

РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАТЯГОВ ПО АНТИВИБРАЦИОННЫМ ПОЛКАМ ЛОПАТОК

© 2023

- Е. Ю. Печенина** аспирант, ассистент кафедры технологий производства двигателей; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; ek-ko@list.ru
- Е. В. Кудашов** аспирант кафедры технологий производства двигателей; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; kev-fantom@yandex.ru
- В. А. Печенин** кандидат технических наук, доцент кафедры технологий производства двигателей; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; vadim.pechenin2011@yandex.ru

Приводится расчёт изменения углов установки профиля лопаток рабочего колеса компрессора, характеризующего натяги по антивибрационным полкам, посредством разработки цифровой модели. Входными параметрами в модель являются геометрические отклонения пазов диска и лопаток комплекта. В основе расчёта лежит моделирование соединений посредством метода конечных элементов (КЭМ). Кроме того, для автоматизации моделирования используется параметрическая конструкторская модель лопатки, созданная в САД модуле программы NX; программа автоматизации расчётов, созданная в среде MATLAB и алгоритм пересчёта деформаций в точках, получаемых в КЭМ, в величины углов. Исходные данные и результирующие значения параметров хранятся в электронных таблицах. Проведены экспериментальные исследования, включающие в себя измерения диска и лопаток рабочего колеса, их сборку и измерение натягов. Для фильтрации погрешностей измерений углов применён фильтр Гаусса. Выполнен расчёт натягов данного комплекта с использованием разработанной модели. Результаты показали, что предельная погрешность моделирования составляет 16% от величины экспериментальных данных, коэффициент корреляции между моделируемыми и экспериментальными данными составил 0,71.

Рабочее колесо; метод конечных элементов; натяг; фильтр Гаусса; координатные измерения

Цитирование: Печенина Е.Ю., Кудашов Е.В., Печенин В.А. Разработка модели определения натягов по антивибрационным полкам лопаток // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2023. Т. 22, № 2. С. 79-90. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-79-90

Введение

Заданная степень повышения давления, устойчивость и надёжность работы компрессора зависят от обеспечения равномерности сборочных параметров между лопатками [1]. Равномерность натягов по антивибрационным полкам обеспечивается точностью изготовления лопаток и их сборкой. Сужение допусков на изготовление экономически нецелесообразно [2]. Существенным резервом повышения эксплуатационных показателей является улучшение технологии сборки лопаточных венцов.

Сборка является ресурсоёмкой комбинаторной задачей, решение которой невозможно получить с использованием известных моделей и алгоритмов [3]. Задача оптимальных расстановок и комплектаций относится к классу NP-полных задач. Если производится расстановка лопаток в рамках одного комплекта, то количество комбинаций для их расстановки составит $n!$ (где n – число лопаток). Учитывая, что число лопаток на различных ступенях в двигателе начинается от 30 и доходит до 80...100, то порядки числа

комбинаций принимают огромные значения [4]. Для задачи комплектации, когда нужно множество лопаток на складе расставить по нескольким разным комплектам, сложность ещё более возрастает [5].

В настоящее время существуют все возможности учитывать данные, поступающие с контрольных операций лопаток [6; 7], и на основании их производить сборку быстро и с требуемым качеством, используя соответствующие математические модели расчёта натягов и алгоритмы расстановки лопаток, использующие такие модели [8]. В работе рассматривается сборка рабочего колеса восьмой ступени компрессора среднего давления, лопатки которого имеют относительно небольшие размеры и стыкуются между собой по антивибрационным полкам. Обеспечение равномерного натяга является перво-степенной задачей при ремонте и использовании двигателя. В этой связи из-за недостаточного или излишнего напряжения между лопатками, а также его неравномерности лопатка становится излишне вибро-нагруженной, начинает колебаться и разрушается, обломки лопаток в процессе работы двигателя разрушают остальные лопатки диска, а кроме того и лопатки нескольких дисков за ним.

Целью исследования является разработка модели сборки рабочего колеса восьмой ступени компрессора среднего давления, позволяющей прогнозировать величину натягов между лопатками. Модель необходима для дальнейшей разработки цифровых моделей управления технологическим процессом.

Объект исследования

Сборка рабочего колеса может происходить или при его первоначальном производстве, или при ремонте после эксплуатации. Фотографии диска и лопатки восьмой ступени колеса среднего давления приведены на рис. 1.

Согласно технологии изготовления и на диске, и на лопатках проводится контроль геометрических параметров, характеризующих их качество.

