

УДК 629.735.45, 621.833.24

doi: 10.18698/0536-1044-2020-3-75-83

Оценка долговечности подшипников опор сателлитов планетарных редукторов авиационных двигателей с учетом их динамической нагруженности

Д.В. Калинин^{1,2}, Н.И. Петров², Ю.Л. Лаврентьев²¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана² ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова»

Fatigue Analysis of Bearings in Planetary Gearboxes of Turbofan Engines Taking into Account Dynamic Loading

D.V. Kalinin^{1,2}, N.I. Petrov², Y.L. Lavrentyev²¹ Bauman Moscow State Technical University² Federal State Unitary Enterprise Baranov Central Institute of Aviation Motors CIAM

Разработан расчетный метод оценки динамической нагруженности подшипников опор сателлитов планетарных редукторов авиационных двигателей. Метод основан на результатах анализа динамической модели планетарного редуктора с сосредоточенными параметрами для планетарного ряда с остановленным водилом. Для наиболее точной оценки основного источника возбуждения в зацеплении пары зубчатых колес — кинематической погрешности, включающей в себя как деформации зубьев под нагрузкой, так и технологические отклонения, использовано моделирование функции переменной жесткости зацепления зубьев колес с помощью метода конечных элементов в квазистатической постановке. На основании сравнения амплитудно-частотных характеристик коэффициента динамичности с модификацией зубьев и без нее установлено, что введение модификации снижает коэффициент динамичности для некоторых режимов до 2 раз. Анализ результатов расчета показал, что без учета динамической нагруженности подшипника его долговечность больше примерно на 11 %, чем с ее учетом. Рассмотрена конструкция редуктора с опорами сателлитов на подшипниках качения.

Ключевые слова: подшипники опор сателлитов, планетарный редуктор, динамическая модель, долговечность подшипников

This paper presents a calculation method for assessing dynamic loading of bearings in satellites of planetary gearboxes of turbofan engines. The method is based on the analysis of a dynamic model of a planetary gearbox with lumped parameters for a planetary gear set with a fixed carrier. Simulation of the variable stiffness function of gear tooth meshing using the finite element method in a quasistatic formulation is employed for a more accurate assessment of the main source of excitation in the tooth meshing, that is the kinematic error, which includes both tooth deformations under load and technological deviations. Based on the comparison of the frequency response of the dynamic coefficient with and without tooth modification, it is established that the introduction of a modification reduces the dynamic coefficient in some modes by 2 times. The calculation results demonstrate that without taking into account the dynamic loading of the bearings, the bearing life is overestimated by about 11 %. The design of a gearbox with satellite bearings on rolling bearings is considered.

Keywords: satellite support bearings, planetary gearbox, dynamic model, fatigue life of bearings

Расчет подшипниковых опор авиационных двигателей требует использования и разработки самых совершенных методик оценки долговечности, позволяющих более детально учитывать особенности условий их работы и вида нагружения.

В настоящее время перспективным направлением развития авиационного двигателестроения является разработка турбореактивных двухконтурных двигателей (ТРДД) с редукторным приводом вентилятора. Применение планетарного редуктора (ПР) в конструкции двигателя с высокой степенью двухконтурности [1] обеспечивает оптимальную частоту вращения вентилятора при использовании малоступенчатой быстроходной турбины низкого давления, в результате чего достигается высокая топливная экономичность, снижение уровня шума и эмиссии выхлопных газов ТРДД.

Из конструктивных особенностей такого двигателя, связанных с обеспечением работы турбины и компрессора, возникает требование минимизации радиальных размеров ПР, что повышает интерес к исследованиям по разработке высокомоментных и компактных конструкций надежных ПР.

Одна из самых сложных проблем при проектировании ПР — оценка динамических нагрузок в зацеплениях зубчатых колес (ЗК), которые являются источниками возбуждения высокочастотных вибраций во всем двигателе и могут приводить, в том числе к разрушению лопаток и дисков турбин ТРДД.

В существующих методиках расчета на прочность зубчатых передач в значительной мере не определен вопрос вычисления динамических нагрузок в зацеплении, которые зависят как от внутренних возбуждающих факторов, определяемых параметрами профиля и точностью изготовления, так и от внешних динамических факторов, связанных с условиями нагружения, составом и характеристиками динамической системы.

