



Анализ возможностей организации ресурсных испытаний конического подшипника при внешнем высокочастотном нагружении силой

П. Д. Рекадзе	кандидат технических наук, старший научный сотрудник НИИ-201 (Институт акустики машин) института двигателей и энергетических установок; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; rekadze.pd@ssau.ru
М. И. Попов	магистрант; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; mikhail7020@gmail.com
В. П. Показеев	кандидат технических наук, доцент кафедры эксплуатации авиационной техники, руководитель испытательного центра «Уникон» (ИЦ-69); Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; pokazeev.vp@ssau.ru
Л. В. Родионов	кандидат технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок имени академика В. П. Шорина; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; rodionov.lv@ssau.ru

Классические методы ресурсных испытаний подшипников имеют ряд недостатков, связанных с дороговизной и длительностью испытаний, а также с влиянием множества факторов на процесс разрушения подшипника. Перспективным направлением является развитие современных методов ресурсных испытаний, основанных на технологии ускоренных эквивалентных испытаний. Данный подход позволяет сократить время ресурсных испытаний за счёт использования внешней генераторной системы, ускоряющей процесс разрушения подшипника. В работе выполнен расчёт действующих на тело и дорожки качения нагрузок. Проведён анализ долговечности элементов конического подшипника с точки зрения контактной выносливости, в результате теоретических исследований сделан вывод, что кольца являются наиболее слабыми элементами. Рассчитано эквивалентное количество циклов нагружения для ускоренных испытаний. Также дана оценка возможности применения энергетических подходов и критериев разрушения металлов для организации ресурсных испытаний.

Ключевые слова: подшипник; ресурсные испытания; тело качения; нагрузка; высокочастотное пульсирующее воздействие; слабый элемент; контактная выносливость; циклы нагружения

Цитирование: Рекадзе, П. Д. Анализ возможностей организации ресурсных испытаний конического подшипника при внешнем высокочастотном нагружении силой / П. Д. Рекадзе, М. И. Попов, В. П. Показеев, Л. В. Родионов // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №4. – С. 63-77. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-63-77

Введение

Подшипник качения – это сложный механический узел, состоящий как минимум из внутреннего и наружного кольца, тела качения, сепаратора. Все части подшипника вращаются с разными скоростями и по кинематике – это планетарный механизм. Подшипники качения, как часть механизмов и энергосистем, определяют их уровень надёжности и ресурса.

Одним из главных показателей, характеризующих подшипник, является его расчётный ресурс (долговечность), который определяется либо теоретически (согласно методикам, разработанным ведущими производителями подшипников и исследовательскими группами), либо экспериментально с помощью специализированных стендовых установок.

Основные сведения по эксплуатации подшипников качения представлены в справочнике Р. Д. Бейзельмана [1], в том числе и методика расчёта их долговечности, основанная на формуле Лундберга-Пальмгрена, предложенной более полувека назад:

$$L = (C/P)^m, \quad (1)$$

где L – долговечность подшипника, млн. об.; C – динамическая грузоподъёмность, соответствующая 1 млн. циклов до появления питтинга; P – эквивалентная динамическая нагрузка; m – показатель степени.

Эта формула имеет начало от известной кривой объёмной усталости Веллера, описывающей зависимость напряжения в испытуемом образце, при котором происходит его разрушение при данном числе циклов симметричного нагружения.

Современные методики расчётов долговечности подшипников качения общего машиностроения [2, 3, 4] основываются на формуле контактной усталости Лундберга-Пальмгрена, которая дополняется коэффициентами, учитывающими надёжность, качество материала, точность исполнения узла, условия смазывания подшипника и износ тел и дорожек качения. Т. е. базовая формула расчёта долговечности подшипников по контактной усталости дополняется стохастическим коэффициентом и поправками на поверхностное изнашивание, хотя более перспективна расчётная модель, показанная в работе Б. М. Силаева [5], в которой предельные состояния детали во времени определяются уровнем действующих нагрузок по единой кривой для контактной усталости и износостойкости.

Главным недостатком расчётных способов определения ресурса является в т.ч. идеализированность условий нагружения, сложность учёта комбинированного влияния режимов нагружения, системы дополнительных факторов (загрязнённости смазки, неоднородности и несплошности деталей подшипника и др.). Тем более, что любой теоретический подход при определении ресурса должен опираться либо на данные от стандартизированного «чистого» эксперимента с полным воспроизведением условий нагружения, либо на регистрацию необходимых данных в процессе эксплуатации. При этом же ведущие учёные неоднократно отмечают [2, 6], что разработка более совершенных моделей надёжности и ресурса подшипников качения также требует предварительных экспериментальных исследований для получения ряда параметров. А уже разработанные на текущий момент алгоритмы и программы расчёта [2, 4, 7, 8] хоть и позволяют параметрически исследовать влияние начальных и граничных условий на величину проектного ресурса исследуемого подшипника качения без проведения дополнительных экспериментов, но ориентированы на количественную сравнительную оценку ресурса. Стоит отметить, что такие модели выгодно отличаются от однозначной экспериментальной зависимости для оценки ресурса подшипников качения по динамической грузоподъёмности Лундберга-Пальмгрена.

Экспериментальные же способы определения ресурса подшипников с середины XX века существенно не изменились, а актуальность существенно повысилась [2]. Длительность

нормальных ресурсных испытаний исчисляется годами, а форсирование режимов осуществляется в основном также за счёт повышения нагрузок (частоты вращения вала и силы), хотя к 70-м годам XX века уже было известно, что форсирование по нагрузке приводит к незначительным коэффициентам ускорения и строго лимитировано сохранением физической природы отказов [9].

В 70-х годах XX века получили развитие средства и методы ускоренных эквивалентных испытаний (УЭИ) механизмов и энергоустановок, позволяющие за сравнительно короткий срок определять ресурс. Активное применение методы УЭИ нашли при испытании ГТД [10], а также гидроаппаратуры авиационных гидросистем [11].

