

ВЛИЯНИЕ ШЛИЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ НА ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ РАСПОЛОЖЕННОГО НАД НИМ ПОДШИПНИКА

Андрей Сергеевич АМЕЛЬКИН родился в 1983 г. в городе Москве. Аспирант МАИ. Основные научные интересы — в области конструирования и проектирования двигателей летательных аппаратов.

Andrey S. AMELKIN, was born in 1983, in Moscow. He is Post-Graduate Student at the MAI. His research interests are in design and development of aircraft propulsion systems.

Тимофей Николаевич КИЯНСКИЙ родился в 1954 г. в городе Макеевке Донецкой области УССР. Начальник бюро НТЦ «МКБ «Гранит». Кандидат технических наук. Основные научные интересы — в области обеспечения надёжности двигателей летательных аппаратов на стадии проектирования. Автор восьми научных работ.

Timofey N. KIANSKY, Ph.D., was born in 1954, in the Donetsk Region. He is the Head of a Bureau at the «Granite» Moscow Design Bureau, Scientific and Technical Center (МКБ «Гранит»). His research interests are in the reliability-based design support of aircraft engines. He has published 8 technical papers.

Подшипники качения в зоне шлицевого соединения часто встречаются в конструкциях газотурбинных двигателей. При передаче крутящего момента через шлицевое соединение возможна деформация посадочной поверхности подшипника, что неблагоприятно влияет на условия его работы.

Рассмотрим передачу крутящего момента от цапфы диска ТНД на вал (рис. 1). Посадочная поверхность А под внутреннее кольцо роликового подшипника конструктивно расположена над шлицами. Центрирование деталей осуществляется по поверхностям Б и В. Шлицы изготавливаются относительно этих поверхностей с некоторым биением по профилю. Максимальное биение профиля шлиц для вала может составлять 0,04 мм, для цапфы — 0,07 мм. После сборки шлицы деталей взаимно смещены, вследствие чего при передаче крутящего момента возникает неравномерное распределение усилий по шлицам, что приводит к деформации поверхности А.

Как известно, к авиационным подшипникам отрасли предъявляются высокие требования по точности размеров, формы и расположения поверхно-

стей. Например, для посадочного отверстия внутреннего кольца $\varnothing 110$ мм допуск на размер составляет 0,010 мм, а средняя конусообразность и непостоянство диаметра — не более 0,005 мм. Сборка подшипникового узла выполняется с контролем радиального люфта подшипника. Так, для подшипника с посадкой на вал $\varnothing 110$ мм и в корпус $\varnothing 140$ мм радиальный зазор должен быть не менее 0,025 мм и обеспечивается подбором деталей и посадок. При деформации посадочной поверхности подшипника значения перечисленных геометрических параметров выходят из полей допусков, что снижает надёжность подшипника.

Для подтверждения влияния биений по профилям шлицевого соединения на радиальную деформацию посадочной поверхности под внутреннее кольцо подшипника была решена нелинейная зада-



Рис. 1. Шлицевое соединение цапфы и вала:
1 — цапфа ТНД; 2 — вал ТНД

ча с учетом сложного контактного взаимодействия с использованием системы конечноэлементного анализа MSC.Marc.

Для анализа выбрано эвольвентное шлицевое соединение с 45 шлицами, и для большего приближения к реальной конструкции двигателя АЛ-31Ф на внешней детали были пропущены три шлица, равномерно расположенных по окружности. Взаимное смещение центров симметрии контактирующих деталей, исходя из максимальной величины биений на шлицах, составило 0,11 мм. Геометрия профилей эвольвентных шлицев и впадин строилась для случая наибольших зазоров в соединении, т. е. при минимальной ширине шлицев на внутренней детали и максимальной ширине впадин на внешней детали в пределах допусков. Максимальный крутящий момент принят 2680 кг · см. Крутящий момент для удобства моделирования и задания граничных ус-

— шлицы в верхней части сборки имеют зазоры по обеим сторонам (рис. 2, б);

— шлицы в правой нижней части имеют контакт по правой грани и при приложении нагрузки сразу вступят в работу (рис. 2, в).

Механические свойства используемых материалов ($t = 200\text{ }^{\circ}\text{C}$):

внутренняя деталь: $E = 19500\text{ кг/мм}^2$, $\mu = 0,3$;

внешняя деталь: $E = 20000\text{ кг/мм}^2$, $\mu = 0,3$,

где E — модуль упругости;

μ — коэффициент Пуассона.