На диске осуществляется контроль пазов, ключевыми параметрами при их контроле являются: расстояние от центра диска до плоскости паза, сопрягаемой с опорной поверхностью хвостовика M_1 ; углы разворота пазов (между осью вращения диска и осями симметрии пазов) β_s ; ширины пазов диска w_s на расстоянии h от опорной поверхности; величины углов деления пазов α_{ss} . Кроме того, производится измерение сноса первого паза относительно нулевого отверстия на ободке диска.



а



б

Рис. 1. Фотографии рассматриваемых деталей: а – диск; б – лопатка

При контроле лопаток в производстве измеряют: а) отклонение величин стыковых размеров по рабочим торцам антивибрационных полок лопаток (l_{sp}) со стороны спинки δl_s и корыта δl_p ; б) фактические значения угла касательной к профилю в контрольных сечениях лопаток в свободном состоянии (γ_b); толщину хвостовика δw_l на расстоянии h от опорной поверхности. На рис. 2 приведена развёртка на плоскости сечения лопатки в месте антивибрационной полки с обозначенными на ней геометрическими параметрами.

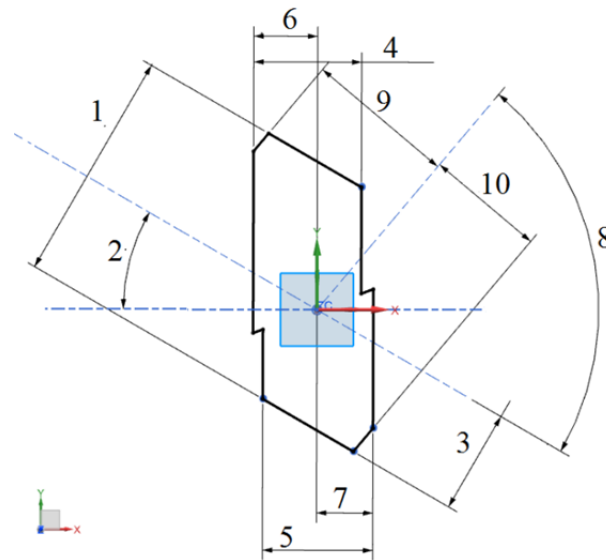


Рис. 2. Сечение лопатки в месте антивибрационной полки:
 1 – l_{sp} ; 2 – γ_b ; 3 – l_p ; 4 – t_s ; 5 – t_p ; 6 – t_{hp} ; 7 – t_{hs} ; 8 – α_s ; 9 – d_s ; 10 – d_p

Для построения математической модели антивибрационной полки необходимо кроме контролируемых параметров использовать дополнительные геометрические параметры, заданные в конструкторской модели, а именно: расстояние от центра до рабочего торца со стороны корыта l_p ; толщина полки со стороны спинки t_s и часть этой толщины со стороны входной кромки до оси t_{hs} ; толщина полки со стороны корыта t_p и часть этой толщины со стороны выходной кромки до оси t_{hp} ; угол среза полок α_s ; расстояние до плоскости среза со стороны спинки d_s и корыта d_p .

Модель для определения натягов рассматриваемого рабочего колеса включает в себя параметрические 3D-модели рассматриваемых деталей, в которых изменяемыми параметрами являются контролируемые в производстве размеры.

Модель определения натягов

Натяги по антивибрационным полкам в производстве оценивают по изменению углов касательных к профилю в определённом сечении лопатки. Расчёт изменения углов установки пера можно выполнить с использованием конечно-элементной модели (КЭМ) в среде ANSYS, которые будут являться ядром разработанной модели определения натягов. Разработанная модель представляет собой совокупность нескольких взаимодействующих между собой блоков, которые можно представить в виде блок-схемы, приведённой на рис. 3.

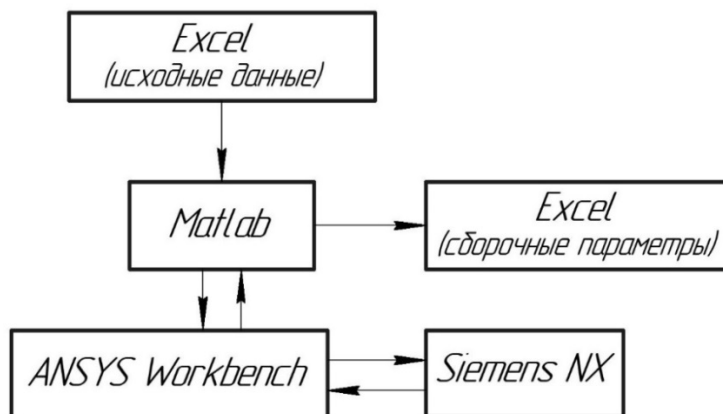


Рис. 3. Схема модели для выполнения расчётов натягов

Параметрические модели лопаток созданы в программе NX. Автоматизацию процесса расчёта обеспечивает написанная в среде MATLAB программа, управляющая процессом вычисления в ANSYS посредством отправки APDL команд и считывания результатов расчётов. Исходные параметры загружаются из таблицы, которая содержится в файле с расширением *.xlsx.