Отсутствие методов определения ресурса подшипников в заданных условиях эксплуатации, в том числе учитывающих характер эксплуатационного нагружения, объясняется большой длительностью и энергозатратностью испытаний. В. И. Санчугов [12] отмечает, что опыт работ по созданию методов ускоренных испытаний техники в авиационной промышленности позволяет предполагать, что сроки отработки ресурса подшипника могут быть сокращены в десятки и сотни раз. Одним из способов интенсификации режимов испытаний подшипников является создание циклов высокочастотного нагружения с размахом контактного напряжения, равным максимально допустимому контактному напряжению в подшипнике (рисунок 1). При этом необходимо учесть взаимодействие технического объекта испытаний (кинематики и динамики движения) и внешней системы генерации нагруженного состояния [12].

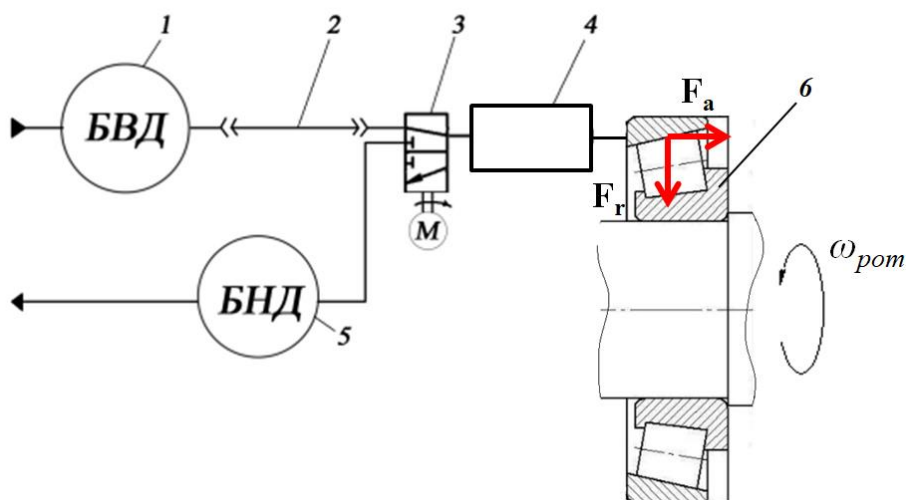


Рисунок 1 – Принципиальная схема возбуждения колебаний силы, действующей на внешнее кольцо подшипника:

1 – баллон высокого давления; 2 – резонансный трубопровод; 3 – генератор колебаний;
4 – гидромеханический блок нагружения подшипника; 5 – баллон высокого давления; 6 – подшипник

В условиях нагружения пары «ролик-кольцо» внешним генератором по пульсирующему циклу нагрузка может упасть от максимальной практически до нулевой, что с одной стороны отличает процесс от классической формы протекания, с другой стороны запускает большее число продольных волн, которые согласно теории Эрлиха могут привести к потере продольной устойчивости поверхностного слоя материала и его вспучиванию [13]. При этом между поверхностным и нижележащими слоями возникают растягивающие напряжения и деформации, которые могут стать причиной нарушения сплошности материала и образования первичных подповерхностных трещин, развивающихся в прогрессирующий питтинг.

Энергетические теории как при построении нагрузочных характеристик [14], так и при проектной аналитической оценке ресурса подшипников [2] также нашли широкое применение.

ние, особенно в последнее время, что связано как с их фундаментальностью, так и, следовательно, с более достоверными результатами.

Значительный прогресс получила область, связанная с частотными испытаниями металлов на усталость, начиная с классических работ В. С. Ивановой [15, 16] и продолжая работами А. А. Шанявского [17, 18, 19].

Одной из проблем аналитического определения ресурса подшипника является минимальное присутствие в открытых источниках паспортных данных по кривым контактной усталости [20, 21], в отличие, например, от данных ВИАМ по фрикционной усталости [22]. Имеется стандарт [23] по расчётам и методам испытаний на контактную усталость в машиностроении, где предлагается проводить испытания при пульсирующем контакте с частотой нагружения до 500-1000 Гц, который пока нашёл практическое применение до 50 Гц [24] (рисунок 2).

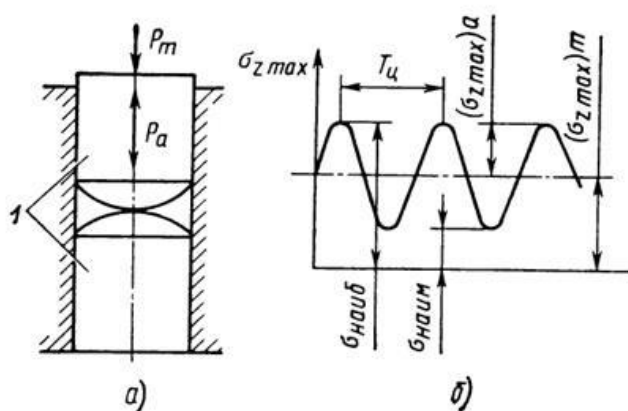


Рисунок 2 – Схема нагружения «пульсирующий контакт»:

a – схема нагружения; b – цикл напряжений; 1 – образцы; T_u – период цикла; P_m – средняя нормальная нагрузка; P_a – амплитуда нормальной нагрузки; $\sigma_{z\max}$ – максимальное нормальное напряжение в центре зоны контакта; $\sigma_{\text{наиб}}$ – наибольшее напряжение цикла; $\sigma_{\text{наим}}$ – наименьшее напряжение цикла.