На рис. 3 и 4 представлены результаты расчёта эквивалентных напряжений в деталях при действующей нагрузке 50% и 100% от максимального крутящего момента соответственно. Рассматривается только радиальная неравномерность напряжений от прикладываемого крутящего момента. На рис. 5 и 6

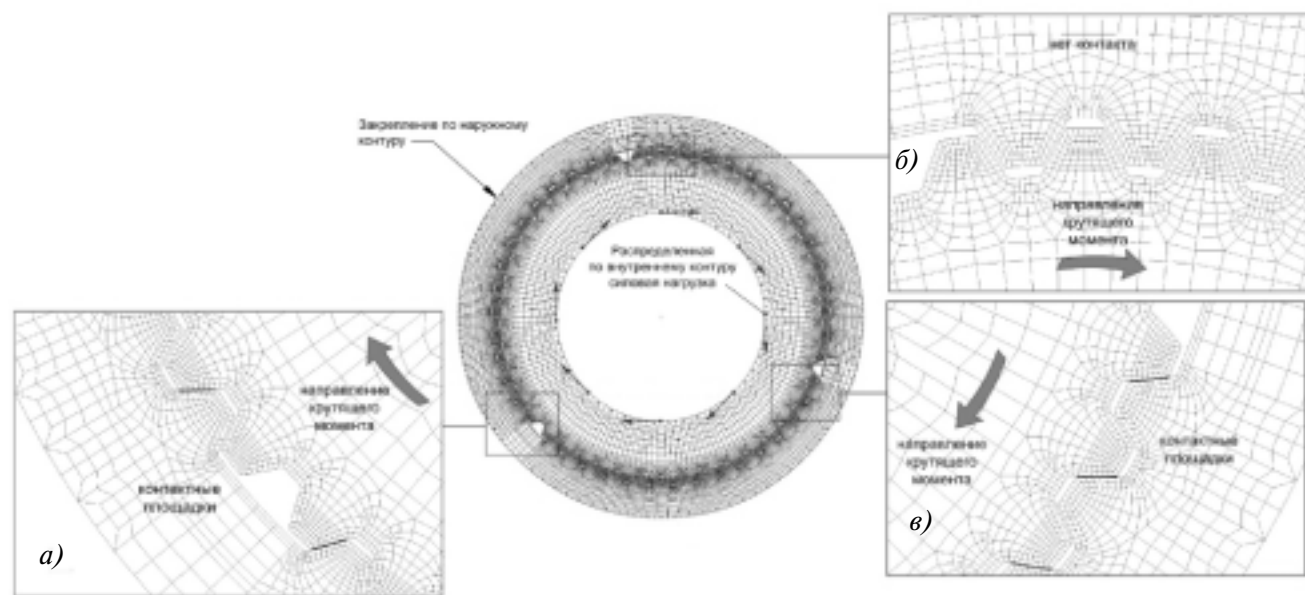


Рис. 2. Общий вид конечноэлементной модели

ловий прикладывался не к внешней, а к внутренней детали.

На рис. 2 представлен общий вид конечноэлементной модели. Нагрузка от момента прикладывалась к внутренней стороне внутренней детали в виде распределенной по узлам сетки силовой нагрузки, направленной по нормали к радиусу. Внешняя деталь по наружной поверхности закреплена по всем степеням свободы.

Сборка контактирующих шлицевых деталей с максимальным взаимным смещением центров симметрии имеет следующие геометрические особенности:

— шлицы в левой нижней части имеют контакт по левой грани и при приложении нагрузки вступят в работу позже остальных (рис. 2, а);

