

DOI: 10.3901/JME.2021.23.116

# 航空发动机传动轴承多支承台架试验 失效机理分析\*

刘 静<sup>1,2</sup> 党晓勇<sup>3</sup> 唐昌柯<sup>4</sup> 李鑫斌<sup>4</sup> 庞瑞坤<sup>4</sup>

(1. 西北工业大学航海学院 西安 710072;

2. 西北工业大学无人水下运载技术工业和信息化部重点实验室 西安 710072;

3. 北京动力机械研究所 北京 100074;

4. 重庆大学机械工程学院 重庆 400044)

**摘要:** 作为航空发动机的关键部件之一, 传动系统的工作性能直接决定整机的运行状态与可靠性。传动系统的支承轴承因工作环境恶劣, 在其工作过程中极易出现早期失效故障。针对某航空发动机传动系统支承球轴承台架试验中出现早期失效的问题, 采用有限元方法, 建立了多点支撑柔性传动系统动力学模型, 分析了转速和轴承游隙对系统各支承轴承的动态载荷与弹性变形的影响规律, 确定了支承轴承发生失效的位置及其原因; 采用 Lundberg 和 Palmgre 的疲劳寿命计算方法, 基于多点支撑柔性传动系统动力学模型获得的轴承内部动态载荷, 计算了台架系统中出现早期失效的支承球轴承的疲劳寿命。结果表明, 支承轴承的游隙匹配会导致各轴承内部载荷存在较大差异, 该差异是导致其疲劳失效的主要原因, 该仿真结果与实际情况基本一致。论文的研究可为该型航空发动机传动系统支承轴承的优化设计提供新的思路 and 理论支撑。

**关键词:** 航空发动机; 传动轴承; 动力学; 动态载荷; 早期失效

**中图分类号:** TH117

## A Failure Analysis of the Support Bearings of an Aero Engine in a Bench Test with Multiple Supports

LIU Jing<sup>1,2</sup> DANG Xiaoyong<sup>3</sup> TANG Changke<sup>4</sup> LI Xinbin<sup>4</sup> PANG Ruikun<sup>4</sup>

(1. School of Marine Science and Technology, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072;

2. Key Laboratory for Unmanned Underwater Vehicle, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072;

3. Beijing Power Machinery Institute, Beijing 100074;

4. College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044)

**Abstract:** As a key part of the aero engine, the operational status and reliability of the whole system are directly determined by the performances of the transmission system. Since the rugged working conditions of the support bearings in the transmission system, some incipient failures are often produced. To analyze the incipient failures in the support bearings in the transmission system of an aero engine in a bench test with multiple supports, a dynamic model based on the finite element method for the flexible transmission system with the multiple supports is proposed. The effects of the rotor speed and bearing clearance on the dynamic loads and displacement of the support bearings are studied, which are used to determine the failure location in the support bearings. According to Lundberg and Palmgre's method, the fatigue life of the selected support bearing is calculated by using the dynamic loads from the proposed dynamic model. The results show that different bearing clearance cases can produce a very different bearing loads, which is the main fatigue failure reasons of the support bearing. The simulation results are very close to the practical situation. This work can

\* 国家自然科学基金(51975068, 52175120)和中央高校基本科研业务费专项资金(3102020HHZY030001)资助项目。20200505 收到初稿, 20210815 收到修改稿

provide some new guidance and theoretical support for the optimization design of the support bearings in the transmission systems of the aero engine.