Цель исследования — разработка расчетного метода оценки долговечности подшипниковых опор ЗК авиационных трансмиссий, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении зубьев с помощью разработанной динамической модели ПР [2].

Особенности нагружения подшипниковых опор ЗК ПР авиационных двигателей. Самыми нагруженными подшипниковыми опорами

в ПР ТРДД являются опоры сателлитных шестерен, воспринимающие удвоенную нагрузку от сил в зацеплении ЗК. При этом конструктивные особенности таких редукторов определяют наиболее тяжелые ограничения размеров как шестерен сателлитов, так и подшипниковых опор, накладывая, в свою очередь, требования по их предельной нагруженности и работе на границе запасов усталостной прочности и долговечности.

В ПР привода вентилятора современных ТРДД входным звеном является солнечная шестерня (СШ), соединенная с валом турбины низкого давления, а коронная шестерня (эпицикл) связана через податливую ступицу с валом привода вентилятора. Сателлиты установлены на осях, которые обычно неподвижно зафиксированы в корпусе водила, соединенного через податливую связь с корпусом ТРДД.

При проектировании редукторов, в том числе для авиационных трансмиссий, в расчетах на прочность ЗК согласно требованиям стандартов (ISO 6336 [3], DIN 3990 [4], ГОСТ 21354–87 [5]) динамические нагрузки учитывают через коэффициент динамичности K_d , зависящий от частоты вращения ЗК и точности их изготовления. Влияние податливости опор, параметров зацепления и элементов конструкции ПР на прочность ЗК, а также профильную и продольную модификации зубьев не принимают во внимание.

Для ПР привода вентилятора перспективно-го ТРДД такой подход не позволяет учесть расчетным путем эффект применения технических решений, направленных на снижение динамических нагрузок. В целях определения динамических нагрузок в ПР и учета влияния профильной модификации разрабатывают динамические модели трансмиссий.

Исследована динамическая модель планетарного ряда с остановленным водилом (ПР) с сосредоточенными параметрами, схема которой приведена на рис. 1, а. Для упрощения системы рассмотрен планетарный ряд с тремя сателлитами. Основная подсистема динамической модели планетарного механизма — гибридная динамическая модель зацепления СШ — сателлит — эпицикл (рис. 1, б) [2].

Для наиболее точной оценки основного источника возбуждения в зацеплении пары ЗК — кинематической погрешности, включающей в себя как деформации зубьев под нагрузкой, так и технологические отклонения, использовано