В КЭМ упрощён хвостовик и пазы диска, осуществляется сдвиг и разворот торцевых контактных плоскостей antivибрационной полки. Кроме того, можно изменять угловое положение лопаток согласно погрешности деления пазов α_{ss} . На рис. 4 приведён эскиз модели с обозначенными параметрами геометрических отклонений, которые можно вносить в модель.

Отклонение толщины состоит из отклонения со стороны спинки δl_s и со стороны корыта δl_p , данные параметры вычисляются из параметров l_{sp} и l_p .

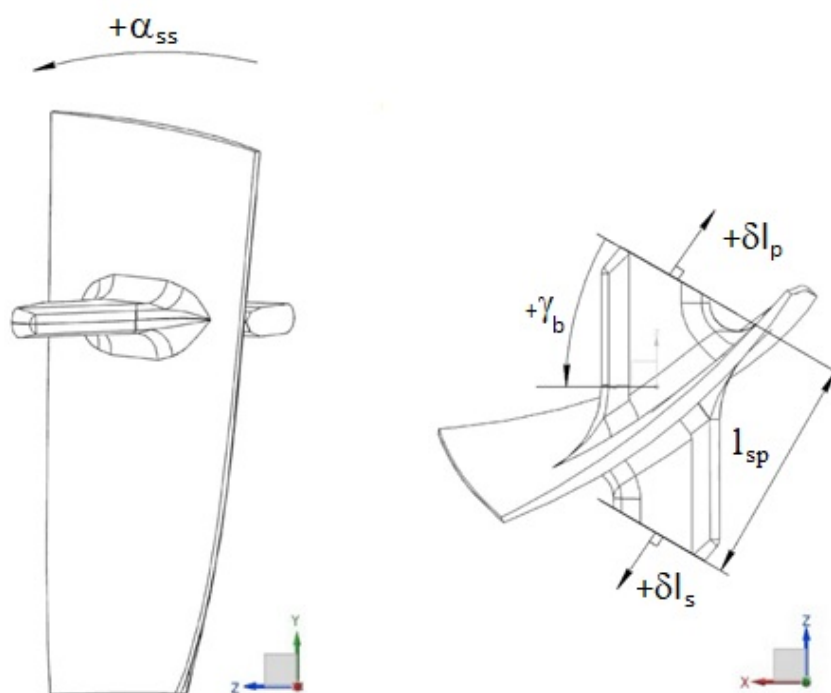


Рис. 4. Эскиз модели рабочей лопатки с параметрами отклонений

Создание конечно-элементной модели, как отмечалось выше, выполнялось в системе ANSYS Workbench с использованием модуля Static Structural. Этапы формирования КЭМ: 1) задание механических свойств; 2) импорт и связка параметризованных моделей лопаток и диска; 3) задание граничных условий; 4) задание выводимых параметров в препроцессоре.

Механические свойства материалов задавались исходя из материала лопаток рабочего колеса. Для выполнения КЭ моделирования сборки рабочего колеса задавались следующие механические свойства материала диска и лопаток: коэффициент Пуансона 0,36; модуль нормальной упругости $9,6 \cdot 10^{10}$ Па; плотность материала 4620 кг/м^3 ; предел прочности $1,07 \cdot 10^9$ Па; физический предел текучести $9,3 \cdot 10^8$ Па; условный предел текучести $9,3 \cdot 10^8$ Па; коэффициент теплового расширения $9,4 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$.

Связка моделей CAD с CAE модулем проводилась в следующем порядке: импортировалась CAD модель диска и затем конвертировалась в формат *.prt; 84 раза загружалась CAD модель лопатки, угловое положение которой соответствует угловому положению соответствующего паза. Параметры моделей проиндексированы, к каждому индексу добавлялся номер лопатки. Добавлялся делительный диаметр сечения, в котором выполнялась оценка угла разворота лопаток, его величина составляет 785 мм (рис. 5).