**Key words:** aero engine; transmission bearings; dynamics; dynamic loads; incipient failure

## 0 前言

作为航空发动机的关键部件之一,传动系统的工作性能直接决定整机的运行状态与可靠性。传动系统的支承轴承因工作环境恶劣,在其工作过程中极易出现早期失效故障。航空发动机轴承的主要失效模式包括打滑蹭伤、微粒磨损、夹杂损伤、压痕、断裂和剥落等<sup>[1-2]</sup>。某航空发动机传动系统的支承球轴承在台架试验中出现早期剥落失效的问题,造成轴承研制考核试验中断,影响了发动机研制进度<sup>[3-4]</sup>。因此,开展航空发动机传动系统支承轴承失效原因分析,对传动系统结构优化设计和整机可靠性的提高具有重要的理论和实际工程价值。

目前国内外许多学者在航空发动机轴承的失效形式及其原因方面开展了大量研究。BHAT 等<sup>[5]</sup>研究了某航空发动轴承剥落故障的失效原因。ROFFEY<sup>[6]</sup>分析了轴向圆柱滚子轴承因外圈裂纹引起的失效故障模式。史修江等<sup>[7]</sup>建立了航空发动机主轴承拟动力学模型,研究了热弹流润滑条件下轴承内部的接触载荷特性。MURUGESAN 等<sup>[8]</sup>运用有限元方法分析了角接触球轴承失效模式。HAIDAR 等<sup>[9]</sup>提出了描述轴系不平衡振动的数学模型,研究轴系不平衡振动对轴承动态特性的影响规律。ROMANOWICZ 等<sup>[10]</sup>建立了滚动轴承接触应力的解析计算方法,研究了滚动轴承所承受的最大疲劳载荷。李超等<sup>[11]</sup>提出了航空发动机转子系统动态特性优化设计方法。XU 等<sup>[12]</sup>采用试验方法分析了圆锥滚子轴承内圈出现裂纹失效的原因。陈超等<sup>[13]</sup>研究了航空发动机主轴承的失效模式。郑金涛等<sup>[14]</sup>

建立了建立单个航空发动机主轴圆柱滚子轴承动力学模型,分析了该轴承非典型失效机理。上述大多数研究均采用试验和失效截面的金相分析方法对轴承失效模式及其原因进行分析。此外,部分学者采用有限元和动力学分析方法建立了单个轴承仿真模型,对轴承的失效机理进行了分析。然而,航空发动机传动系统多为多支撑结构,单个轴承的建模方法难以准确描述转子系统的动态特性。针对这一问题,采用有限元方法,建立了多点支撑柔性传动系统动力学模型,分析了转速和轴承游隙对系统各支承轴承的动态载荷与变形的影响规律,确定了支承轴承发生失效的位置;采用 Lundberg 和 Palmgre(L-P) 疲劳寿命预测方法,基于传动系统动力学模型获得的轴承内部动态载荷,计算了台架试验中出现早期失效的支承球轴承的疲劳寿命。论文的分析结果从理论方法方面对航空发动机传动系统支承球轴承的台架试验中失效机理进行了分析,为该型球轴承和传动系统支承结构的优化设计提供了有益的参考和理论支撑。

## 1 问题描述

某航空发动机传动的支承轴承在研制阶段开展寿命摸底试验过程中,在设计试验方案时,为了增加试验样本数量,采用了多型号轴承多支点布局的试验器设计方案,如图 1 所示,其中 CRB#1 和 CRB#2 为同型号的圆柱滚子轴承,承受来自齿轮连接副的径向载荷  $F_r$ , DGB#1~DGB#4 为四个同型号深沟球轴承,既承受径向载荷  $F_r$ ,也承受锥齿轮啮合产生的轴向载荷  $F_a$ ,整个台架试验器按照对称形式布置。