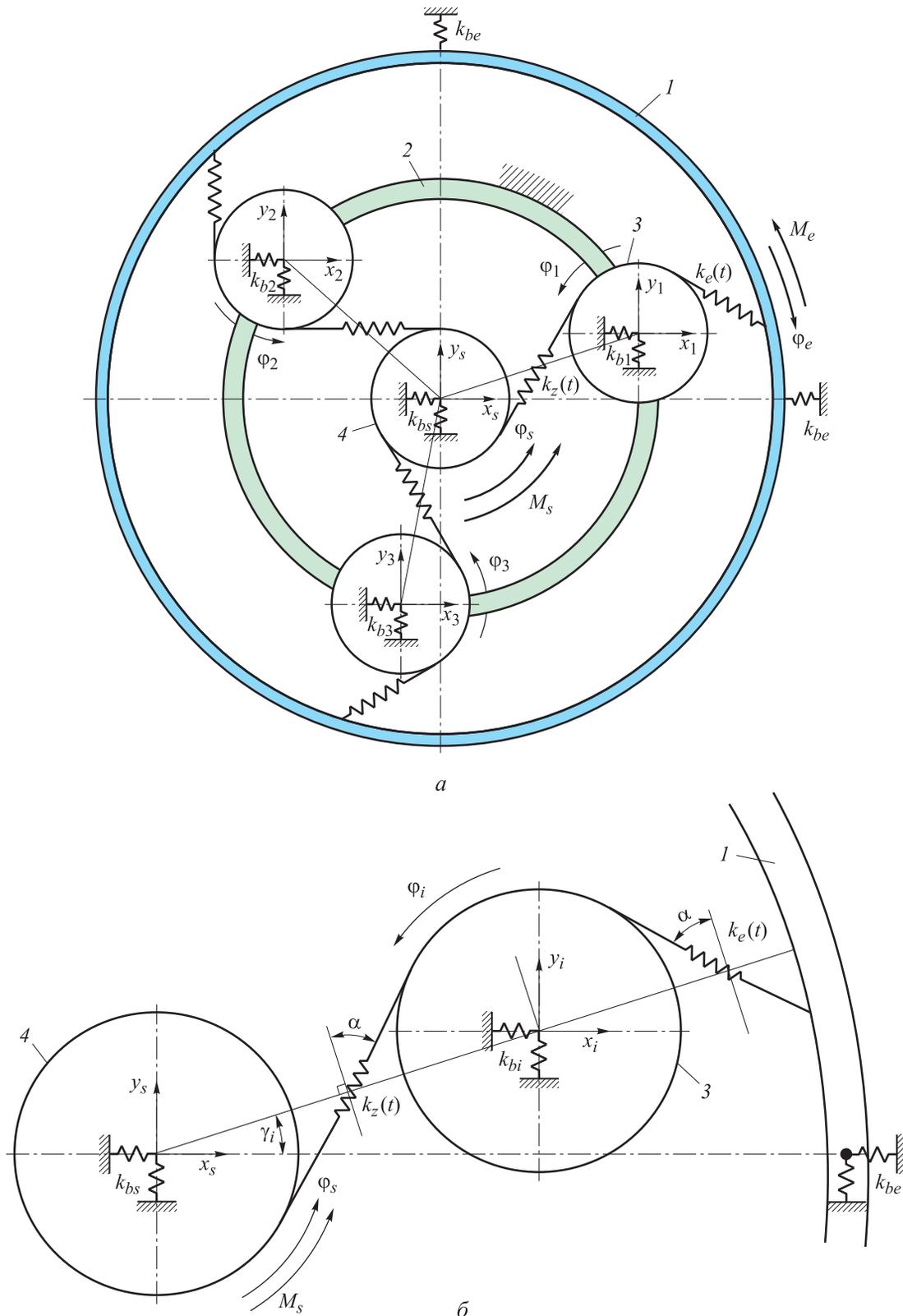


Рис. 1. Схемы динамической модели ПР с сосредоточенными параметрами (а) и ее подсистемы СШ — спутник — эпицикл (б):

1 — эпицикл; 2 — водило; 3 — i -й спутник; 4 — СШ; $\varphi_s, \varphi_i, \varphi_e, x_s, x_i, x_e, y_s, y_i, y_e$ — угловые, горизонтальные и вертикальные перемещения СШ, i -го спутника и эпицикла соответственно, $i = 1, 2, 3$; $M_s(t)$ и $M_e(t)$ — внешние крутящие моменты, приложенные к СШ и эпициклу; $k_z(t)$ и $k_e(t)$ — периодические функции жесткости зацеплений СШ — спутник и спутник — эпицикл; k_{bs}, k_{bi}, k_{be} — жесткости опор ЗК по направлениям осей в соответствии с выбранной системой координат; γ_i — угловая координата положения оси i -го спутника; α — угол профиля зубьев

моделирование функции переменной жесткости зацепления с помощью метода конечных элементов в квазистатической постановке. Переменная жесткость зацепления — источник параметрических колебаний системы с кинематическим возбуждением. При этом необходимо учитывать нелинейные эффекты, определяемые условием потери контакта зубьев [2].

Результаты моделирования динамической системы ПР могут быть представлены как в виде траектории движения центра масс СШ (рис. 2), так и в виде амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) коэффициента динамичности K_v в зацеплении сателлит — СШ (рис. 3).

На основе анализа результатов, приведенных на рис. 2 и 3, могут быть выбраны параметры конструкции ПР, обеспечивающие снижение динамических нагрузок или диапазона работы передачи при резонансных и субрезонансных колебаниях. Для обеспечения более плавного распределения нагрузки между сателлитами и СШ и компенсации их монтажных и технологических погрешностей использована «плавающая» подвеска СШ, в конструкции которой отсутствует подшипниковая опора СШ.

Эпицикл обычно выполняют в виде податливого кольца (обода), где также происходит взаимная компенсация динамических нагрузок. Таким образом, наибольшую актуальность представляет расчет динамической составляющей сил в зацеплении сателлит — СШ.

