\alpha & k_{34}^\alpha & 0 & 0 & 0 & 0 \\ k_{41}^\alpha & k_{42}^\alpha & k_{43}^\alpha & k_{44}^\alpha & k_{45}^\alpha & 0 & 0 & 0 \\ k_{51}^\alpha & k_{52}^\alpha & k_{53}^\alpha & k_{54}^\alpha & k_{55}^\alpha & k_{56}^\alpha & 0 & 0 \\ k_{61}^\alpha & k_{62}^\alpha & k_{63}^\alpha & k_{64}^\alpha & k_{65}^\alpha & k_{66}^\alpha & k_{67}^\alpha & 0 \\ k_{71}^\alpha & k_{72}^\alpha & k_{73}^\alpha & k_{74}^\alpha & k_{75}^\alpha & k_{76}^\alpha & k_{77}^\alpha & k_{78}^\alpha \\ k_{81}^\alpha & k_{82}^\alpha & k_{83}^\alpha & k_{84}^\alpha & k_{85}^\alpha & k_{86}^\alpha & k_{87}^\alpha & 0 \end{bmatrix}; \quad K^\alpha = \begin{bmatrix} k_1^\alpha \\ k_2^\alpha \\ k_3^\alpha \\ k_4^\alpha \\ k_5^\alpha \\ k_6^\alpha \\ k_7^\alpha \\ k_8^\alpha \end{bmatrix}.$$

Матрица коэффициентов K^0 учитывает влияние амплитуд деталей на постоянный уровень торцевого биения δ рассматриваемой поверхности i -й детали. Коэффициенты матрицы K^A учитывают взаимное влияние амплитуд деталей на величины их торцевых биений. Матрица коэффициентов K^α учитывает влияние угловых положений деталей в роторе. Представленные матрицы коэффициентов K^0, K^A, K^α можно определить посредством решения задачи множественной нелинейной регрессии. Искомая зависимость (1) представлена в виде выражения:

$$\hat{y} = F(A, \alpha, K^A, K^\alpha, K_0).$$

Значения коэффициентов K^0 , K^A , K^α могут быть определены с использованием метода наименьших квадратов (МНК), формальная постановка которого имеет следующий вид:

$$\sum (y - \hat{y})^2 \rightarrow \min, \quad (2)$$

где y – величины торцевых биений $Tб$ ротора, полученные в ходе экспериментов или посредством КЭМ моделирования; \hat{y} – спрогнозированные с использованием зависимости (1) величины торцевых биений ротора.

Качество регрессионной модели определялось с помощью коэффициента детерминированности R^2 и величины среднеквадратической ошибки MSE . Исходные данные для обучения регрессионной модели могут быть получены с использованием разработанной параметризованной КЭМ узла ротора КВД. Реализация конечно-элементной модели узла ротора КВД представлена в следующем разделе.

Параметризованная КЭМ для оценки сборочных параметров

Параметризованная КЭМ для оценки сборочных параметров ротора КВД авиационного двигателя реализована при помощи САД и САЕ систем. Взаимодействие используемых программ представлено в виде схемы на рис. 3.

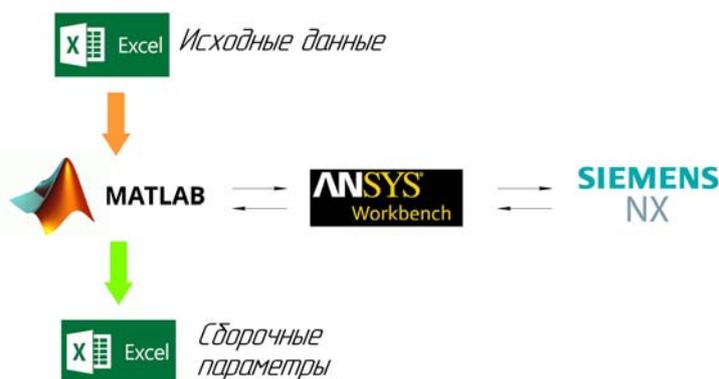


Рис. 3. Схема взаимодействия используемых программных систем

Взаимодействие используемых программных систем включает в себя семь этапов.