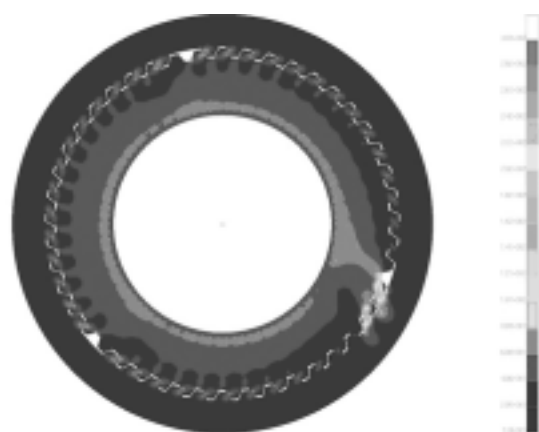


Рис. 3. Эквивалентные напряжения при 50%-ном уровне нагрузок, МПа

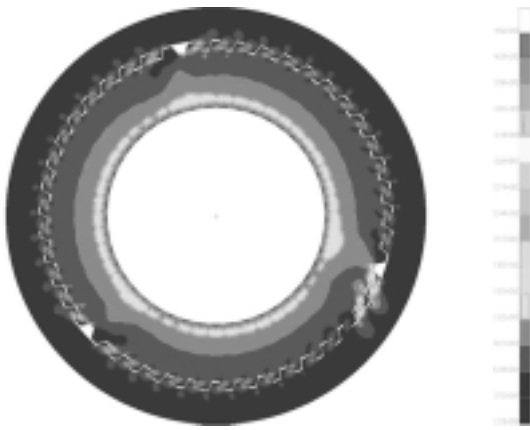


Рис. 4. Эквивалентные напряжения при 100%-ном уровне нагрузок, МПа

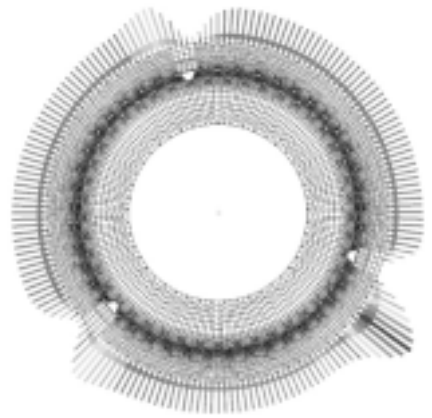


Рис. 6. Радиальные составляющие сил реакции в узлах на поверхности внешней детали (100% нагрузки)

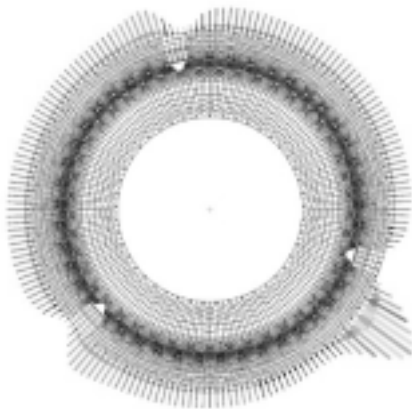


Рис. 5. Радиальные составляющие сил реакции в узлах на поверхности внешней детали (50% нагрузки)

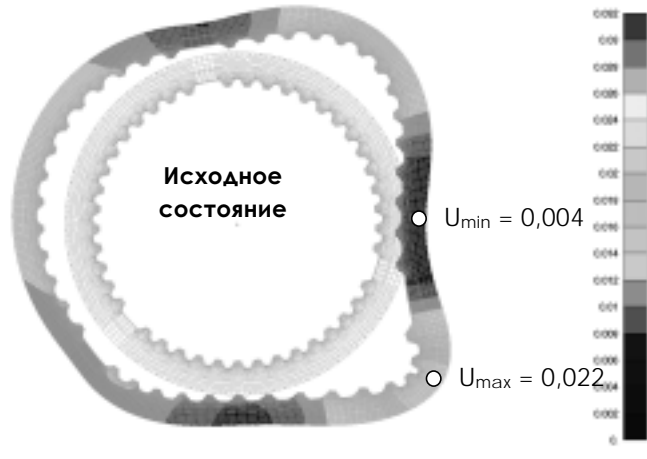


Рис. 7. Радиальное перемещение носка ТНД (50% нагрузки), мм. Радиальная неравномерность перемещений ($U_{\max} - U_{\min}$) = 0,018 мм

приведены эпюры *радиальных* составляющих узловых сил реакции в соединении.

На основе эпюр (рис. 5, 6) проведены расчеты деформаций для внешней детали для случаев с 50% и 100% уровнем нагрузок. Реальные действующие радиальные нагрузки от крутящего момента на шлицевое соединение равны рассчитанным силам реакции, но направлены в противоположную сторону (наружу).

Для расчета радиальной неравномерности деформации носка ТНД в месте шлицевого соединения узлы, в которых приложены силы, были закреплены в окружном направлении. Таким образом, учитывается влияние только радиальных составляющих действующих нагрузок.

На рис. 7 и 8 представлены результаты расчёта перемещений для двух случаев (50% и 100% нагрузки). Размерность шкалы для указанных рисунков одинаковая, перемещения показаны в увеличенном масштабе.