На рис. 2 показаны траектории движения центров масс СШ ПР с тремя сателлитами в зарезонансном и резонансном режимах работы. Видно, что в резонансном режиме работы зацепления сателлит — СШ изменяется распреде-

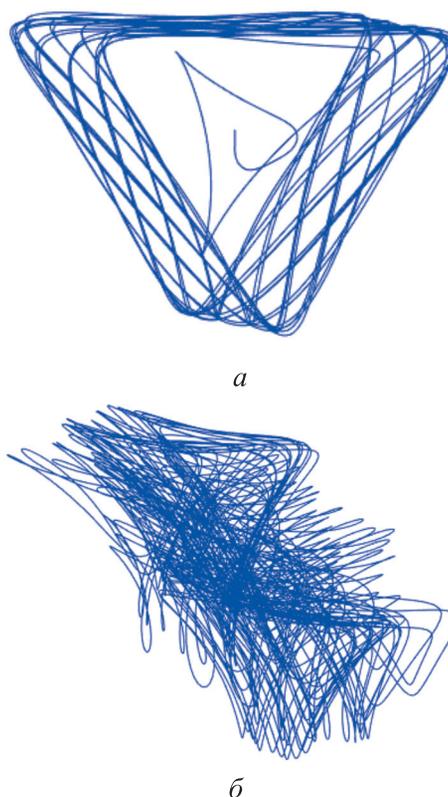


Рис. 2. Траектории движения центра масс СШ ПР с тремя сателлитами в зарезонансном (а) и резонансном (б) режимах работы

ление нагруженности сателлитов вследствие хаотического характера траектории СШ, т. е. учитывается дополнительное нагружение как от крутильных, так и радиальных колебаний ЗК. Следовательно, использование «плавающей» подвески для СШ может привести к дополнительному нагружению подшипниковых опор СШ.

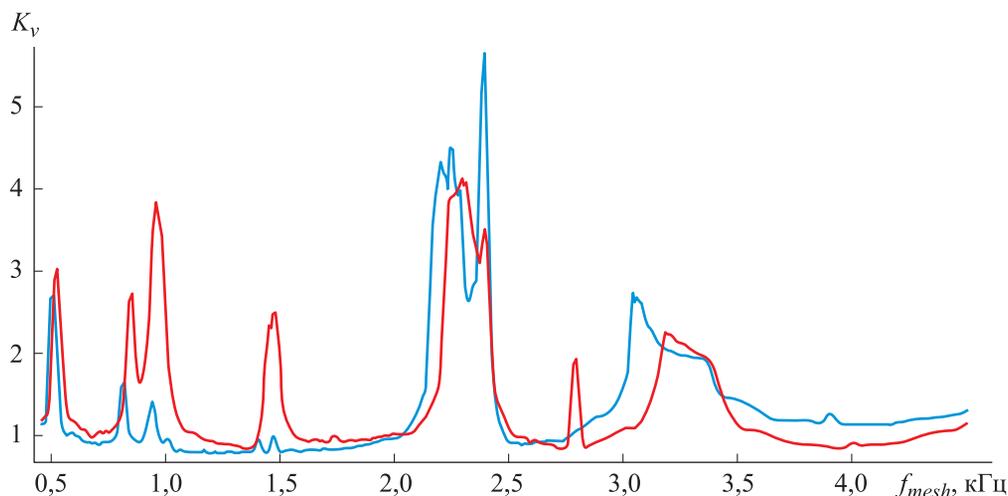


Рис. 3. АЧХ коэффициента динамичности для двух конструкций зацепления сателлит — СШ: — без модификации зубьев; — с профильной модификацией зубьев глубиной 36 мкм

Из рис. 3 видно, что на частотах пересопряжения зубьев f_{mesh} , соответствующих основному параметрическому резонансу, динамические нагрузки при введении профильной модификации (красная кривая) зубьев практически не изменяются. Однако на субрезонансных частотах заметно их значительное снижение вследствие уменьшения амплитуд второй и высших гармоник функции кинематической погрешности в передачах с профильной модификацией.