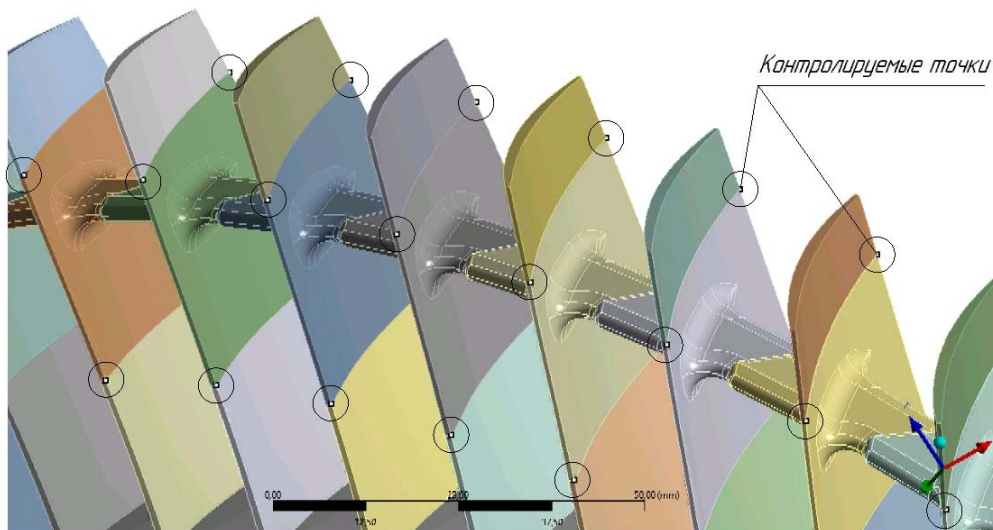


Рис. 5. Расположения контролируемых точек на пере лопатки после выполнения КЭ расчёта

Параметры моделей лопаток поочередно обновлялись, что увеличило стабильность работы связки CAD и CAE-моделей. В созданной КЭМ были заданы следующие граничные параметры: размер и форма конечного элемента (фасеты) сетки; параметры контактных пар деталей; ограничение по перемещению.

В качестве фасеты был выбран тетрагональный элемент второго порядка. Размер конечного элемента тел составил 3 мм, размер фасет сопрягаемых элементов составил до 0,5 мм.

В Ansys Workbench контактное взаимодействие диска с лопатками осуществлялось с использованием типа контакта «Bonded» (ограничение, при котором нет относительного движения между деталями), контактное взаимодействие между парами лопаток по antivибрационным полкам задавалось с помощью «Frictional» (скольжение с трением). Для сходимости решения для каждой пары лопаток дополнительно задава-

лись условия междузлового взаимодействия «Nodal-Normal To Target». Кроме того, использовался алгоритм для обнаружения натягов между сопрягаемыми поверхностями антивибрационных полок «Add Offset, Ramped Effectes».

В препроцессор КЭМ модели были загружены контрольные точки для определения изменений углов установки лопаток. После расчёта величины деформаций вдоль координатных осей для контрольных точек экспортируются в формате *.txt.

Для расчёта изменений углов установки лопаток $\delta\beta$ был разработан алгоритм, реализованный в среде MATLAB. На рис. 6 приведена блок-схема расчёта углов разворота лопаток по координатам исходных точек и деформациям в них, рассчитанных в КЭМ-модели.

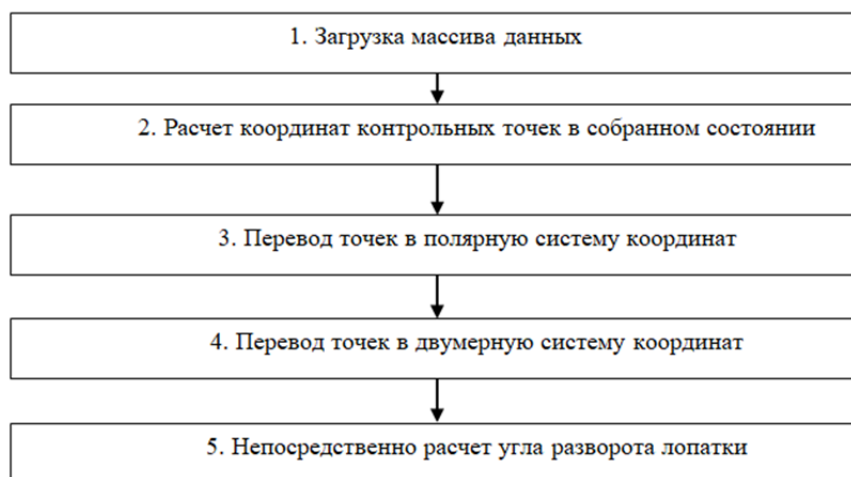


Рис. 6. Блок-схема алгоритма расчёта угла закрутки лопатки в эксперименте

На первом этапе алгоритма (рис. 6), координаты контрольных точек из конструкторской модели сохраняются в матрицу $P_{84 \times 3}$. Значения деформаций точек на профиле лопаток вдоль трёх осей последовательно загружаются и сохраняются в одну матрицу деформаций $D_{84 \times 3}$.