Шлицы сопрягаемых деталей, имеющие контакт в исходном состоянии, первыми вступают в рабо-

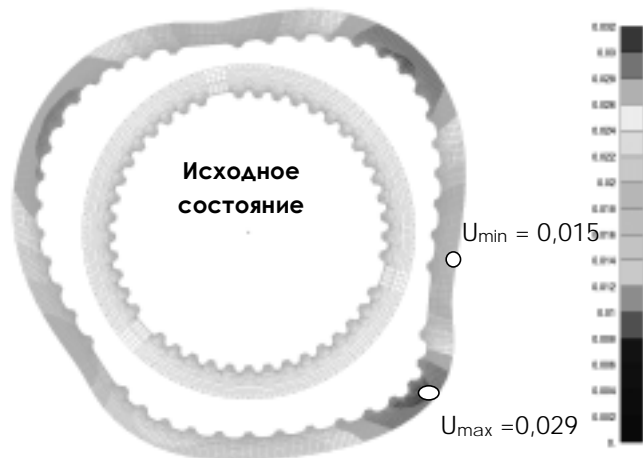


Рис. 8. Радиальное перемещение носка ТНД (100% нагрузки), мм. Радиальная неравномерность перемещений ($U_{\max} - U_{\min}$) = 0,014 мм

ту при приложении нагрузок. Эти шлицы испытывают повышенный уровень напряжений (см. рис. 3): напряжения смятия — 22 кгс/мм² (без неравномерности 10 кгс/мм²), изгибные напряжения — 31 кгс/мм²

(без неравномерности — 14 кгс/мм²). С увеличением крутящего момента в работу вступают и другие шлицы по мере исчезновения зазора между контактирующими поверхностями в результате деформации деталей, вследствие чего неравномерность распределения напряжений несколько снижается (см. рис. 4).

Максимальная величина неоднородности перемещений при расчетном случае с 50%-ным уровнем нагрузки составляет 0,018 мм, при этом абсолютное радиальное перемещение 0,022 мм. Максимальное абсолютное радиальное перемещение при расчетном случае со 100%-ным уровнем нагрузки составляет 0,029 мм. При этом неоднородность перемещений по окружности 0,015 мм.

Вследствие неодинакового количества шлицев на контактирующих деталях (45 шт. внутренней детали, 42 шт. на внешней детали) возникает дополнительная неравномерность при передаче крутящего момента (в том числе и для случая идеального центрирования шлицев). Указанное обстоятельство выражается в «провалах» эпюры сил реакций на внешней детали (см. рис. 5, 6).

Конечноэлементный анализ показал, что неблагоприятное сочетание допусков на размеры и биения деталей приводит к неравномерному распределению касательных усилий от крутящего момента по шлицам и неравномерной радиальной деформации посадочной поверхности А.

Для проверки результатов конечноэлементного анализа было разработано механическое нагрузочное приспособление, схема которого представлена на рис. 9. Данное устройство способно статически нагружать детали, собранные согласно рис. 1, крутящим моментом до 800 кгс·м, что составляет примерно 30% от максимального.

В шлицевом соединении последовательно создавался крутящий момент от 0 до 800 кгс·м с шагом 100 кгс·м. На каждом шаге с помощью координатно-измерительной машины замерялся диаметр посадочной поверхности А. Результаты испытаний сведены в таблицу.

На рис. 10 приведен график изменения деформаций Δ от крутящего момента $M_{кр}$. Сплошная линия (линейная аппроксимация) показывает, что деформации монотонно возрастают с увеличением

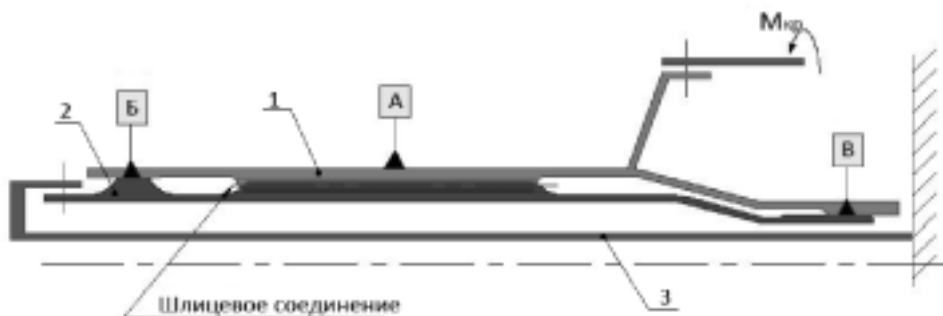


Рис. 9. Схема нагрузочного приспособления с взаимодействующими деталями: 1 — цапфа ТНД; 2 — вал ТНД; 3 — нагрузочное приспособление