Оценку усталостной прочности элементов редукторного привода вентилятора ТРДД с учетом динамических нагрузок, возбуждаемых в зацеплениях ЗК, следует проводить с уточнением действующих нагрузок во всем рабочем диапазоне частот двигателя. Для этого на первом этапе расчета по результатам моделирования зацепления ЗК в ПР строят АЧХ коэффициента динамичности (см. рис. 3). Далее в рабочем диапазоне частот двигателя выделяют режимы с максимальными наработкой и нагруженностью, в том числе и с учетом резонансных режимов работы зацеплений в ПР.

Расчет долговечности подшипников опор сателлитов ПР авиационных двигателей с учетом их динамической нагруженности. Согласно расчетным методикам [6, 7], влияние динамических нагрузок в зацеплениях зубьев сателлитов на номинальную долговечность подшипников следует учитывать с помощью специального ко-

эффициента при вычислении эквивалентной нагрузки, действующей на подшипник.

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка для радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников определяется выражением

$$P_r = (XVF_r + YF_a) K_6 K_T,$$

где X и Y — коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, выбираемые в соответствии с ГОСТ 18855–2013; V — коэффициент вращения, $V = 1$ при вращении внутреннего кольца подшипника относительно направления нагрузки, $V = 1,2$ при неподвижном по отношению к нагрузке внутреннем кольце; F_r и F_a — радиальная и осевая нагрузки, постоянные по значению и направлению, Н; K_6 — коэффициент безопасности, учитывающий влияние на долговечность подшипников вибрационных перегрузок и динамических условий работы; K_T — температурный коэффициент, учитывающий влияние на долговечность подшипников твердости поверхностей качения колец и тел качения, которая устанавливается в зависимости от температуры отпуска подшипника.

Значения коэффициента безопасности для различных условий работы обычно указаны в технических изданиях, публикуемых изготовителями ЗК [8], и в методиках расчета подшипников [6, 7, 9]. Рекомендуемые значения коэффициентов безопасности приведены в табл. 1.

Таблица 1

Рекомендуемые значения коэффициента безопасности для различных условий работы

Характер действия нагрузки на подшипник	Коэффициент безопасности K_6	
	для авиастроения	для общего машиностроения
Спокойная нагрузка без толчков	1,00	1,0
Легкие толчки, небольшие виброперегрузки	1,05	1,0...1,2
Умеренные толчки и вибрации	1,10...1,15	1,3...1,5
Значительные толчки и вибрации	1,15...1,25	1,8...2,5

Таблица 2

Параметры режимов работы редукторного ТРДД

Режим	Время работы t , %	Частота вращения подшипника n , мин ⁻¹	Радиальная нагрузка, кН	
			на сателлит	на подшипник
Взлетный	10	3800	98	49,0
Набор высоты	15	3690	104	52,0
Крейсерский	73	3580	111	55,5
Резонансный	2	3490	167	83,5

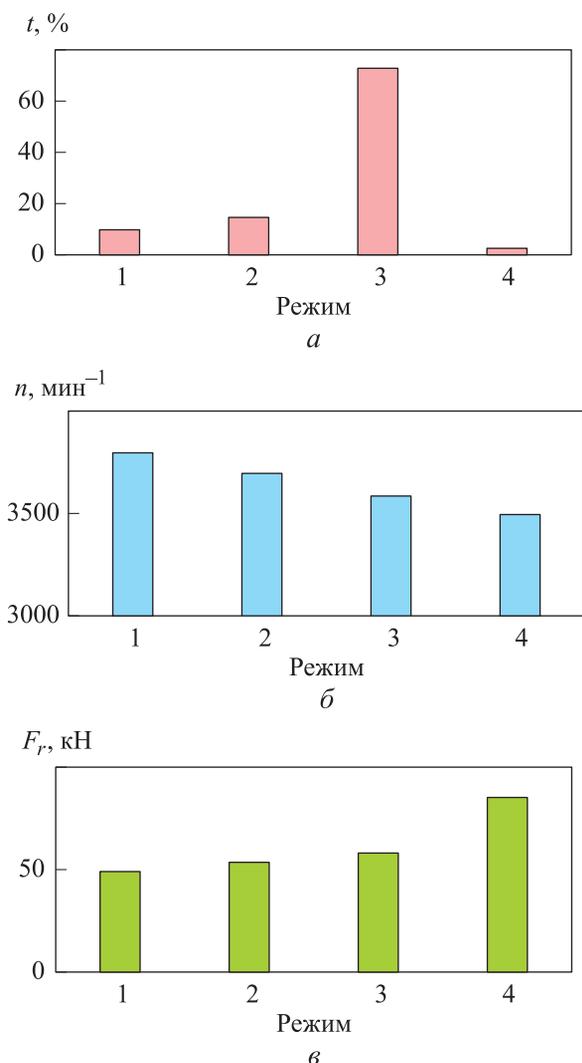


Рис. 4. Значения времени работы подшипника t (а), частоты его вращения n (б) и радиальной нагрузки F_r (в) для разных режимов: 1 — взлетного; 2 — набора высоты; 3 — крейсерского; 4 — резонансного