На втором этапе производится расчёт координат точек на профиле лопаток после сборки. Для этого необходимо просуммировать массив координат точек до сборки с массивом значений деформаций по правилу сложения матриц:

$$Q_{84 \times 3} = P_{84 \times 3} + D_{84 \times 3}. \quad (1)$$

Таким образом, у нас получится новая матрица $Q_{84 \times 3}$, каждый элемент которой был получен путём суммирования соответствующих элементов массивов координат точек до сборки с массивом значений деформаций. Для выполнения расчёта углов установки следует перейти в двумерную систему координат, что выполняется в два этапа.

На третьем этапе осуществляется преобразование Декартовой системы координат в полярную. За ось вращения принимается ось двигателя X . Остальные две координаты точек в данном случае задаются с помощью угла φ^i и радиус-вектора ρ^i от центра координат:

$$\begin{cases} \rho^i = \sqrt{P_y^i + P_z^i}, \\ \varphi^i = \arctg\left(\frac{P_z^i}{P_y^i}\right). \end{cases} \quad (2)$$

На четвёртом этапе из двух полярных координат рассчитаем длину окружности для каждой точки, получив вторую ось X_l новой системы координат:

$$P_{xl}^i = \rho^i \varphi^i / (\pi). \quad (3)$$

На заключительном этапе в полученной плоской системе координат выполняется непосредственно расчёт угла касательной к профилю лопаток γ_b^i . Из координат точек вычисляются уравнения прямых, из уравнения прямых – углы наклона к оси X . Угол касательной до сборки находится аналогично. Далее вычисляется разность этих углов и, таким образом, получается угол между двумя прямыми – изменение угла $\delta\gamma_b^i$, характеризующий разворот лопатки и возникающий натяг в соединении. В электронную таблицу формата *.xlsx сохраняются результаты расчёта углов и их деформаций.

Контроль деталей в экспериментах

Для оценки параметров пазов диска измерения выполняются на координатно-измерительной машине DEA Global Advantage. Для оценки погрешностей контроля и повышения достоверности расчётов все параметры лопаток, кроме γ_b , измерялись на портативной координатно-измерительной машине SimCore. В свою очередь, угол установки γ_b контролируется, когда рабочее колесо собрано.

Первый контроль угла установки осуществляется, когда установлены лопатки в нечётные пазы диска и получена расстановка лопаток в рабочем колесе через одну. Лопатки устанавливаются слесарем-сборщиком с помощью алюминиевого стержня и молотка. Сборка рабочего колеса начинается с установки в первый паз диска нечётной лопатки из комплекта и затем последовательно расстановливаются все лопатки с учётом их распределения по пазам. После расстановки лопаток следует контроль углов установки в свободном состоянии лопаток. Но прежде метролог наносит риски на лопатки в соответствии с регламентируемыми значениями расстояний от центра диска. Измерения углов установки осуществляются с использованием оптического угломера.

Затем лопатки из нечётных пазов извлекаются и осуществляется расстановка лопаток в чётные пазы диска. После чего следует очередной контроль углов установки лопаток в свободном состоянии аналогичным образом, как для расстановки лопаток в нечётных пазах.

Заключительный контроль углов установки производят после установки всего комплекта лопаток в пазы. Так как слесарь-сборщик последовательно загоняет лопатки в пазы, то в процессе установки они меняют свой первоначальный угол установки. В случае, когда все лопатки установлены в пазы, измерения производятся аналогичным образом, как и для лопаток в свободном состоянии. Вычитая из углов установки в собранном состоянии углы установки в свободном состоянии, вычисляют отклонения углов установки $\delta\gamma_b$, характеризующие натяг.

Оптический угломер имеет цену деления 5 угловых минут. Кроме того, на погрешность оказывают влияние положение инструмента во время измерения, точность

нанесения разметки в месте измерения, субъективный человеческий фактор. Для фильтрации случайных выбросов к получаемым в экспериментах величинам $\delta\gamma$ применялся Гауссов фильтр [9].