На первом этапе формируется исходный файл в формате «.xls», который состоит из величин амплитуд отклонений формы сопрягаемых поверхностей деталей и их возможных угловых положений в узле. Исходные данные необходимы для формирования поверхностей деталей, имеющих отклонения формы. Формула, описывающая отклонения формы торцевой поверхности, состоит из систем уравнений:

$$\begin{bmatrix} xt_{i,j}^T \\ yt_{i,j}^T \\ zt_{i,j}^T \end{bmatrix} = \mathbf{M}_x(\varphi_{i,j}) \cdot \mathbf{M}_y(\gamma_{i,j}) \begin{bmatrix} \frac{D_{i,j}}{2} \cos(t_{i,j}) + xt_{i,j}^0 \\ \frac{D_{i,j}}{2} \sin(t_{i,j}) + yt_{i,j}^0 \\ H_{i,j} + A_{i,j} \cdot \sin(k_{i,j} \cdot t_{i,j}) \end{bmatrix},$$

где $xt_{i,j}^T, yt_{i,j}^T, zt_{i,j}^T$ – координаты торцевой поверхности по осям X_i, Y_i, Z_i соответственно; $\mathbf{M}_x(\varphi_{i,j}) \cdot \mathbf{M}_y(\gamma_{i,j})$ – матрицы трансформации соответственно вокруг осей X и Y на углы $\varphi_{i,j}, \gamma_{i,j}$; $D_{i,j}$ – диаметр поверхности детали узла, мм.; $t_{i,j}$ – угловая координата точек поверхности, $(0 \dots 2\pi)$, град; $H_{i,j}$ – координата расположения поверхности относительно локальной системы координат детали, мм; $A_{i,j}$ – амплитуда отклонения формы, мм; $k_{i,j}$ – коэффициент, влияющий на вид отклонения формы поверхности и выбираемый исходя из результатов измерений деталей; $xt_{i,j}^0, yt_{i,j}^0$ – координаты смещения рассматриваемой поверхности относительно базовой.

На втором этапе в системе «ANSYS Workbench» создается шаблонный проект, в котором выполняются следующие действия: загрузка и привязка параметрической модели, задание свойств материалов и граничных условий, настройка постпроцессора.

На третьем этапе производится подготовка проекта для обновления данных о твердотельной модели и дальнейшего его запуска на расчёт. Подготавливаемый проект формируется на основе шаблонного проекта путём выполнения скрипта в системе «ANSYS Workbench».

На четвёртом этапе выполняется проверка соответствия сформированной твердотельной модели и исходных данных. Затем производится замена номинальной поверхности (плоской) 3D модели узла на поверхность, получаемую параметрическим переобразованием. Обновление твердотельной модели в системе «ANSYS» выполняется в автоматическом режиме.

В ходе пятого этапа устраняется зазор между сопрягаемыми поверхностями деталей в узле. Величина зазора рассчитывается по формуле:

$$\varepsilon = -\delta - 5 \cdot 10^{-5},$$

где ε – величина натяга, предусмотренная для образования гарантированного контакта между сопрягаемыми поверхностями, мм; δ – расстояние между сопрягаемыми поверхностями, мм.

Управляющий скрипт запускает модуль «Static Structural», который считывает и обновляет информацию о межконтактном зазоре. Выполняет расчёт величины зазора и направления перемещений деталей для дальнейшего их сопряжения. В результате пятого этапа формируется натяг между поверхностями величиной не более 0,05 мм.

В ходе выполнения шестого этапа выполняется расчёт проекта. После выполнения расчёта производится сохранение деформированной фасетной модели в формате «.stl». Вышеперечисленные этапы повторяются согласно плану экспериментов.

На заключительном этапе производится расчёт сборочных параметров. Скрипт в системе «MATLAB» поэтапно загружает в буфер обмена заданные координаты точек контрольных поверхностей. Торцевое биение T_b определяется на основе расстояний от каждой точки до базовой плоскости. Расстояние между точками и базовой плоскостью рассчитывается по формуле:

$$R_i = -\frac{(\vec{x} - \vec{p}, \vec{v})}{(\vec{v}, \vec{v})}, \quad (3)$$

где R_i – расстояние от i точки поверхности до базовой плоскости; \vec{x} – радиус вектор точки на оси вращения детали; \vec{p} – радиус вектор точки поверхности; \vec{v} – направляющий вектор оси вращения.

Торцевое биение определяется разностью между максимальным и минимальным значениями расстояний, полученными по формуле (3). По завершению этапа программа «MATLAB» сохраняет значения сборочных параметров в формате «.xls» и завершает работу.