Значение и направление нагрузки на подшипники опор сателлитов ПР непостоянны. В случае переменных нагрузок необходимо вычислять эквивалентную нагрузку для каждого режима. При большом числе режимов работы расчеты становятся громоздкими, вследствие чего на практике их число сокращают до приемлемого уровня [8, 9].

Следует иметь в виду, что тяжелые нагрузки существенно уменьшают долговечность подшипника, поэтому важно, чтобы ударные и пиковые нагрузки были представлены на гистограмме нагрузок, даже когда период их действия мал. К ним относятся высокие динамические нагрузки в зацеплении ЗК при проходе через резонансные режимы их работы.

Для определения долговечности подшипника, работающего в условиях изменяющейся нагрузки, необходимо определить приведенную по режимам эквивалентную нагрузку на подшипник

$$P_r = \left(\sum_{i=1}^{i=n} P_{ri}^3 \alpha_i \right)^{1/3},$$

где P_{ri} — постоянная эквивалентная динамическая нагрузка в i -м режиме, Н; α_i — доля работы подшипника в i -м режиме.

Приведенная по режимам частота вращения подшипника сателлита вычисляется по выражению

$$n = \sum_{i=1}^{i=k} n_i \alpha_i,$$

где n_i — частота вращения подшипника сателлита в i -м режиме, мин^{-1} .

В табл. 2 и на рис. 4 приведены параметры режимов работы редукторного ТРДД. Принято, что в резонансном режиме двигатель будет работать 2 % всего времени.

Для указанных режимов работы подшипника рассчитаны эквивалентная по ним радиальная нагрузка и частота вращения с учетом и без учета резонансного режима. Эквивалентная нагрузка с учетом резонансного режима составила 54,2 кН, а без его учета — 52,5 кН.

В качестве подшипников сателлита выбраны два радиальных роликовых цилиндрических подшипника 32226 размером 130×230×40 мм (рис. 5) со следующими параметрами: диаметр тел качения — 24 мм, число тел качения — 19 шт., угол контакта — 0 град, длина ролика — 24 мм, материал колец и тел качения — ШХ15. Каждый подшипник воспринимает половину радиальной нагрузки, действующей на сателлит.

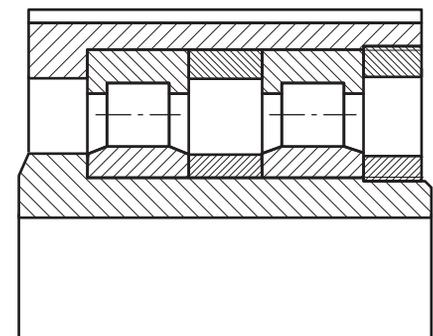


Рис. 5. Схема установки роликовых подшипников на неподвижной оси водила внутри сателлита ПР

Таблица 3

Результаты расчета параметров подшипника спутника

Параметр	Значение	
	без учета динамической нагруженности	с учетом динамической нагруженности
Коэффициент динамической радиальной нагрузки X	1	1
Коэффициент динамической осевой нагрузки Y	0	0
Параметр быстроходности, мм · мин ⁻¹	$0,65 \cdot 10^6$	$0,65 \cdot 10^6$
Номинальная долговечность, ч	16357	14709
Долговечность по методике ЦИАМ-ВНИПП [6], ч	47300	42600

Расчет параметров подшипника спутника без учета динамической нагруженности проведен при частоте вращения $n = 3620 \text{ мин}^{-1}$, радиальной нагрузке $F_r = 52500 \text{ Н}$ и осевой нагрузке $F_a = 0$, а с ее учетом при $n = 3620 \text{ мин}^{-1}$, $F_a = 0$, $F_r = 54200 \text{ Н}$. Результаты этого расчета приведены в табл. 3.