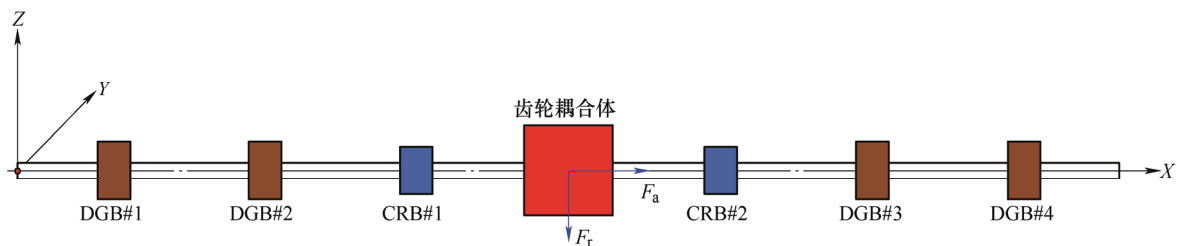


图 1 某航空发动机传动轴承台架寿命试验器结构示意图

台架寿命试验进行至约 650 h 时, DGB#3 深沟

球轴承的滚道和滚动体表面出现了剥落失效问题,

如图2所示,该轴承的理论计算寿命接近3 000 h,目前的试验时数未达到理论寿命,属于异常失效问题。根据文献[3-4]的研究结果,滚道和滚动体表面的剥落失效的主要由轴承元件之间的接触疲劳引起。理想的设计工况下,各支承轴承具有相同的游隙,根据如图1所示的转子系统的各支承轴承结构形式,在施加径向载荷作用下,圆柱滚子轴承CRB#1和CRB#2首先承受来自齿轮连接副的径向载荷 $F_r$ ,并与传动轴随之变形;当轴承CRB#1和CRB#2的变形超过深沟球轴承DGB#2和DGB#3的间隙时,轴承DGB#2和DGB#3开始分担径向载荷,并随之变形;同理,当轴承CRB#1、CRB#2、DGB#3和DGB#4发生的变形消除深沟球轴承DGB#1和DGB#4的间隙时,轴承DGB#1和DGB#4开始分担径向载荷。因此,设计工况下,圆柱滚子轴承CRB#1和CRB#2分担的径向载荷最大,深沟球轴承DGB#2和DGB#3次之,深沟球轴承DGB#1和DGB#4最小。然而,在实际试验过程中,深沟球轴承DGB#3首先发生剥落故障。试验器件上的同型号轴承按尺寸对称安装,且轴承尺寸和材料等因素相同。唯一不同之处在于各轴承游隙存在差异,所以轴承游隙极有可能是导致轴承出现早期失效的主要原因。针对这一问题,论文采用动力学方法研究了支承轴承游隙对其动态载荷的影响规律并探究其失效机理。



图2 深沟球轴承#3的滚道与滚动体失效实物图

## 2 传动轴承试验器系统动力学模型

为了研究转速和轴承游隙对传动试验器各支承轴承的动态载荷与变形的影响规律,采用有限元方法,建立了多点支撑柔性传动轴承试验器转子系统动力学模型,如图3所示。根据转子系统的结构特征,在该模型中划分了6个梁单元。综合考虑转子系统中的转子的重力和偏心量、轴承的阻尼和接触力以及转轴偏斜的影响,建立了多点支撑柔性转子系统的运动微分方程,其表达式为

$$\begin{bmatrix} M & \\ & M \end{bmatrix} \ddot{u} + \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} + G \\ c_{21} - G & c_{22} \end{bmatrix} \dot{u} + \begin{bmatrix} K & \\ & K \end{bmatrix} u = \begin{bmatrix} F_g + F_e + F_b + F \end{bmatrix} \quad (1)$$