Результаты

Выполнен статистический анализ результатов геометрических измерений деталей с целью определения обобщённого вида отклонения формы и амплитуды отклонений их сопрягаемых поверхностей. Измерения деталей ротора КВД выполнялось на координатно-измерительной машине, паспортная погрешность которой определяется формулой:

$$MPE_L = 1,7 + L/333 \text{ [мкм]},$$

где L – измеряемая длина, мм.

Выявлено, что торцевые поверхности измеряемых деталей ротора имеют гармонический вид отклонения формы с двумя ярко выраженными максимумами и минимумами. Также наблюдаются отклонения от параллельности сопрягаемых поверхностей деталей, имеющие малые значения и поэтому не учитываемые в работе. На рис. 4, а и 4, б представлены обобщённые виды соответственно отклонений формы и расположения торцевых поверхностей деталей ротора КВД.

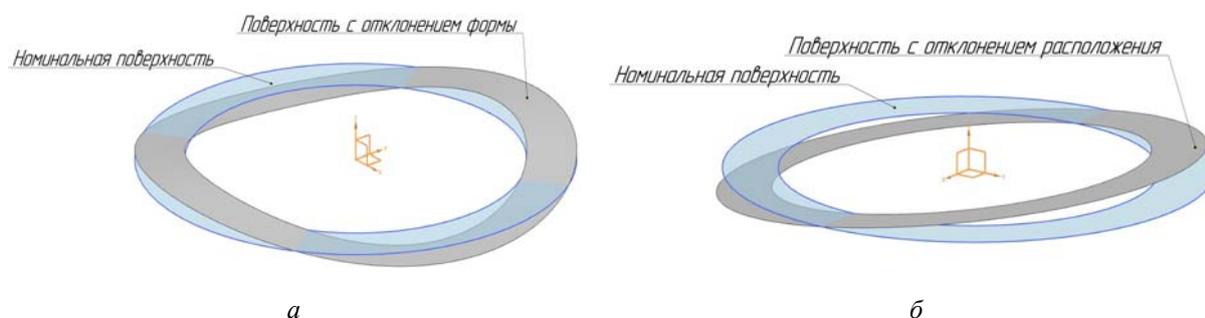


Рис. 4. Обобщённые виды геометрических отклонений поверхностей деталей:
а – формы; б – расположения

Определение матриц коэффициентов K^0 , K^A , K^α выполнялось на основе данных, полученных с использованием КЭМ модели узла ротора КВД. Формирование КЭМ модели узла производилось с использованием результатов статистического анализа геометрических измерений его деталей. Для получения обширной выборки данных по торцевым биениям узла рассматривались различные угловые положения и амплитуды сопрягаемых поверхностей деталей, которые представлены в табл. 1. План исследований включает четыре блока, указанные в табл. 1. В каждом из блоков выполняется вращение одной детали, а остальные зафиксированы. Угол вращения детали изменяется в диапазоне от 0 до 180 градусов.

Поскольку форма отклонения сопрягаемых поверхностей имеет синусоидальный вид, то моделирование угловых положений в диапазоне от 180 до 360 градусов не требуется. Амплитуды отклонений формы зафиксированных деталей имеют величину 0,02 мм. На рис. 5 приведены величины торцевых биений Tb_4 диска №4, полученные с использованием КЭМ и зависимости (1).

Таблица 1. Рассматриваемые значения параметров поверхностей деталей

Блок №1		Блок №2		Блок №3		Блок №4	
Деталь вращения							
Вал		Диск 2		Промежуточное кольцо		Диск 3	
Угол, град	Амплитуда, мм	Угол, град	Амплитуда, мм	Угол, град	Амплитуда, мм	Угол, град	Амплитуда, мм
30	0,01; 0,02; 0,03	30	0,01; 0,02; 0,03	30	0,01; 0,02; 0,03	30	0,01; 0,02; 0,03
60		60		60			
90		90		90			
120		120		120			
150		150		150			