Используемые метрики оценок

После измерений выполняется расчёт отклонений измеренных параметров p_{meas} от параметров p_i , заданных по чертежу:

$$\delta_{as} = p_{meas} - p_i. \tag{4}$$

Для оценки наличия и силы взаимосвязей между величинами разностей углов установки лопаток до и после сборки, получаемыми в результате расчёта по разработанной модели $\delta\gamma_b^M$ и полученными в эксперименте $\delta\gamma_b$, использовался метод корреляций. Рассчитывается коэффициент корреляции Пирсона r по формуле:

$$r = \frac{\sum_1^n (\delta\gamma_b^M - \overline{\delta\gamma_b^M})(\delta\gamma_b - \overline{\delta\gamma_b})}{n \sigma_M \sigma_\gamma}, \tag{5}$$

где n – количество измеренных параметров; σ_M, σ_γ – среднеквадратические отклонения $\delta\gamma_b^M$ и $\delta\gamma_b$; $\overline{\delta\gamma_b^M}, \overline{\delta\gamma_b}$ – среднее арифметическое для $\delta\gamma_b^M$ и $\delta\gamma_b$.

Результаты

Были выполнены измерения параметров пазов диска и 84 лопаток. В табл. 1 приведены значения минимальной δ_{as_min} и максимальной δ_{as_max} величин отклонений параметров от их конструкторских размеров, а также моментные характеристики: математическое ожидание μ и среднеквадратическое отклонение σ .

Таблица 1. Отклонения δ_{as} размеров пазов диска и лопаток

Параметры диска первого рабочего колеса							
δM_1 , мм				$\delta \alpha_{ss}$, мин			
μ	σ	δ_{as_min}	δ_{as_max}	μ	σ	δ_{as_min}	δ_{as_max}
-0,031	0,012	-0,053	-0,004	0,008	0,339	-0,88	0,98
$\delta \beta_s$, мин				δw_s , мм			
μ	σ	δ_{as_min}	δ_{as_max}	μ	σ	δ_{as_min}	δ_{as_max}
1,320	2,161	-4,2	5,46	-0,0811	0,0076	-0,104	-0,062
Параметры диска второго рабочего колеса							
δl_{sp} , мм				δl_p , мм			
μ	σ	δ_{as_min}	δ_{as_max}	μ	σ	δ_{as_min}	δ_{as_max}
-0,085	0,058	-0,215	0,046	0,146	0,087	-0,065	0,483
δw_l , мм				$\delta \gamma_b$ (отклонение в свободном состоянии), град			
μ	σ	δ_{as_min}	δ_{as_max}	μ	σ	δ_{as_min}	δ_{as_max}
-0,002	0,007	-0,045	0,011	0,166	0,181	-0,333	0,583

Следует отметить, что параметры диска находятся в пределах полей допусков на изготовление, величины отклонений параметров l_p и γ_b лопаток превышают допустимые величины в 2-3 раза.

Было выполнено измерение изменения углов $\gamma_{b_н}$, характеризующих натяг. К результатам был применён фильтр Гаусса. Геометрические отклонения были использованы в разработанной модели, с её использованием выполнен расчёт изменения углов, результаты приведены на рис. 7.

В табл. 2 приведены моментные характеристики измерений углов $\gamma_{b_н}$, характеризующих натяг, для эксперимента и модели.