А. А. Шанявский в цикле работ [17, 18, 19] вводит новые граничные условия при рассмотрении вопросов определения долговечности стандартных образцов:

- процесс разрушения последовательно реализуется на микроскопическом, мезоскопическом и макроскопическом масштабных уровнях, границы которых представляют собой области перехода от одного способа поглощения энергии к другому. В любой из этих областей в соответствии теорией бифуркаций динамических систем [25] могут быть реализованы с различной вероятностью оба вида разрушения, характеризующиеся развитием поверхностных или подповерхностных дефектов. Полное описание эволюции долговечности металла на всех масштабных уровнях даёт бифуркационная диаграмма, на которой представлен каскад усталостных кривых по масштабам эволюции, а также области бифуркационных переходов, для которых рассматривается бимодальное распределение усталостной долговечности (рисунок 3), на которое в т.ч. имеет влияние предыстория нагружения;

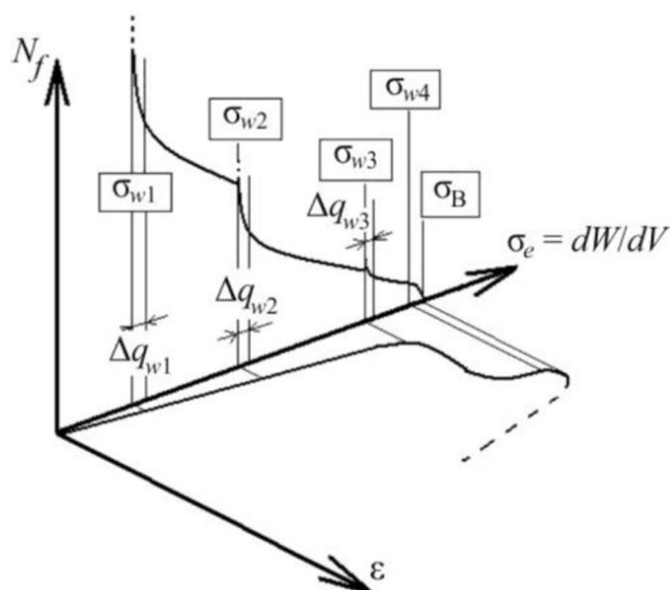


Рисунок 3 – Бифуркационная диаграмма усталости металлов ($N_f - \sigma_e$), построенная в соответствии с диаграммой растяжения ($\sigma_e - \varepsilon$) в терминах «эквивалентный уровень напряжения σ_e » или «плотность энергии деформации dW/dV ». Указаны области бифуркации Δq_{wi} при переходах к микро- ($\sigma_{w1} - \sigma_{w2}$), мезо- ($\sigma_{w2} - \sigma_{w3}$) и макромасштабным ($\sigma_{w3} - \sigma_{w4}$) уровням разрушения [19]

- введено представление об эквивалентном уровне напряжения и плотности энергии деформации в описание поведение металлов при циклическом нагружении, что привело к рассмотрению каскада усталостных кривых в виде $N_f \sigma_e^{m_i} = C_i$, где порядок i соответствует масштабному уровню: 1 – микро (или наноразмерный) уровень, отвечающий сверхмногоциклового усталости; 2 – мезомасштаб, отвечающий многоциклового усталости; 3 – макромасштабный уровень, отвечающий малоциклового усталости.

- в области от $10^6 \dots 10^7$ циклов нагружения может быть реализован переход к разрушению металлов от поверхности под поверхность. Длительность нагружения до указанного перехода определяется асимметрией цикла, состоянием поверхности – наклёпом, концентратором напряжения и условиями термообработки, в области от $10^6 \dots 10^7$ контактная выносливости не зависит от состояния поверхности, при этом процессы обмена энергией металла с окружающей средой не определяют его долговечность.

Таким образом, достоверное определение ресурса подшипника качения в условиях многофакторности вероятно слабо реализуемо расчётными способами, т. к. таковые должны учитывать в математических моделях значительное количество регулируемых факторов (более сотни) с обратной связью. Наиболее достижимая цель – это создание технологии определения ресурса подшипника качения на основе методов УЭИ, позволяющей получить более полное представление о долговечности подшипников.

1 Модель нагружения тела качения (по Р. Д. Бейзельману)

На подшипник действуют радиальная и осевая силы F_r и F_a , определяющие величину нагрузки, воспринимаемую наиболее нагруженным телом качения $Q_{\max}$ [1].

Нагрузка, действующая на тело качения, в зависимости от его углового положения ψ находится по формуле 2 [1]:

$$Q(\varphi) = Q_{\max} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \varphi) \right]^m, \quad (2)$$

где $Q_{\max}$ – нагрузка, воспринимаемая наиболее нагруженным телом качения; ε – коэффициент, зависящий от отношения радиальной силы к осевой силе; φ – угловое положение тела качения; m – коэффициент, зависящий от вида контакта тела качения с дорожками качения.

Максимальная нагрузка, действующая на наиболее нагруженное тело качения при восприятии им радиальной и осевой сил [1]:

$$Q_{\max} = \frac{F_r}{J_r(\varepsilon) \cdot z \cdot \cos \alpha} = \frac{F_a}{J_a(\varepsilon) \cdot z \cdot \sin \alpha}, \quad (3)$$

где $J_r(\varepsilon)$ и $J_a(\varepsilon)$ – коэффициенты, зависящие от отношения радиальной силы F_r к осевой F_a , определяемые по справочнику [1]; z – количество тел качения; α – угол контакта в подшипнике.

При этом угол зоны нагружения подшипника находится по формуле [1]:

$$\psi = \arccos(1 - 2\varepsilon). \quad (4)$$

Угол зоны нагружения для нормально нагруженных узлов меньше обычно на удвоенную величину межроликового угла, что означает перераспределение нагрузки в пользу меньшего числа тел качения.

Результаты анализа показывают, что за один оборот ротора пик нагрузки достигается единожды. Т. е. кинематические особенности организации движения подшипника с одной стороны обуславливают его пульсирующий характер нагрузки с одним пиком на оборот ротора, а с другой стороны показывают ограничения, которые необходимо учесть, чтобы грамотно ускорить процесс разрушения подшипника.