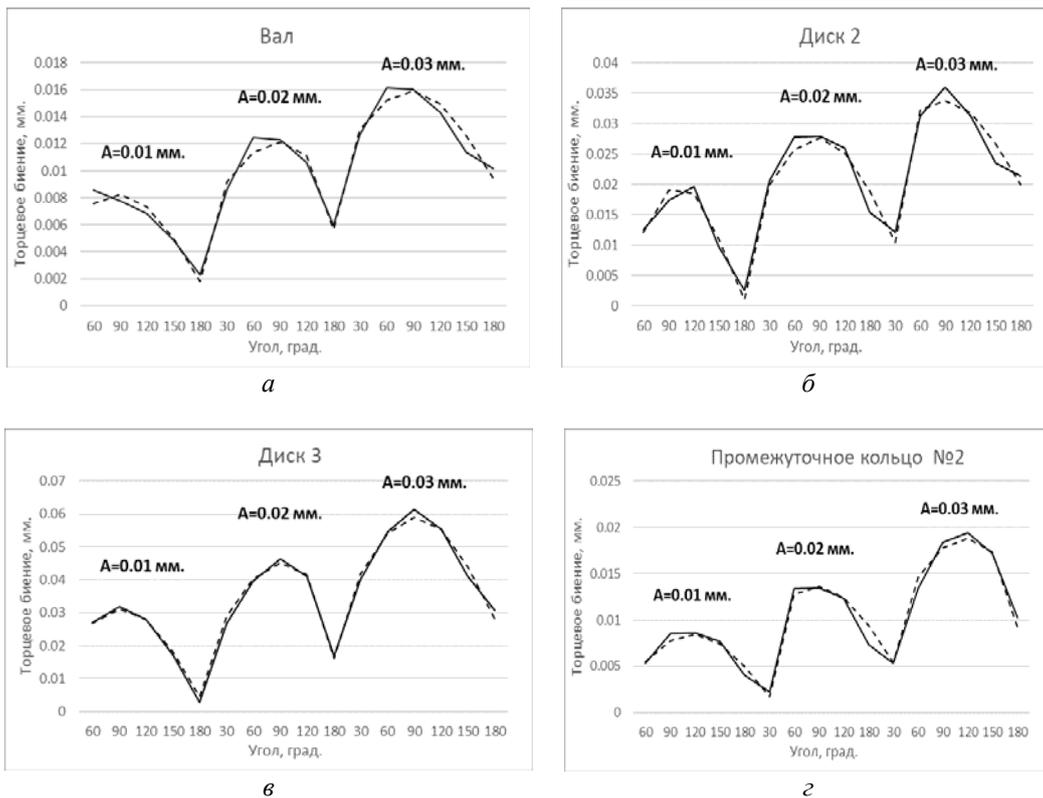


Рис. 5. Зависимость Tb_4 от амплитуд отклонения формы сопрягаемых поверхностей и угла поворота деталей: а – вала; б – диска №2; в – диска №3; г – промежуточного кольца №2

На графических зависимостях (рис. 5) сплошной линией показаны данные, полученные с использованием КЭМ ротора. Штрих-пунктирной линией показаны данные, полученные посредством зависимости (1) с рассчитанными коэффициентами. Величины торцевых биений Tb по дискам №1, №2 и №3 узла ротора КВД аналогичны резуль-

татам для диска №4. Следует отметить, что торцевое биение диска №4 учитывает точность сборки всего узла. Изменение углового положения трактового кольца и проставки в диапазоне от 0 до 180 градусов приводит к колебаниям торцевого биения Tb_4 по диску №4 в интервале 0,01 мм. Коэффициенты K^0 , K^A , K^α , полученные в ходе решения регрессионной задачи (2), имеют следующие значения:

$$K^0 = \begin{bmatrix} 0,12 \\ 0,01 \\ -0,06 \\ 0,05 \\ 0,04 \\ -0,03 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad K^A = \begin{bmatrix} 0,04 & 0,46 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1,28 & 0,33 & 0,33 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -0,055 & 0,11 & 0,01 & 0,2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0,22 & 0,11 & -0,22 & 0,11 & 0,11 & 0 & 0 & 0 \\ -0,01 & 0,005 & -0,01 & 0,005 & -0,01 & 0,005 & 0 & 0 \\ 0,024 & 0,061 & 0,064 & 0,062 & 0,062 & 0,062 & 0,24 & 0 \\ 0,06 & 0,06 & 0,24 & -0,03 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad K^\alpha = \begin{bmatrix} -0,071 \\ -0,029 \\ -0,12 \\ -0,02 \\ -0,032 \\ -0,03 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

В табл. 2 представлены результаты оценки точности полученной модели.