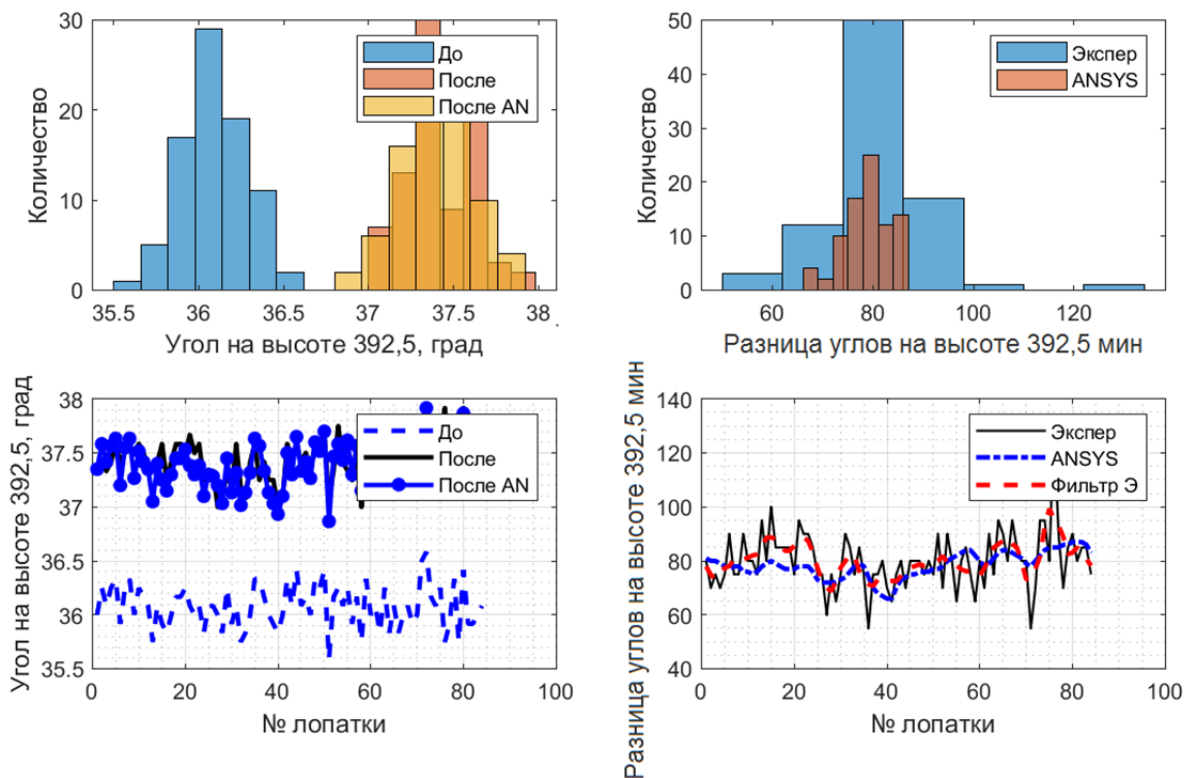


Рис. 7. Графики и гистограммы результатов сравнения экспериментальных и модельных данных

Таблица 2. Обобщение разностей углов установки в эксперименте и в модели

Параметр	Абсолютные величины $\gamma_{b_н}$			Отклонения модели δ_{as}	
	Эксперимент	Эксперимент после фильтрации	Модель	Эксперимент	Эксперимент после фильтрации
μ	1,337	1,337	1,305	0,033	0,033
σ	0,178	0,102	0,080	0,166	0,087
δ_{as_min}	0,917	1,147	1,104	-0,387	-0,137
δ_{as_max}	2,167	1,655	1,449	0,748	0,246

Отклонения до фильтрации случайных значений довольно существенны, максимальная величина доходит до 35% оцениваемой величины. При сравнении результатов расчётов с обработанными фильтром Гаусса результатами экспериментов максимальная величина отклонений снижается более чем в 2 раза, достигая 16%. Коэффициент корреляции Пирсона между моделью и экспериментом до фильтрации Гаусса составил 0,49, после фильтрации 0,71, что говорит о высокой взаимосвязи результатов моделирования и экспериментальных данных.

Заключение

Результаты исследования показали возможность прогноза эксплуатационного параметра – натяга, основываясь на данных промышленного контроля отдельных деталей рабочего колеса компрессора.

Разработанная модель может быть применена для оценки характера и величины натягов до проведения самой сборки, что позволит промоделировать различные варианты расстановки лопаток в комплекте и подобрать оптимальный вариант с точки зрения достижения минимальной неравномерности величины натягов в комплекте, а затем выполнять саму сборку, что существенно сократит количество ложных сборок в процессе достижения оптимального варианта.

Производимый расчёт в разработанной модели длится довольно долго (около двух часов для комплекта из 84 лопаток), и ANSYS является коммерческим продуктом, на который требуется покупка дорогостоящей лицензии. По этой причине дальнейшими направлениями исследований будет построение регрессионной модели, позволяющей на основании сочетаний отклонений геометрических параметров деталей, формирующих натяги, прогнозировать изменения углов установки. Разработанная модель будет использована для формирования обучающей выборки для регрессионной модели, позволяющей оперативно прогнозировать натяги в соединениях.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Фонда содействия инновациям.

Библиографический список

1. Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. Т. 2. М.: Машиностроение, 2008. 365 с.
2. Непомилуев В.В., Дюпин И.В. Повышение качества сборки путём обеспечения статистической управляемости технологических процессов изготовления деталей // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2008. № 2. С. 3-7.
3. Непомилуев В.В., Майорова Е.А. Оптимизация метода индивидуального подбора для многозвенных размерных цепей // Известия МГТУ «МАМИ». 2008. № 2 (6). С. 302-309.
4. Осипович Д.А., Ярушин С.Г., Макеев А.Б. Исследование алгоритмов подбора лопаток при сборке сопловых аппаратов газотурбинного двигателя // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2018. № 7 (216). С. 313-319.
5. Непомилуев В.В., Майорова Е.А. Исследование возможности повышения качества изготовления высокоточных изделий машиностроения путём учёта компенсирующей способности деталей при использовании метода индивидуального подбора // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2009. № 9. С. 11-14.