2 Анализ долговечности элементов конусного роликового подшипника качения с точки зрения контактной выносливости

При вращении внутреннего кольца с постоянной частотой вращения n_g (об/мин) число напряжений в любой точке наружного (фиксированного) кольца определяется частотой $f_{н.н.к.}|_z = \frac{n_g \cdot K_1 \cdot z}{60}$ (где $f_{н.н.к.}$ в Гц), а на внутреннем кольце – $f_{н.вн.к.}|_z = \frac{n_g \cdot K_2 \cdot z}{60} \cdot \frac{\psi}{360}$ (где ψ – угол зоны нагружения тел качения в подшипнике) [1]. При этом фиксированная область повторного нагружения максимальной силой на теле качения будет характеризоваться числом контактов $f_{н.р.}$ много меньшим, чем число напряжений в любой точке наружного кольца ($f_{н.р.} \ll f_{н.н.к.}|_z$). Это положение доказано ниже при анализе качения ролика по дорожке.

Анализ качения ролика по дорожке

Определим, сколько площадок контакта ролика с наружным кольцом шириной $2b$ приходится на всю длину окружности $l_{окр.р}$ перекачивающегося (без проскальзывания) ролика:

$$n_{пл.к} = \frac{l_{окр.р}}{2b}, \quad (5)$$

где параметр b определяется при заданных условиях нагружения (см. формулу (12) в разделе 3).

Количество касаний наружного кольца одной и той же точкой ролика за один оборот подшипника определяется по формуле:

$$n_k = \frac{l_{ср}}{l_{окр.р}}, \quad (6)$$

где $l_{ср}$ – длина дорожки качения наружного кольца на среднем диаметре.

При этом необходимо определить число контактов подшипника (с каждым кольцом) K_3 , определяющее момент, когда одна и та же точка на окружности ролика будет подвержена нагружению.

Частота набегания тел качения z в зону максимального нагружения на дорожке качения наружного кольца рассчитывается по формуле:

$$f_{н.н.к.}|_z = \frac{n_6 \cdot K_1 \cdot z}{60}, \quad (7)$$

где n_6 – частота вращения вала, Гц; K_1 – кинематическое соотношение между элементами подшипника [1].

Под зоной контакта понимается площадка S_k (ширина контакта тела качения $2b$, длина равна длине ролика l_p).

Проанализируем качение одного ролика в зоне контакта. Частота набегания одного ролика в зону контакта (частота, с которой ролик касается одной и той же точки на дорожке качения наружного кольца в пределах зоны контакта):

$$f_{н.р.}|_{z=1} = \frac{n_6 \cdot K_1}{60}. \quad (8)$$

При этом поскольку касание по длине окружности ролика $l_{окр.р}$ на новых периодах оборота происходит по различным точкам, то для расчёта частоты повторных нагружений в фиксированной точке, общей для ролика и дорожки качения кольца, необходимо использовать формулу:

$$f_{н.р.} = \frac{K_1 \cdot n_6}{K_3 \cdot 60}. \quad (9)$$

Сравнить во сколько раз зона контакта дорожки наружного кольца чаще нагружается за одну секунду, чем фиксированная зона контакта ролика, можно по формуле:

$$\frac{f_{н.н.к.}|_z}{f_{н.р.}} = \frac{n_6 \cdot K_1 \cdot z \cdot K_3}{n_6 \cdot K_1} = z \cdot K_3. \quad (10)$$

Результаты расчёта роликового конического подшипника

Согласно ГОСТ 27365-87 для подшипника 1027307А: номинальный диаметр дорожки качения наружного кольца $E = 58,861$ мм, номинальный угол контакта дорожки качения наружного кольца $\alpha = 4^\circ 19'$, длина ролика $l_p = 15,2$ мм (рисунок 4).

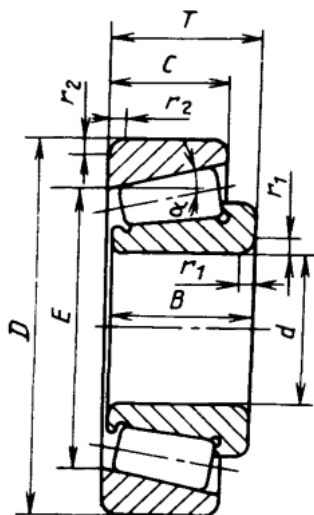


Рисунок 4 – Основные размеры однорядных конических роликовых подшипников

Величина нагрузки в контакте ролика с кольцами зависит от конструкции подшипника и от условий нагружения. На подшипник действуют радиальная и осевая силы $F_r = 9,5$ кН и $F_a = 10,3$ кН. Для роликоподшипника 1027307А при заданных условиях нагружения величина нагрузки $Q_{\max}$, действующей в зоне контакта ролика с наружным кольцом, составляет 2,7 кН.

Для подшипника с заданными параметрами $f_{н.н.к.}|_z \approx f_{н.вн.к.}|_z$ (т. е. $n_g \cdot K_1 \cdot z \approx n_g \cdot K_2 \cdot z \cdot \frac{2\varphi}{360}$), т.е. число повторных напряжений (от всех тел качения z), испытываемых любой точкой внутреннего или наружного кольца, практически мало отличается (не более 3%) и поэтому может приниматься одинаковым.

При этом целое число контактов подшипника (как с внутренним, так и с внешним кольцом) равно $(1+3k)$, где k – целое число, т. е. $K_3 = 4-5$ оборотов. Исходя из худшего сценария, когда контакт будет чаще, получаем, что каждые 4 оборота ротора одна и та же точка на окружности ролика, приходящаяся на зону максимальной нагрузки, будет подвержена нагружению.

В результате расчёта частота набегания тел качения z в зону контакта ролика и дорожки наружного кольца $f_{н.н.к.}|_z \approx 183$ Гц, внутреннего кольца $f_{н.вн.к.}|_z \approx 190$ Гц, а частота нагружения фиксированной зоны кольца и ролика $f_{н.р.} \approx 3$ Гц. Т.е. $f_{н.н.к.}|_z \approx f_{н.вн.к.}|_z$. В 60...65 раз за секунду зона контакта дорожки колец чаще нагружается, чем фиксированная зона контакта ролика площадью S_k .