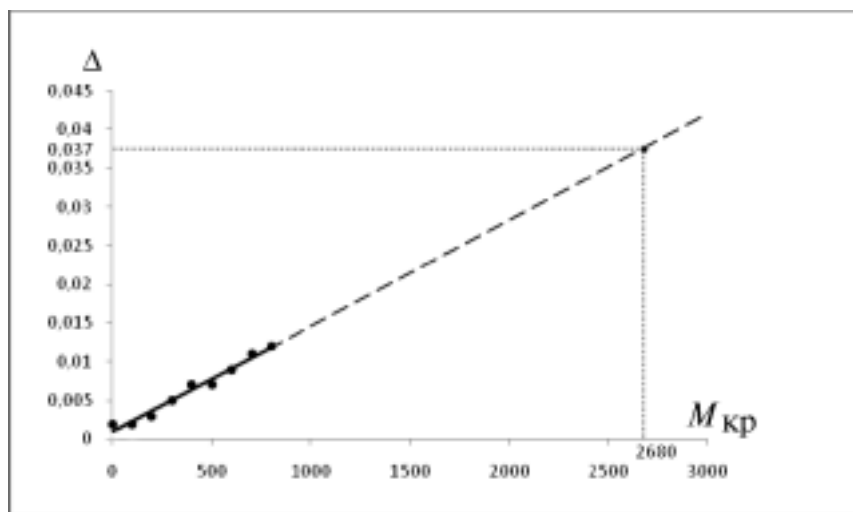


Рис. 10. График зависимости деформации Δ от крутящего момента $M_{кр}$

№ п/п	Крутящий момент, кгс·м	Отклонение от номинального размера, мм
1	0	0,002
2	100	0,002
3	200	0,003
4	300	0,005
5	400	0,007
6	500	0,007
7	600	0,009
8	700	0,011
9	800	0,012

крутящего момента. Если допустить, что характер и наклон прямой не меняются вплоть до максимального крутящего момента (пунктирная линия), получаем при максимальном крутящем моменте деформацию 0,037 мм.

Испытания шлицевой муфты с помощью нагрузочного приспособления подтвердили достоверность конечноэлементного анализа. Несколько меньшие деформации, полученные при испытании, свидетельствуют о сложном и неоднородном распределении усилий в шлицевом соединении вследствие разнообразного сочетания допусков размеров и биений контактирующих деталей. Полученные результаты применимы только для конкретной сборки шлицевого соединения.

Выводы

Проведенные расчёты и испытания выявили, что при неблагоприятном сочетании допусков на размеры и биения деталей в шлицевом соединении возникает значительная неоднородная деформация посадочной поверхности расположенного над ним подшипника. Это вызывает практически идентичную деформацию внутреннего кольца подшипника ввиду его малой жесткости, что способствует значительному уменьшению радиального зазора и вызывает большое непостоянство диаметра беговой дорожки. Такие условия работы повышают износ и снижают ресурс подшипников авиационных двигателей, поэтому не рекомендуется конструктивно располагать подшипники в зоне шлицевого соединения.

Summary

Rolling-contact bearings are placed often in spline connection zones of gas-turbine engines. The spline connection deforms essentially the geometry of bearing mounting surface as a result of torque transfer. An analysis is carried out for this phenomena influencing unfavorable on operation conditions of the bearing.

Библиографический список

1. *Леликов О.П.* Валы и опоры с подшипниками качения. Конструирование и расчет: Справочник. — М.: Машиностроение, 2006.
2. *Нормы прочности.* — М.: ЦИАМ, 2005.
3. *Авиационные материалы.* Т. 3. М.: ВИАМ, 1989.
4. *Петров Н.И., Ерошкин А.И., Коросташевский Р.В.* Методика расчётной оценки долговечности подшипников качения авиационных двигателей и их агрегатов, требования к конструктивным параметрам опор. — М.: ЦИАМ, АО ВНИПП, 1996.

Московский авиационный институт
Статья поступила в редакцию 26.02.2008