6. Pakh H.J., Ahn W.J. Precision inspection system for aircraft parts having very thin features based on CAD/CAI integration // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 1996. V. 12, Iss. 6. P. 442-449. DOI: 10.1007/bf01186933

7. Schneider M., Friebe H., Galanulis K. Validation and optimization of numerical simulations by optical measurements of tools and parts // Proceedings of the International Conference of International Deep Drawing Research Group, IDDRG 2008 (June, 16-18, 2008, Olofström, Sweden). 2008. P. 327-332.

8. Безъязычный В.Ф., Непомилуев В.В. Технология виртуальной сборки // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2011. № 6. С. 3-14.

9. Shapiro L.G., Stockman G.C. Computer vision. New Jersey: Prentice Hall, 2001. 580 p.

DEVELOPMENT OF A MODEL FOR DETERMINATION OF PRELOADS ON BLADE SHROUDS

© 2023

E. Yu. Pechenina Postgraduate Student, Assistant of the Department of Engine Production Technology; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; ek-ko@list.ru

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

V. A. Pechenin Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Engine Production Technology; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; vadim.pechenin2011@yandex.ru

The article presents a digital model for calculating the change in the angles of incidence of compressor rotor wheel blades that characterize tightness. The input parameters for the model are the geometric deviations of the disc slots and blades of the set. The calculation is based on the modeling of joints using the finite element method. To automate the modeling, a parametric design model of the blade created in the CAD module of the NX program is used; a calculation automation program created in the MATLAB environment and an algorithm for converting deformations at points obtained in finite element method into angles. The initial data and the resulting parameter values are stored in spreadsheets. Experimental studies have been carried out, including measurements of the disk and blades of the impeller, their assembly and measurement of interference. A Gaussian filter was applied to process the results of angle measurements. The tightness of the set under consideration was calculated using the developed model. The results showed that the limiting simulation error amounts to 16% of the value of experimental data; the index of correlation between the simulated and experimental data was 0.71.

Impeller; finite element method; preload; Gaussian filter; coordinate measurements

Citation: Pechenina E.Yu., Kudashov E.V., Pechenin V.A. Development of a model for determination of preloads on blade shrouds. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2023. V. 22, no. 2. P. 79-90. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-79-90

References

1. Inozemtsev A.A., Nikhamkin M.A., Sandratskiy V.L. *Osnovy konstruirovaniya aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok. T. 2* [Fundamentals of designing aircraft engines and power plants. V. 2]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2008. 365 p.

2. Nepomiluev V.V., Dyupin I.V. Assembly quality increasing by means of statistical control assurance of parts manufacturing technological process. *Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making*. 2008. No. 2. P. 3-7. (In Russ.)
3. Nepomiluyev V., Mayorova E. Optimization of individual selection for multiselection dimensional chains. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2008. No. 2 (6). P. 302-309. (In Russ.)
4. Osipovich D.A., Yarushin S.G., Makeev A.B. Research of blades selection algorithms for assembling of gas turbine engine nozzle diaphragm. *Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making*. 2018. No. 7 (216). P. 313-319. (In Russ.)
5. Nepomiluyev V.V., Mayorova E.A. Study of the possibility for quality increasing in high precision details in industry by considering of details using the method of individual choice. *Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making*. 2009. No. 9. P. 11-14. (In Russ.)
6. Pahk H.J., Ahn W.J. Precision inspection system for aircraft parts having very thin features based on CAD/CAI integration. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 1996. V. 12, Iss. 6. P. 442-449. DOI: 10.1007/bf01186933
7. Schneider M., Friebe H., Galanulis K. Validation and optimization of numerical simulations by optical measurements of tools and parts. *Proceedings of the International Conference of International Deep Drawing Research Group, IDDRG 2008 (June, 16-18, 2008, Olofström, Sweden)*. 2008. P. 327-332.
8. Bezyazichniy V.F., Nepomiluev V.V. Technology of virtual assembling. *Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making*. 2011. No. 6. P. 3-14. (In Russ.)
9. Shapiro L.G., Stockman G.C. Computer vision. New Jersey: Prentence Hall, 2001. 580 p.