Из чего следует вывод, что с точки зрения усталостной прочности в контакте тела и дорожки качения конического роликового подшипника самым слабым элементом бу-

дет зона дорожки качения (обоих колец), испытывающая максимальное нагружение внешней силой. На ранних этапах развития усталостных дефектов оба кольца можно условно считать равновероятно слабыми. На более поздних этапах в одном из колец дефекты очевидно будут развиваться быстрее.

3 Расчёт количества циклов нагружения

Определение режимов ускоренных испытаний проводится на основании методики и данных из технических условий (технического задания), полученных при испытаниях на нормальных режимах или в эксплуатации.

Зная силу, действующую на тело качения подшипника, контактную площадку тела и дорожки качения, возможно определить нормальные напряжения в зоне контакта [1]. Используя мгновенные значения силы Q_i , действующей в пределах генераторного периода ($T_{ген} = 1/f_{ген}$) на тело качения, и ширины полуоси площадки контакта b_i , находится мгновенное значение нормального напряжения σ_i в зоне контакта тела и дорожки качения. Стоит учитывать, что тело качения подшипника находится в состоянии одновременного объёмного сжатия и растяжения.

Мгновенное значение нормального напряжения в зоне контакта тела и дорожки качения (наружное кольцо):

$$\sigma_i = \frac{2Q_i}{\pi l b_i}, \quad (11)$$

где l – длина ролика.

Мгновенное значение ширины полуоси площадки контакта:

$$b_i = \left\{ \frac{4Q_i}{\pi l \sum \rho} \left[\frac{(1-\varepsilon_I^2)}{E_I} + \frac{(1-\varepsilon_{II}^2)}{E_{II}} \right] \right\}^{1/2}, \quad (12)$$

где $\sum \rho$ – сумма кривизн соприкасающихся тел при линейном контакте ролика с наружным кольцом; ε_I , ε_{II} – коэффициенты Пуассона для соприкасающихся тел; E_I , E_{II} – модули упругости для соприкасающихся тел.

Сумма кривизн соприкасающихся тел при линейном контакте ролика с наружным кольцом:

$$\sum \rho_s = \frac{2}{D_r(1+\gamma)}, \quad (13)$$

где D_r – диаметр ролика; γ – вспомогательный коэффициент.

Вспомогательный коэффициент:

$$\gamma = \frac{D_r}{d_0} \cos \alpha, \quad (14)$$

где d_0 – средний диаметр подшипника.

При расчёте параметров нагружения при УЭИ необходимо действующие напряжения с различными амплитудами преобразовать в напряжение одной амплитуды за период вращения ротора согласно принципу суперпозиции суммирования напряжений с различной амплитудой [26]. Тем самым определяется эквивалентное нормальное напряжение в зоне контакта

тела и дорожки качения при отнулевом положительном цикле нагружения. Также необходимо учитывать, что максимальное мгновенное значение нормального напряжения $(\sigma_i)_{\max}$ не должно превышать предельного напряжения $\sigma_{\lim}$, при достижении которого нарушается работоспособность подшипника. В результате получим систему для преобразования волн напряжений переменной амплитуды к среднему напряжению роторного цикла $\bar{\sigma}_{a \text{ экв}}$:

$$\{(\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_n)\} \rightarrow \begin{cases} \bar{\sigma}_{a \text{ экв}} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{2Q_{\text{KH}}(\psi)}{\pi lb(\psi)} d\psi; \\ (\sigma_i)_{\max} \leq \sigma_{\lim}. \end{cases} \quad (15)$$

Предельное напряжение $\sigma_{\lim}$ вычисляется при помощи значения предельной нагрузки P_u , соответствующей пределу контактной выносливости для миллиона циклов нагружения $N_{\sigma \lim}$ [1]:

$$\sigma_{\lim} = \frac{2P_u}{\pi lb}. \quad (16)$$

Предельная нагрузка P_u для роликовых подшипников вычисляется по формуле [27]:

$$P_u = \frac{C_0}{9}, \quad (17)$$

где C_0 – статическая грузоподъёмность подшипника.

Для преобразования эквивалентного нормального напряжения к симметричному циклу нагружения используется классическая формула [28]:

$$\sigma_{a \text{ экв}} = k_\sigma \frac{\bar{\sigma}_{a \text{ экв}}}{2} + \psi_\sigma \frac{\bar{\sigma}_{a \text{ экв}}}{2}, \quad (18)$$

где k_σ – коэффициент концентрации напряжений для детали; ψ_σ – коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла.

Полученное значение эквивалентного нормального напряжения используется для расчёта эквивалентного количества циклов нагружения при ускоренных ресурсных испытаниях подшипника [28]:

$$N_y = N_n \left(\frac{(\sigma_{\max})_n}{\sigma_{a \text{ экв}}} \right)^m, \quad (19)$$

где N_n – количество циклов нагружения при нормальных испытаниях; $(\sigma_{\max})_n$ – максимальное контактное напряжение в зоне контакта тела и дорожки качения за один оборот подшипника при постоянной нагрузке; $\sigma_{a \text{ экв}}$ – эквивалентное нормальное напряжение при симметричном цикле нагружения при переменной нагрузке; m – показатель степени уравнения кривой усталости материала.

При прохождении ролика в области максимального нагружения (когда $Q_i \approx Q_{\max}$) в пределах зоны контакта площадью S_k (с протяжённостью в пару сотен микрон) с точки зрения кинематических закономерностей и возможностей внешней генерирующей системы возможно в такой зоне создать нагрузку лишь единожды – в момент пробегания ролика (с частотами

$f_{н.вн.к.}|_z$ и $f_{н.вн.к.}|_z$ для соответствующих колец). Следующая волна нагружения придёт соответственно со следующим роликом.

Стоит отметить, что и возможности внешней генерирующей системы с частотой $f_{ген}$ становятся ограниченными, если её не синхронизировать с частотой набегания ролика в зону нагружения, что не представляется возможным на практике.

Как показывают предварительные расчёты, на оборотах приводного вала в пределах $n = (1500...3000)$ об/мин в области максимального нагружения (когда $Q_i \approx Q_{max}$) теоретически возможно в несколько раз увеличить количество волн напряжений, если перейти на генераторные системы с частотой $f_{ген} \rightarrow 10$ кГц. Известные генераторные механизмы, к сожалению, сами становятся малоресурсным и нестабильным звеном на таких частотах.