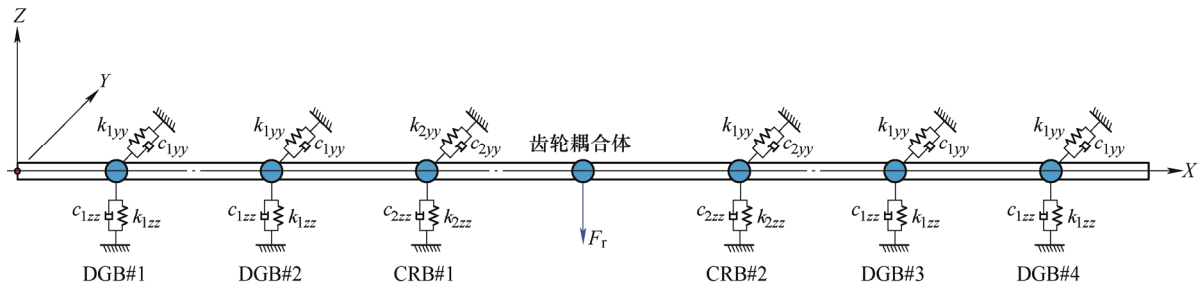


图3 多点支撑柔性转子系统动力学模型

式中, $u$ 、 $\dot{u}$ 和 $\ddot{u}$ 分别为转子系统各节点的位移、速度和加速度向量; $c_{11}$ 、 $c_{12}$ 、 $c_{21}$ 和 $c_{22}$ 分别为各轴承阻尼所组成的阻尼矩阵; $F_g$ 为转子系统重力向量;

$F_e$ 为偏心量所组成的偏心向量; $F_b$ 为各轴承接触载荷向量; $F$ 为外部载荷向量; $M$ 为柔性转子系统整体质量矩阵,其表达式为

$$M = \begin{bmatrix} m_{11}^{(1)} & m_{12}^{(1)} & & & & \\ m_{21}^{(1)} & m_{22}^{(1)} + m_{11}^{(2)} & m_{12}^{(2)} & & & \\ & m_{21}^{(2)} & m_{22}^{(2)} + m_{11}^{(3)} & m_{12}^{(3)} & & \\ & & m_{21}^{(3)} & m_{22}^{(3)} + m_{11}^{(4)} + M_d & m_{12}^{(4)} & \\ & & & m_{21}^{(4)} & m_{22}^{(4)} + m_{11}^{(5)} & m_{12}^{(5)} \\ & & & & m_{21}^{(5)} & m_{22}^{(5)} + m_{11}^{(6)} & m_{12}^{(6)} \\ & & & & & m_{21}^{(6)} & m_{22}^{(6)} \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中, $m_{11}$ 、 $m_{12}$ 、 $m_{21}$ 和 $m_{22}$ 分别为各轴段的单位质

量矩阵( $i=1,2,\dots,6$ ); $M_d$ 为齿轮耦合体的质量矩阵;

$G$  为柔性转子系统整体回转矩阵, 其表达式为

$$G = \omega \begin{bmatrix} J_{11}^{(1)} & J_{12}^{(1)} & & & & & & & \\ J_{21}^{(1)} & J_{22}^{(1)} + J_{11}^{(2)} & J_{12}^{(2)} & & & & & & \\ & J_{21}^{(2)} & J_{22}^{(2)} + J_{11}^{(3)} & J_{12}^{(3)} & & & & & \\ & & J_{21}^{(3)} & J_{22}^{(3)} + J_{11}^{(4)} + J_d & J_{12}^{(4)} & & & & \\ & & & J_{21}^{(4)} & J_{22}^{(4)} + J_{11}^{(5)} & J_{12}^{(5)} & & & \\ & & & & J_{21}^{(5)} & J_{22}^{(5)} + J_{11}^{(6)} & J_{12}^{(6)} & & \\ & & & & & J_{21}^{(6)} & J_{22}^{(6)} & & \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中,  $J_{11}$ 、 $J_{12}$ 、 $J_{21}$  和  $J_{22}$  分别为各轴段的单位回转矩阵( $i=1, 2, \dots, 6$ );  $J_d$  为齿轮耦合体的回转矩阵;  $\omega$