Таблица 2. Результаты оценки точности регрессионной зависимости

Характеристики	Диск 1	Диск 2	Диск 3	Диск 4
R^2	0,981	0,982	0,985	0,989
MSE	$2 \cdot 10^{-6}$	$3 \cdot 10^{-6}$	$4 \cdot 10^{-6}$	$4 \cdot 10^{-6}$

Значения коэффициентов детерминации и величин среднеквадратических ошибок говорят об удовлетворительной точности полученной модели, что также наглядно подтверждается зависимостями на рис. 5.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 19-38-90263.

Выводы

В работе приведена модель, предназначенная для оценивания торцевых биений ротора барабанно-дискового типа с учётом параллельных связей по торцевым поверхностям деталей. Приведённая модель имеет вид регрессионной зависимости и описывает взаимосвязь между торцевыми биениями ротора, амплитудами отклонений формы сопрягаемых поверхностей деталей и их угловым положением в узле. Определение коэффициентов регрессионной зависимости производится на основе данных, полученных в ходе конечно-элементного моделирования сборки ротора. Полученная зависимость имеет удовлетворительную сходимость, что подтверждается коэффициентами R^2 и величинами MSE . Представлены графики зависимостей торцевых биений Tb ротора от амплитуд отклонения формы сопрягаемых поверхностей деталей и их угла поворота в узле.

Разработанная модель позволяет рассчитывать величины торцевых биений узла ротора КВД с малыми затратами времени по сравнению с использованием конечно-элементных моделей. Разработанная модель может быть использована в цеховых условиях при выполнении сборочных работ на основе результатов измерений деталей ротора. Применение разработанной модели позволит уменьшить количество ложных сборок

ротора КВД, требующих больших временных затрат и ухудшающих качество сопрягаемых поверхностей деталей.

Дальнейшей задачей исследований является разработка модели, позволяющей определять рациональные угловые положения деталей узла из условий минимизации торцевых биений ротора.

Библиографический список

1. Непомилуев В.В. Разработка технологических основ обеспечения качества сборки высокоточных узлов газотурбинных двигателей. Дис. ... д-ра техн. наук. Рыбинск, 2000. 356 с.
2. Безъязычный В.Ф., Непомилуев В.В., Семенов А.Н. Обеспечение качества изделий при сборке. М.: Спектр, 2012. 203 с.
3. Кравченко И.Ф., Кондратюк Э.В., Титов В.А., Филимоныхин Г.Б., Пейчев Г.И., Качан А.Я. Сборка роторов ГТД барабанно-дискового типа: типовые процессы, алгоритмы расчётов. Киев: КВИЦ, 2011. 198 с.
4. Ильина М.Е. Метод управления технологическим процессом сборки ротора ГТД дискового типа // Известия Волгоградского государственного технического университета. 2006. № 2 (19). С. 25-27.
5. Chase K.W., Greenwood W.H. Design issues in mechanical tolerance analysis // Manufacturing Review. 1988. V. 1, Iss. 1. P. 50-59.
6. Qureshi A.J., Dantan J.-Y., Sabri V., Beaucaire P., Gayton N. A statistical tolerance analysis approach for over-constrained mechanism based on optimization and Monte Carlo simulation // Computer-Aided Design. 2012. V. 44, Iss. 2. P. 132-142. DOI: 10.1016/j.cad.2011.10.004
7. Grandjean J., Ledoux Y., Samper S. On the role of form defects in assemblies subject to local deformations and mechanical loads // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2013. V. 65, Iss. 9-12. P. 1769-1778. DOI: 10.1007/s00170-012-4298-6
8. Ballu A., Mathieu L., Dantan J.-Y. Global view of geometrical specifications // In book: «Geometric Product Specification and Verification: Integration of Functionality». Dordrecht: Springer, 2003. P. 13-24. DOI: 10.1007/978-94-017-1691-8_2
9. Chase K.W., Parkinson A.R. A survey of research in the application of tolerance analysis to the design of mechanical assemblies // Research in Engineering Design. 1991. V. 3, Iss. 1. P. 23-37. DOI: 10.1007/bf01580066
10. Nigam S.D., Turner J.U. Review of statistical approaches to tolerance analysis // Computer-Aided Design. 1995. V. 27, Iss. 1. P. 6-15. DOI: 10.1016/0010-4485(95)90748-5
11. Roy U., Liu C.R., Woo T.C. Review of dimensioning and tolerancing: representation and processing // Computer-aided design. 1991. V. 23, Iss. 7. С. 466-483. DOI: 10.1016/0010-4485(91)90045-x
12. Srinivasan V. An integrated view of geometrical specification and verification // In book: «Geometric Product Specification and Verification: Integration of Functionality». Dordrecht: Springer, 2003. P. 1-11. DOI: 10.1007/978-94-017-1691-8_1
13. Voelcker H.B. The current state of affairs in dimensional tolerancing: 1997 // Integrated Manufacturing Systems. 1998. V. 9, Iss. 4. P. 205-217. DOI: 10.1108/09576069810217793
14. Каргапольцев С.К. Остаточные деформации при фрезеровании маложёстких деталей с подкреплением. Иркутск: Восточно-Сибирский институт МВД Российской Федерации, 1999. 136 с.