Ввиду того, что слабым элементом являются кольца в зоне Q_{max} , практичнее будет аналогичная зависимость, где вместо эквивалентного нормального напряжения $\sigma_{a экв}$ за оборот используется максимальное в соответствующей области. Тогда, соответственно, получим, что $N_y = N_n$ для случая равенства частот $f_{ген} \approx f_{н.н.к.}|_z$.

Стоит отметить, что ввиду отсутствия достоверных расчётных методик по параметрам кривой предела контактной выносливости материала, остаётся лишь экспериментальным способом с привлечением диагностического комплекса определять долговечность подшипников.

Таким образом, возможно использовать приведённую методику определения эквивалентного количества циклов нагружения при ускоренных ресурсных испытаниях подшипника для проектного расчёта.

Заключение

Классические низкочастотные методы ресурсных испытаний подшипников качения, основанные на многоцикловом нагружении в строго ограниченном диапазоне нагрузок, уже давно не удовлетворяют требованиям отрасли производства подшипников качения. Во-первых, ввиду дороговизны организации испытаний и их длительности, а во-вторых, ввиду появления новых парадигм в области усталости металлов.

Таким образом, для определения долговечности подшипника необходимо проводить ресурсные испытания.

Современный метод на основе технологии УЭИ, развиваемый научной группой под руководством В. И. Санчугова, имеет ряд преимуществ ввиду ускоренного приведения к разрушению за счёт использования внешней генераторной системы, хотя количественная оценка эффективности этого метода и обоснование практической применимости в части подшипников качения на данном этапе остаются не раскрытыми.

Авторами в статье также приведено доказательство, объективно показывающее, что с точки зрения усталостной прочности в контакте тела и дорожки качения (на примере конического роликового подшипника) наиболее слабым элементом будет зона дорожки качения (обоих колец), испытывающая максимальное нагружение внешней силой. Это положение упрощает подход к организации технологии УЭИ, но и одновременно требует ряда уточнений, связанных с процессом распространения волн напряжений в поверхностных слоях дорожки качения кольца при высокочастотном нагружении.

Адаптация и применение энергетических подходов и критериев разрушения металлов могут быть актуальными и в области ресурсных испытаний, чтобы дать ответы на поставленные вопросы, но для этого необходимы дополнительные теоретические и экспериментальные исследования.

Благодарности

Результаты исследования были получены в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России (Проект №FSSS-2024-0015).

Список использованных источников

1. Бейзельман, Р. Д. Подшипники качения: Справочник / Р. Д. Бейзельман, Б. В. Цыпкин, Л. Я. Перель. – 6-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1975. – 572 с.
2. Анцупов, А. В. Проектная аналитическая оценка ресурса подшипников качения по критерию контактной выносливости / А. В. Анцупов (мл.), А. В. Анцупов, В. П. Анцупов, М. Г. Слободянский // Вестник ИРГТУ. Машиностроение и машиноведение. – 2018. – Т. 22, № 4. – С. 10-20.
3. Лёликов, О. П. Подшипники качения: Справочник / О. П. Лёликов. – 2-е изд., испр. – Москва : Инновационное машиностроение, 2021. – 667 с.
4. Пилла, К. К. Разработка обобщённой методики расчёта долговечности авиационных подшипников качения с учётом износа и вероятности неразрушения деталей опорного узла: дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06 / Пилла Кловис Коие. – Самара, 2022. – 135 с.
5. Силаев, Б. М. Трибология деталей машин в маловязких смазочных средах: монография / Б. М. Силаев. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. – 264 с.
6. Беломытцев, О. М. О совершенствовании методики расчета авиационных подшипников в ГТД / О. М. Беломытцев // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. – 2021. – №67. – С. 35-42.
7. APM Bear. Система расчёта подшипников качения: Руководство пользователя // Научно-технический центр «Автоматизированное Проектирование Машин» [сайт] – URL: <https://apm.ru/downloads/188/APM-Bear.pdf> (дата обращения 28.08.2024).
8. Кулешов, В. И. Оценка безотказной работы подшипников качения / В. И. Кулешов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2012. – №2. – С. 45-47.
9. Ускоренные испытания на надёжность технических систем: Материалы Первой Всесоюзной конференции по методам ускоренных испытаний / отв. ред. Т. В. Копылова. – Москва : Изд-во стандартов. – 1974. – 232 с.
10. Кузнецов, Н. Д. Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей / Н. Д. Кузнецов, В. И. Цейтлин. – Москва : Машиностроение. – 1976. – 214 с.
11. Санчугов, В. И. Ускоренные испытания на прочность гидропневмооборудования / В. И. Санчугов, В. П. Показеев, Н. В. Батанов // Научный вестник Московского государственного технического университета гражданской авиации. – 2012. – №178. – С. 158-165.
12. Санчугов, В. И. Основные проблемы создания средств и методов ускоренных эквивалентных испытаний подшипников / В. И. Санчугов, С. С. Мещеряков // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2007. – Т. 9, №3. – С. 835-841.
13. Пинегин, С. В. Контактная прочность и сопротивление качению / С. В. Пинегин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1969. – 244 с.
14. Сорокин, Ф. Д. Разработка энергетической модели роликового подшипника / Ф. Д. Сорокин, Хао Чжан, В. В. Иванников // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2018. – №696. – С. 14-23.
15. Иванова, В. С. Природа усталости металлов / В. С. Иванова, В. Ф. Терентьев. – Москва : Металлургия, 1975. – 454 с.
16. Иванова, В. С. Синергетика и фракталы в материаловедении / В. С. Иванова, А. С. Баланкин, И. Ж. Бунин, А. А. Оксогов. – Москва : Наука, 1994. – 585 с.
17. Шанявский, А. А. Безопасное усталостное разрушение элементов авиаконструкций. Синергетика в инженерных приложениях / А. А. Шанявский. – Уфа : Монография, 2003. – 803 с.
18. Шанявский, А. А. Бифуркационный переход от мезо- к наномиру усталости титанового сплава ВТ3-1 как частично замкнутой системы / А. А. Шанявский, Т. П. Захарова, Ю. А. Потапенко // Физ. мезомех. – 2009. – Т. 12, №3. – С. 33-44.
19. Шанявский, А. А. Новые парадигмы в описании усталости металлов / А. А. Шанявский, А. П. Солдатенков // Вестник ПНИПУ. Механика. – 2019. – №1. – С. 196-207.
20. Сосновский, Л. А. Экспериментальное построение полной кривой контактной усталости пары «высокопрочный чугун ВЧГГ / сталь 18 ХГТ» и её анализ / Л. А. Сосновский [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. – 2014. – №1(26). – С. 32-39.
21. Таранова, Е. С. Полные кривые механической, фрикционной и контактной усталости: общие закономерности и частные особенности / Е. С. Таранова // Актуальные вопросы машиноведения. – 2015. – Т. 4. – С. 228-231.

