

уникальных размеров. Поэтому трубопровод, изготовленный в соответствии с эталоном, для каждого конкретного экземпляра двигателя требует подгонки.

Основные особенности конструкции трубопроводов ЖРД:

- пространственная конфигурация;
- применение высокопрочных сталей и никелевых сплавов;
- отличие геометрических размеров для каждого экземпляра двигателя;
- необходимость подгонки при сборке.

Применение современных средств проектирования, контроля и изготовления, основанных на использовании трёхмерного компьютерного моделирования позволяют подойти к решению вопроса монтажа трубопроводов без их подгонки.

Для обеспечения сборки без предварительной подгонки необходимо решить ряд вопросов:

- определение фактических координат мест стыковки трубопроводов для каждого экземпляра двигателя;
- формирование конструкторской трёхмерной модели трубопровода с учётом фактических размеров;
- разработка управляющей программы для трубогибного станка с числовым программным управлением для каждого конкретного трубопровода каждого экземпляра двигателя;
- изготовление трубопроводов на трубогибных станках с числовым программным

управлением.

В тоже время необходимо иметь в виду, что указанными выше организационно-техническими мероприятиями вопрос сборки трубопроводов без доработки может быть решён только при учёте достаточно большого числа конструкторско-технологических факторов, качестве основных из них можно выделить:

- допуски на расположение мест стыковки трубопроводов;
- конфигурация трубопровода;
- минимальные радиусыгиба трубопровода в зависимости от его материала и диаметра;
- наличие и протяженность прямолинейных участков трубопровода;
- точность определения пространственных координат;
- фактические механические свойства материала трубопровода;
- пружинение материала трубопровода в зависимости от его размеров при изготовлении;
- способ гибки трубопровода;
- остаточные напряжения, действующие в конструкции;
- релаксация материала трубопровода.

Таким образом, задача монтажа трубопроводов ЖРД без подгонок и доработок является комплексной, объединяющей вопросы проектирования, контроля и изготовления.

УДК 621.822.73+004.942

ВЛИЯНИЕ ВЫСОТЫ НЕРОВНОСТЕЙ ТРЕХДОЛЬНОЙ ДОРОЖКИ КАЧЕНИЯ НАРУЖНОГО КОЛЬЦА ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РОЛИКОВОГО ПОДШИПНИКА НА ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЕ СЕПАРАТОРА И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ПОДШИПНИКА

© 2018 Я.М. Клебанов, А.И. Данильченко, В.Р. Петров

Самарский государственный технический университет

IMPACT OF TRILOBE-RACEWAY MICROROUGHNESS ON CAGE SLIP AND DURABILITY OF CYLINDRICAL ROLLER BEARINGS

Klebanov I.M., Danilchenko A.I., Petrov V.R. (Samara State Technical University, Samara, Russian Federation)

Impact of trilobe-raceway microroughness on cage slip and durability of cylindrical roller bearing is considered. Dependencies of cage slip and bearing durability on raceway radius amplitude are studied by modelling with a specialized multi-body dynamics software.

Одной из проблем высокоскоростных роликовых подшипников, применяемых в качестве опор роторов газотурбинных двигателей, является проскальзывание сепаратора с комплектом роликов. Вращение сепаратора со скоростью, меньшей эпициклической на 5% и более, постепенно приводит к заметному износу поверхностей роликов и дорожек качения наружного и внутреннего колец и раннему отказу подшипника, а значит, и всего двигателя. Особенно благоприятствует проскальзыванию работа подшипников с высокой скоростью вращения и малой радиальной нагрузкой. Одно из возможных решений этой проблемы состоит в создании на дорожке качения наружного кольца гранности в форме трёх выступов, равномерно расположенных по дуге окружности [1], как это показано на рис.1.



Рис. 1. Подшипник с тремя выступами на дорожке качения наружного кольца

Наружное кольцо с такой дорожкой качения может быть изготовлено следующим методом: с внешней стороны кольца в трёх точках, разделённых углами 120° , прикладываются нагрузки, что вызывает упругие предварительные деформации кольца. Поддерживая приложенные нагрузки постоянными, шлифуют дорожки качения наружного кольца. После снятия нагрузок профиль дорожки качения наружного кольца приобретает вид, показанный на рис.1. В подшипнике с такой формой дорожки качения возникают три области предварительного нагружения роликов, что уменьшает разность вращательных скоростей в различных угловых позициях и уменьшает проскальзывание сепаратора в подшипнике. Наличие трёх зон нагружения вместо одной приводит к тому, что больше роликов одновременно находится под нагрузкой, что приводит к снижению

долговечности по контактной усталости [2]. В данной работе рассмотрен такой вариант расположения наружного кольца, при котором линия действия радиальной силы на подшипник проходит между двумя соседними выступами. Форма профиля дорожки качения наружного кольца описывается следующей формулой:

$$R_{нк} = R_{баз} - a \cos(3\varphi), \quad (1)$$

где $R_{нк}$ – радиус дорожки качения наружного кольца; $R_{баз}$ – базовый радиус дорожки качения наружного кольца; a – амплитуда изменения радиуса.