На рис. 5 показана схема установки роликовых подшипников на неподвижной оси водила внутри спутника ПР. Следует отметить, что в некоторых конструкциях ПР авиационных двигателей и главных редукторов вертолетов эту схему установки нельзя реализовать, так как диаметр наружного кольца подшипника превышает допустимый размер внутреннего отверстия спутника. В этом случае подшипники устанавливают внутренним кольцом на ось спутника, а наружное кольцо закрепляют в его неподвижном корпусе (водиле).

Анализ результатов расчета показал, что без учета динамической нагруженности (47300 ч) долговечность подшипника больше примерно на 11 %, чем с ее учетом (42600 ч).

Для всех режимов работы подшипника важно обеспечить толщину смазочного слоя пленки в контакте, превышающую суммарную высоту микронеровностей контактирующих поверхностей. Максимальные контактные напряжения должны быть ниже предельно допустимого уровня.

Разработанный метод позволяет оценить максимальные контактные напряжения в резонансном режиме.

В резонансном режиме при радиальной нагрузке подшипника $F_r = 97,5 \text{ кН}$ максимальные контактные напряжения составили 2097 МПа, во взлетном режиме при $F_r = 55 \text{ кН}$ — 1925 МПа. Для выбранного подшипника контактные напряжения ниже предельно допустимого уровня и различаются незначительно (172 МПа). Однако для других уровней нагрузок и типоразмеров подшипников разница может быть значительной.

Выводы

1. Разработанная динамическая модель ПР привода вентилятора ТРДД позволяет оценивать дополнительную динамическую нагруженность подшипников опор спутников как вследствие крутильных колебаний ЗК, так и в результате неравномерного распределения нагруженности спутников при «плавающей» подвеске центральных колес редуктора.

2. Предложенный метод оценки динамической нагруженности подшипников опор спутников дает возможность проводить расчет подшипников с более высокой точностью. Анализ результатов расчета показал, что без учета динамической нагруженности подшипника его долговечность больше примерно на 11 %, чем с ее учетом. Использование разработанного метода особенно важно для оценки максимальных контактных напряжений в подшипнике при резонансном режиме.

Литература

- [1] Григорьев В.В., Еланский А.В., Попуга А.И. Перспективные схемы авиационных двигателей с высокой топливной эффективностью. *Авиационно-космическая техника и технология*, 2013, № 9(106), с. 231–236.

- [2] Калинин Д.В., Темис Ю.М. Моделирование нелинейных колебаний цилиндрических зубчатых передач авиационных приводов. *Вестник СГАУ*, 2015, т. 14, № 3, ч. 1, с. 193–202.
- [3] Kalinin D., Golovanov V., Temis J., Magerramova L. Dynamic model for planetary gear sets of geared turbofan jet engines. *Materials of 31st Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences*, Belo Horizonte, Brazil, 9–14 September, 2018, no. 143115.
- [4] ISO 6336-6:2006. *Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 6: Calculation of service life under variable load*. 2006. 24 p.
- [5] DIN 3990-2:1987-12. *Calculation of load capacity cylindrical gears. Calculation of pitting resistance*. 1987. 18 p.
- [6] Ерошкин А.И., Петров Н.И. *Методика расчетной оценки долговечности подшипников качения авиационных двигателей и их агрегатов, требования к конструктивным параметрам опор*. Москва, ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова, 1996. 14 с.
- [7] Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. *Расчет на прочность деталей машин. Справочник*. Москва, Машиностроение, 1993. 640 с.
- [8] SKF. *Rolling Bearings*. PUB BU/P1 10000/3 EN. 2016. 1363 p.
- [9] Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. *Подшипники качения. Справочник*. Москва, Машиностроение, 1975. 572 с.