15. Huang W., Ceglarek D. Mode-based decomposition of part form error by discrete-cosine-transform with implementation to assembly and stamping system with compliant parts // *CIRP Annals*. 2002. V. 51, Iss. 1. P. 21-26. DOI: 10.1016/S0007-8506(07)61457-7

16. Formosa F., Samper S. Modal expression of form defects // In book: «Models for Computer Aided Tolerancing in Design and Manufacturing». Dordrecht: Springer, 2007. P. 13-22. DOI: 10.1007/1-4020-5438-6_3

17. Samper S., Formosa F. Form defects tolerancing by natural modes analysis // *Journal of Computing and Information Science in Engineering*. 2007. V. 7, Iss. 1. P. 44-51. DOI: 10.1115/1.2424247

18. Yanlong C., Bo L., Xuefeng Y., Jiayan G., Jiangxin Y. Geometrical simulation of multiscale toleranced surface with consideration of the tolerancing principle // *Journal of Computing and Information Science in Engineering*. 2015. V. 15, Iss. 2. DOI: 10.1115/1.4028962

MODEL FOR EVALUATING THE END RUNOUTS OF A ROTOR WITH PARALLEL CONNECTIONS OF PARTS

© 2021

I. A. Grachev Postgraduate Student of the Department of Engine Production Technology; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; grachmalek2602@gmail.com

E. V. Kudashov Postgraduate Student of the Department of Engine Production Technology; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; KEV-fantom@yandex.ru

M. A. Bolotov Candidate of Science(Engineering), Associate Professor of the Department of Engine Production Technology; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; maikl.bol@gmail.com

N. D. Pronichev Candidate of Science(Engineering), Associate Professor of the Department of Engine Production Technology; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; pronichev2008@rambler.ru

The existing methods for calculating the assembly dimensional chains of aircraft engine rotors are analyzed. The factors that have a significant impact on the reliability of the calculation of the controlled assembly parameters of the product are identified. One of these factors is the existence of parallel connections of parts in the rotor. In the drum & disk rotors, parallel rotor connections are formed by mating their parts along several end surfaces in the axial direction. A mathematical model is proposed that allows taking into account the parallel connections of the rotor parts. The form of relationship between rotor end run-outs and amplitudes of deviations of the shape of the mating surfaces of the parts and their angular positions in the unit is determined. The determined dependence includes many coefficients that allow taking into account the amplitudes of deviations of the shape of the mating surfaces, parallel connections of parts in the rotor, and their angular position. Determination of dependence coefficients' values is solved as a problem of regression analysis. The initial data for obtaining the dependence are formed using the developed parameterized finite element model (FEM) of a part of the rotor of an aircraft engine high-pressure compressor (HPC). The results of research of end run-outs of control surfaces of disks of the considered HPC rotor assembly part are presented. The values of the dependence coefficients for assessing the end run-outs of the rotor are determined.

Mathematical model; parallel connections of parts; finite element model; prediction error; surface profile and surface position deviations; regression dependence

Citation: Grachev I.A., Kudashov E.V., Bolotov M.A., Pronichev N.D. Model for evaluating the end runouts of a rotor with parallel connections of parts. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2021. V. 20, no. 2. P. 83-96. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-2-83-96