22. Инженерия поверхности и эксплуатационные свойства азотированных конструкционных сталей / С. А. Герасимов, Л. И. Куксенова, В. Г. Лаптева [и др.]; под общ. ред. Е. Н. Каблова. – Москва : ВИАМ, 2019. – 600 с.
23. ГОСТ 25.501-78. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы испытаний на контактную усталость = Design calculations and strength testings in machinebuildings. Procedures of contact failure testings.: государственный стандарт союза ССР: издание официальное: утверждён и введён в действие Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам: дата введения 1978-12-20. – Москва : Издательство стандартов, 1979. – 94 с.
24. Повышение надёжности и долговечности роликподшипников / Е. И. Зыков, В. И. Китаев, Л. Г. Куклин, Е. Н. Студенский; под общ. ред. Л. Г. Куклина. – Москва : Машиностроение, 1969. – 112 с.
25. Молевич, Н. Е. Нелинейная динамика: учеб. пособие / Н. Е. Молевич. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 160 с.
26. Школьник, Л. М. Методика усталостных испытаний: Справочник / Л. М. Школьник. – Москва : Металлургия, 1978. – 304 с.
27. Подшипники качения. SKF [сайт] – URL: <https://btk-russia.ru/upload/medialibrary/pdf/podshipniki-kacheniya.pdf> (дата обращения 28.08.2024).
28. ОСТ 1 00389-80 Насосы гидравлические самолётов (вертолётв). Методика определения ускоренных ресурсных испытаний. – 1980. – 41 с.

Analysis of the possibilities of organizing life tests of a conical bearing under external high-frequency force loading

P. D. Rekadze	Candidate of Science (Engineering), Senior Researcher of Research Institute-201 (Institute of Acoustics of Machines) Institute of Engines and Power Plants; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; rekadze.pd@ssau.ru
M. I. Popov	Undergraduate student; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; mikhail7020@gmail.com
V. P. Pokazeev	Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Aviation Technology Operation, Head of the test center "Unicon" (Research Center-69); Samara National Research University, Samara, Russian Federation; pokazeev.vp@ssau.ru
L. V. Rodionov	Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Automatic Systems of Power Plants; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; rodionov.lv@ssau.ru

Classical methods of bearing life tests have a number of disadvantages associated with the high cost and duration of tests, as well as the influence of many factors on the process of bearing failure. A promising direction is the development of modern methods of resource testing based on the technology of accelerated equivalent tests. This approach makes it possible to reduce the time of resource tests by using an external generator system that accelerates the process of bearing failure. In the work, the calculation of the loads acting on the body and the raceway is performed. The durability of the elements of a conical bearing was analyzed from the point of view of contact endurance, as a result of theoretical studies, it was concluded that the rings are the weakest elements. The equivalent number of loading cycles for accelerated tests has been calculated. An assessment of the possibility of using energy approaches and criteria for the destruction of metals for the organization of resource tests is also given.

Keywords: bearing; life tests; rolling body; load; high-frequency pulsating effect; weak element; contact endurance; loading cycles

Citation: Rekadze, P. D., Popov, M. I., Pokazeev, V. P. and Rodionov, L. V. (2024), "Analysis of the possibilities of organizing life tests of a conical bearing under external high-frequency force loading", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, T. 10, no. 4, pp. 63-77. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-63-77. (In Russian; abstract in English).

References

1. Bejzel'man, R. D., Cypkin, B. V. and Perel', L. Ya. (1975), *Podshipniki kacheniya: Spravochnik* [Rolling bearings: Reference], 6nd ed., Mashinostroenie, Moscow, Russia. (In Russian).
2. Ancupov, A. V. (Jr.), Ancupov, A. V., Ancupov, V. P. and Slobodyanskiy M. G. (2018), "Design analytical assessment of the rolling bearing resource according to the criterion of contact endurance", *Vestnik Irkutskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta. Mashinostroenie i mashinovedenie*, vol. 22, no. 4, pp. 10-20. (In Russian).
3. Lyolikov, O. P. (2021), *Podshipniki kacheniya: Spravochnik* [Rolling bearings: Reference], 2nd ed., Innovacionnoe mashinostroenie, Moscow, Russia. (In Russian).
4. Pilla, K. K. (2022), Development of a generalized methodology for calculating the durability of aircraft rolling bearings, taking into account wear and the probability of non-destruction of parts of the support unit, Ph.D. Thesis, Dynamics, strength of machines, devices and equipment, Samara National Research University, Samara, Russia. (In Russian).