С использованием специализированной компьютерной программы многомассовой динамики было выполнено численное моделирование динамики цилиндрического роликового подшипника с габаритными размерами 202x150x28 мм имеющего 28 бомбинированных роликов с дорожкой качения наружного кольца имеющей три выступа. Исходными данными моделирования являются конструкционные размеры подшипника и рабочие условия: радиальная нагрузка, частота вращения внутреннего кольца, угол перекоса внутреннего кольца, номинальный радиальный зазор, температура колец и роликов. На основании этого определяются рабочий радиальный зазор, усилия в контактах роликов с дорожками качения колец, величина сближения осей внутреннего и наружного кольца под действием нагрузки, углы перекоса роликов; силы трения в контактах роликов с дорожками качения колец определяются с учётом гидродинамических свойств смазки, силы взаимодействия роликов с перемычками сепаратора, гидромеханическое сопротивление вращению сепаратора и роликов в масловоздушной смеси, скорости вращения роликов и сепаратора, величина проскальзывания сепаратора. Область контакта роликов и колец разбивается на прямоугольные участки, что позволяет учитывать особенности профиля ролика и получать распределение давлений в контакте.

Заданные в данном расчёте условия работы подшипника отражены в табл. 1.

Результаты вычислений показаны на рис. 2 и 3. В рабочих условиях максимальный радиальный зазор в подшипнике составил 184 мкм.

Таблица 1- Рабочие условия подшипника с габаритными размерами 202x150x28 мм

Параметр	Значение
Частота вращения внутреннего кольца	11000 об/мин
Радиальная нагрузка	500 Н
Номинальный радиальный зазор	240 мкм

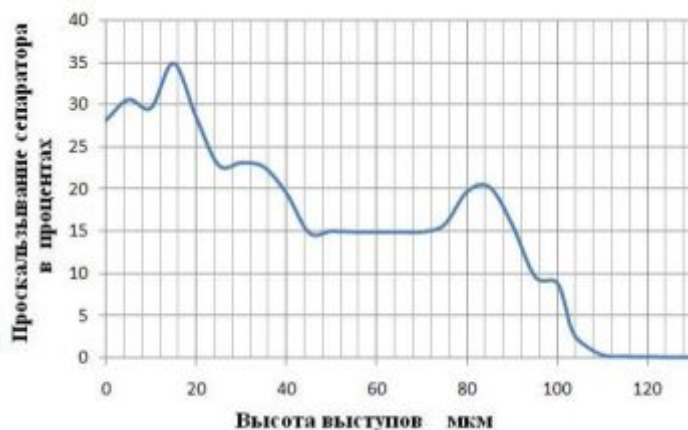


Рис. 2. Зависимость проскальзывания сепаратора от высоты выступов

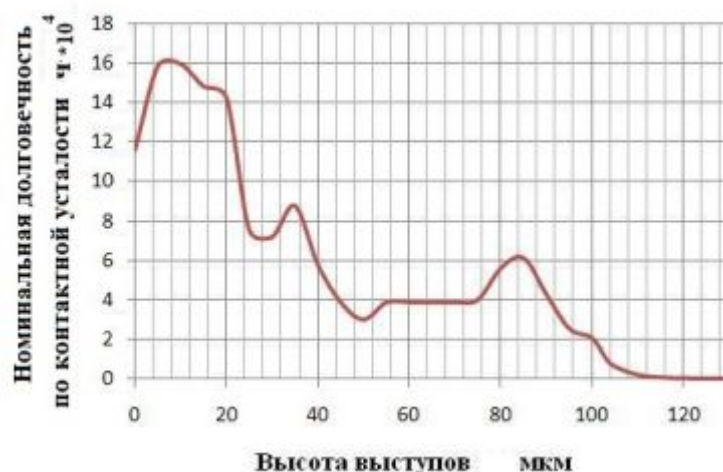


Рис. 3. Зависимость номинальной долговечности по контактной усталости от высоты выступов

На рис. 2 и 3 показаны зависимости величины проскальзывания сепаратора и номинальной долговечности по контактной усталости от высоты выступов.

Из анализа приведённых графиков можно сделать вывод, что для рабочего радиального зазора 184 мкм уменьшить проскальзывание до допустимого уровня 3,5 % можно при высоте выступа 103 мкм. При этом номинальная долговечность по контактной усталости составит 11000 часов.

Библиографический список

1. Deng, S. Cage slip characteristics of a cylindrical roller bearing with a trilobe-raceway / S. Deng, Y. Lu, W. Zhang, X. Sun, Z. Lu // Chinese Journal of Aeronautics. - 2017. [Электронный ресурс]. – URL :
2. Батенков С.В. Оптимизация конструкции цилиндрических роликоподшипников / С. В. Батенков // Труды ВНИИПП. – 1982. - № 3. – С.28-37.