References

1. Nepomiluev V.V. *Razrabotka tekhnologicheskikh osnov obespecheniya kachestva sborki vysokotochnykh uzlov gazoturbinnnykh dvigateley. Diss. ... d-ra tech. nauk* [Development of background technology for assuring the quality of assembling high-precision parts of gas turbine engines. Doctoral dissertation (Engineering)]. Rybinsk, 2000. 356 p.
2. Bez"yazychnyy V.F., Nepomiluev V.V., Semenov A.N. *Obespechenie kachestva izdeliy pri sborke* [Product quality assurance in assembling]. Moscow: Spektr Publ., 2012. 203 p.
3. Kravchenko I.F., Kondratyuk E.V., Titov V.A., Filimonikhin G.B., Peychev G.I., Kachan A.Ya. *Sborka rotorov GTD barabanno-diskovogo tipa: tipovye protsessy, algoritmy raschetov* [Assembling gas turbine engine drum-and-disk rotors: standard practices, calculation algorithms]. Kiev: KVITs Publ., 2011. 198 p.
4. Il'ina M.E. Method of controlling the process of assembling a gas turbine engine disk rotor. *Izvestiya Volgogradskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta*. 2006. No. 2. P. 25-27. (In Russ.)
5. Chase K.W., Greenwood W.H. Design issues in mechanical tolerance analysis. *Manufacturing Review*. 1988. V. 1, Iss. 1. P. 50-59.
6. Qureshi A.J., Dantan J.-Y., Sabri V., Beaucaire P., Gayton N. A statistical tolerance analysis approach for over-constrained mechanism based on optimization and Monte Carlo simulation. *Computer-Aided Design*. 2012. V. 44, Iss. 2. P. 132-142. DOI: 10.1016/j.cad.2011.10.004
7. Grandjean J., Ledoux Y., Samper S. On the role of form defects in assemblies subject to local deformations and mechanical loads. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2013. V. 65, Iss. 9-12. P. 1769-1778. DOI: 10.1007/s00170-012-4298-6
8. Ballu A., Mathieu L., Dantan J.-Y. Global view of geometrical specifications. *In book: «Geometric Product Specification and Verification: Integration of Functionality»*. Dordrecht: Springer, 2003. P. 13-24. DOI: 10.1007/978-94-017-1691-8_2
9. Chase K.W., Parkinson A.R. A survey of research in the application of tolerance analysis to the design of mechanical assemblies. *Research in Engineering Design*. 1991. V. 3, Iss. 1. P. 23-37. DOI: 10.1007/bf01580066
10. Nigam S.D., Turner J.U. Review of statistical approaches to tolerance analysis. *Computer-Aided Design*. 1995. V. 27, Iss. 1. P. 6-15. DOI: 10.1016/0010-4485(95)90748-5
11. Roy U., Liu C.R., Woo T.C. Review of dimensioning and tolerancing: representation and processing. *Computer-aided design*. 1991. V. 23, Iss. 7. C. 466-483. DOI: 10.1016/0010-4485(91)90045-x
12. Srinivasan V. An integrated view of geometrical specification and verification. *In book: «Geometric Product Specification and Verification: Integration of Functionality»*. Dordrecht: Springer, 2003. P. 1-11. DOI: 10.1007/978-94-017-1691-8_1
13. Voelcker H.B. The current state of affairs in dimensional tolerancing: 1997. *Integrated Manufacturing Systems*. 1998. V. 9, Iss. 4. P. 205-217. DOI: 10.1108/09576069810217793
14. Kargapol'tsev S.K. *Ostatochnye deformatsii pri frezerovanii malozhestkikh detaley s podkrepleniem* [Residual deformations in milling low-rigidity stiffened parts]. Irkutsk: Vostochno-Sibirskiy Institut MVD Rossiyskoy Federatsii Publ., 1999. 136 p.
15. Huang W., Ceglarek D. Mode-based decomposition of part form error by discrete-cosine-transform with implementation to assembly and stamping system with compliant parts. *CIRP Annals*. 2002. V. 51, Iss. 1. P. 21-26. DOI: 10.1016/S0007-8506(07)61457-7

16. Formosa F., Samper S. Modal expression of form defects. *In book: «Models for Computer Aided Tolerancing in Design and Manufacturing»*. Dordrecht: Springer, 2007. P. 13-22. DOI: 10.1007/1-4020-5438-6_3

17. Samper S., Formosa F. Form defects tolerancing by natural modes analysis. *Journal of Computing and Information Science in Engineering*. 2007. V. 7, Iss. 1. P. 44-51. DOI: 10.1115/1.2424247

18. Yanlong C., Bo L., Xuefeng Y., Jiayan G., Jiangxin Y. Geometrical simulation of multiscale toleranced surface with consideration of the tolerancing principle. *Journal of Computing and Information Science in Engineering*. 2015. V. 15, Iss. 2. DOI: 10.1115/1.4028962