5. Silaev, B. M. (2008), *Tribologiya detalej mashin v malovyazkih smazochnyh sredah: monografiya* [Tribology of machine parts in low-viscosity lubricants: monograph], Samara State Aerospace University, Samara, Russia. (In Russian).
6. Belomytcev, O. M. (2021), "On improving the calculation methodology of aircraft bearings in gas turbine engines", *Vestnik Permskogo Nacional'nogo Issledovatel'skogo Universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika*, no. 67, pp. 35-42. (In Russian).
7. Sci.-Tech. center "Computer-aided Design of Machines", "APM Bear. Rolling Bearing Calculation System: User's Guide", available at: <https://apm.ru/downloads/188/APM-Bear.pdf> (Accessed 28 August 2024). (In Russian).
8. Kuleshov, V. I. (2012), "Evaluation of the trouble-free operation of rolling bearings", *Sovremennye tekhnologii. Sistemy analiz. Modelirovanie*, no. 2, pp. 45-47. (In Russian).
9. Kopylova, T. V. (ed.) (1974), *Uskorennye ispytaniya na nadyozhnost' tekhnicheskikh sistem: Materialy Pervoy Vsesoyuznoy konferencii po metodam uskorenykh ispytaniy* [Accelerated reliability tests of technical systems: Materials of the First All-Union Conference on accelerated testing methods], Izdatel'stvo standartov, Moscow, Russia. (In Russian).
10. Kuznecov, N. D. and Ceytlin, V. I. (1976), *Ekvivalentnye ispytaniya gazoturbinnnykh dvigateley* [Equivalent tests of gas turbine engines], Mashinostroenie, Moscow, Russia. (In Russian).
11. Sanchugov, V. I., Pokazeev, V. P. and Batanov, N. V. (2012), "Accelerated strength tests of hydraulic pneumatic equipment", *Nauchnyy vestnik Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta grazhdanskoj aviatsii*, no. 178, pp. 158-165. (In Russian).
12. Sanchugov, V. I. and Meshcheryakov, S. S. (2007), "The main problems of creating means and methods of accelerated equivalent tests of bearings", *Izvestiya Samarskogo nauchnogo centra Rossijskoj akademii nauk*, vol. 9, no. 3, pp. 835-841. (In Russian).
13. Pinegin, S. V. (1969), *Kontaktnaya prochnost' i soprotivlenie kacheniyu* [Contact strength and rolling resistance], 2nd ed., Mashinostroenie, Moscow, Russia. (In Russian).
14. Sorokin, F. D., Hao Chzhan and Ivannikov, V. V. (2018), "Development of an energy model of a roller bearing", *Izvestiya vysshih uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*, no. 696, pp. 14-23. (In Russian).
15. Ivanova, V. S. and Terent'ev, V. F. (1975), *Priroda ustalosti metallov* [The nature of metal fatigue], Metallurgiya, Moscow, Russia. (In Russian).
16. Ivanova, V. S., Balankin, A. S., Bunin, I. Zh. and Oksogoev, A. A. (1994), *Sinergetika i fraktaly v materialovedenii* [Synergetics and fractal ambiguities in materials sciences], Nauka, Moscow, Russia. (In Russian).
17. Shanyavskiy, A. A. (2003), *Bezopasnoe ustalostnoe razrushenie elementov aviakonstruktsiy. Sinergetika v inzhenernykh prilozheniyakh* [Safe fatigue failure of aircraft structural elements. Synergetics in engineering applications], Monografiya, Ufa, Russia. (In Russian).
18. Shanyavskiy, A. A., Zaharova, T. P. and Potapenko, Yu. A. (2009), "Bifurcation transition from the meso- to the nano- fatigue of titanium alloy VTZ-1 as a partially closed system", *Physical mesomechanics*, vol. 12, no. 3, pp. 33-44. (In Russian).
19. Shanyavskiy, A. A. and Soldatenkov, A. P. (2019), "New paradigms in the description of metal fatigue", *Vestnik Permskogo Nacional'nogo Issledovatel'skogo Universiteta. Mechanics*, no. 1, pp. 196-207. (In Russian).
20. Sosnovskiy, L. A. (2014), "Experimental construction of the complete contact fatigue curve of a pair of "high-strength cast iron / steel 18 HCT" and its analysis", *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov*, no. 1, pp. 32-39. (In Russian).
21. Taranova, E. S. (2015), "Full curves of mechanical, frictional and contact fatigue: general patterns and particular features", *Aktual'nye voprosy mashinovedeniya*, vol. 4, pp. 228-231. (In Russian).
22. Gerasimov, S. A., Kuksenova, L. I., Lapteva, V. G. [etc.], (2019), *Inzheneriya poverhnosti i ekspluatatsionnye svoystva azotirovannykh konstruktsionnykh staley* [Engineering of power of attorney and experimental properties of nitrided structural steels], in Kablova, E. N. (ed.), VIAM, Moscow, Russia. (In Russian).
23. USSR State Committee on Standards (1978), GOST 25.501-78. *Raschety i ispytaniya na prochnost' v mashinostroenii. Metody ispytaniy na kontaktnuyu ustalost'* [GOST 25.501-78. Design calculations and strength testings in machinebuildings. Procedures of contact failure testings.], Izdatel'stvo standartov, Moscow, USSR. (In Russian).
24. Zykov, E. I., Kitaev, V. I., Kuklin, L. G. (1969), *Povyshenie nadyozhnosti i dolgovechnosti rolikopodshipnikov* [Improving the reliability and durability of roller bearings], Mashinostroenie, Moscow, Russia.
25. Molevich, N. E. (2007), *Nelineynaya dinamika: ucheb. Posobie* [Nonlinear dynamics: textbook manual], Samara State Aerospace University, Samara, Russia. (In Russian).
26. Shkol'nik, L. M. (1978), *Metodika ustalostnykh ispytaniy: Spravochnik* [Methods of long-term tests: reference], Metallurgiya, Moscow, Russia. (In Russian).
27. "Rolling bearings. SKF", available at: <https://btk-russia.ru/upload/medialibrary/pdf/podshipniki-kacheniya.pdf> (Access 28 August 2024). (In Russian).
28. OST 1 00389-80 *Nasosy gidravlicheskie samolyotov (vertolyotov). Metodika opredeleniya uskorenykh re-sursnykh ispytaniy* [OST 1 00389-80 Hydraulic pumps for airplanes (helicopters). The methodology for determining accelerated resource tests]. (In Russian).