References

- [1] Grigor'yev V.V., Elanskiy A.V., Popuga A.I. Conceptual schemes of aircraft engines with high fuel efficiency. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2013, no. 9(106), pp. 231–236 (in Russ.).
- [2] Kalinin D.V., Temis Yu.M. Dynamic modelling of non-linear vibrations in cylindrical tooth gearing of aircraft drive systems. *Vestnik of Samara university. Aerospace and mechanical engineering*, 2015, vol. 14, no. 3, pt. 1, pp. 193–202 (in Russ.).
- [3] Kalinin D., Golovanov V., Temis J., Magerramova L. Dynamic model for planetary gear sets of geared turbofan jet engines. *Materials of 31st Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences*, Belo Horizonte, Brazil, 9–14 September, 2018, no. 143115.
- [4] ISO 6336-6:2006. *Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 6: Calculation of service life under variable load*. 2006. 24 p.
- [5] DIN 3990-2:1987-12. *Calculation of load capacity cylindrical gears. Calculation of pitting resistance*. 1987. 18 p.
- [6] Eroshkin A.I., Petrov N.I. *Metodika raschetnoy otsenki dolgovечnosti podshipnikov kacheniya aviatsionnykh dvigateley i ikh agregatov, trebovaniya k konstruktivnym parametram опор* [Methodology for calculating the durability of rolling bearings of aircraft engines and their units, requirements for the structural parameters of bearings]. Moscow, FGUP TSIAM im. P.I. Baranova publ., 1996. 14 p.
- [7] Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Raschet na prochnost' detaley mashin. Spravochnik* [Strength calculation of machine parts]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1993. 640 p.
- [8] SKF. *Rolling Bearings*. PUB BU/P1 10000/3 EN. 2016. 1363 p.
- [9] Beyzel'man R.D., Tsyppkin B.V., Perel' L.Ya. *Podshipniki kacheniya. Spravochnik* [Rolling bearings. Directory]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1975. 572 p.

Статья поступила в редакцию 07.11.2019

Информация об авторах

КАЛИНИН Дмитрий Владимирович — ассистент кафедры «Теория машин и механизмов». МГТУ им. Н.Э. Баумана; начальник отдела «Прочность, ресурс и оптимальное проектирование» Инжинирингового центра «Авиационные приводы». ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» (111116, Москва, Российская Федерация, Авиамоторная ул., д. 2, e-mail: dvkalinin@ciam.ru).

ПЕТРОВ Николай Иванович — кандидат технических наук, начальник сектора исследования подшипников исследовательского центра «Динамика, прочность, надежность». ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» (111116, Москва, Российская Федерация, Авиамоторная ул., д. 2, e-mail: nipetrov@ciam.ru).

ЛАВРЕНТЬЕВ Юрий Львович — ведущий инженер сектора исследования подшипников исследовательского центра «Динамика, прочность, надежность». ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» (111116, Москва, Российская Федерация, Авиамоторная ул., д. 2, e-mail: yllaverntev@ciam.ru).

Просьба сослаться на эту статью следующим образом:

Калинин Д.В., Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л. Оценка долговечности подшипников опор сателлитов планетарных редукторов авиационных двигателей с учетом их динамической нагруженности. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 3, с. 75–83, doi: 10.18698/0536-1044-2020-3-75-83

Please cite this article in English as:

Kalinin D.V., Petrov N.I., Lavrentyev Y.L. Fatigue Analysis of Bearings in Planetary Gearboxes of Turbofan Engines Taking into Account Dynamic Loading. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2020, no. 3, pp. 75–83, doi: 10.18698/0536-1044-2020-3-75-83

Information about the authors

KALININ Dmitry Vladimirovich — Assistant Lecturer, Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University; Head of Strength, Lifespan and Optimal Design Department, Engineering Centre — Aviation Drives. Federal State Unitary Enterprise Baranov Central Institute of Aviation Motors CIAM (111116, Moscow, Russian Federation, Aviamotornaya St., Bldg. 2, e-mail: dvkalinin@ciam.ru).

PETROV Nikolay Ivanovich — Candidate of Science (Eng.), Head of Bearing Research Sector, Research Centre “Dynamic, Strength, Reliability”. Federal State Unitary Enterprise Baranov Central Institute of Aviation Motors CIAM (111116, Moscow, Russian Federation, Aviamotornaya St., Bldg. 2, e-mail: nipetrov@ciam.ru).

LAVRENTYEV Yuriy Lvovich — Leading Engineer, Bearing Research Sector, Research Centre “Dynamic, Strength, Reliability”. Federal State Unitary Enterprise Baranov Central Institute of Aviation Motors CIAM (111116, Moscow, Russian Federation, Aviamotornaya St., Bldg. 2, e-mail: yllaverntev@ciam.ru).