为转子转速;  $K$  为柔性转子系统整体刚度矩阵, 其表达式为

$$K = \begin{bmatrix} K_{11}^{(1)} & K_{12}^{(1)} & & & & & & & \\ K_{21}^{(1)} & K_{22}^{(1)} + K_{11}^{(2)} & K_{12}^{(2)} & & & & & & \\ & K_{21}^{(2)} & K_{22}^{(2)} + K_{11}^{(3)} & K_{12}^{(3)} & & & & & \\ & & K_{21}^{(3)} & K_{22}^{(3)} + K_{11}^{(4)} & K_{12}^{(4)} & & & & \\ & & & K_{21}^{(4)} & K_{22}^{(4)} + K_{11}^{(5)} & K_{12}^{(5)} & & & \\ & & & & K_{21}^{(5)} & K_{22}^{(5)} + K_{11}^{(6)} & K_{12}^{(6)} & & \\ & & & & & K_{21}^{(6)} & K_{22}^{(6)} & & \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中,  $K_{11}^{(i)}$ 、 $K_{12}^{(i)}$ 、 $K_{21}^{(i)}$  和  $K_{22}^{(i)}$  分别是各轴段的单位回转矩阵( $i=1, 2, \dots, 6$ )。

支承轴承的载荷向量  $F_b$  的计算公式为

$$\begin{Bmatrix} F_{bx} \\ F_{by} \end{Bmatrix} = \sum_{n=1}^N \begin{Bmatrix} F_e(\delta_n) G(\delta_n) \sin \theta_n \\ F_e(\delta_n) G(\delta_n) \cos \theta_n \end{Bmatrix} \quad (5)$$

式中,  $F_e(\delta_n)$  为接触力,  $G(\delta_n)$  为 Heaviside 函数, 其表达式为

$$G(\delta_n) = \begin{cases} 1 & \delta_n > 0 \\ 0 & \delta_n \leq 0 \end{cases} \quad (6)$$

根据赫兹接触理论, 接触力  $F_e$  的表达式为<sup>[16]</sup>

$$F_e = K_T \delta_n^p \quad (7)$$

式中,  $K_T$  为单个滚动体与单个滚道之间的等效接触刚度系数, 其具体计算方法参见文献[15-16];  $p$  为载荷—变形指数; 对于球轴承,  $p=1.5$ ; 对于圆柱滚子轴承,  $p=10/9$ 。

### 3 疲劳寿命计算方法

论文采用 Lundberg 和 Palmgre 的球轴承寿命计算方法对轴承试验器转子系统的支承球轴承的疲劳寿命进行分析, 其计算公式为<sup>[15]</sup>

$$L = \left( \frac{C}{F_e} \right)^3 \quad (8)$$

式中,  $C$  为基本额定动载荷,  $F_e$  为当量径向载荷。

论文采用 ANSI 和 ISO 基于 Lundberg 和 Palmgren 方法修订基本额定动载荷计算方法计算支承球轴承的基本额定动载荷, 其计算公式为<sup>[15-16]</sup>

$$C = b_m f_c (\cos \alpha)^{0.7} Z^{\frac{2}{3}} D_w^{1.8} \quad (9)$$

式中,  $b_m$  为修正系数, 对于深沟球轴承取为 1.3,  $Z$  为球数,  $D_w$  为球径。

$$f_c = 39.9 \left\{ 1 + \left[ 1.04 \left( \frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{1.72} \left( \frac{f_i}{f_o} \cdot \frac{2f_o-1}{2f_i-1} \right)^{0.41} \right]^{\frac{10}{3}} \right\}^{-0.3} \times \frac{\gamma^{0.3} (1-\gamma)^{1.39}}{(1+\gamma)^{\frac{1}{3}}} \left( \frac{2f_i}{2f_i-1} \right)^{0.41} \quad (10)$$

式中,  $\gamma = D_w \cos \alpha / d_m$ ;  $f_i$  和  $f_o$  分别为内圈和外圈的沟道曲率系数。

$$F_e = \left[ \left( \frac{C}{C_i} \right)^{3.33} + \left( \frac{C}{C_o} \right)^{3.33} \right]^{0.3} F_r \quad (11)$$

$$C_i = 39.9 \left( \frac{2R}{D_w} \frac{r}{r-R} \right)^{0.41} \frac{(1-\gamma)^{1.39}}{(1+\gamma)^{\frac{1}{3}}} \gamma^{0.3} (\cos \alpha)^{0.7} Z^{\frac{2}{3}} D_w^{1.8} \quad (12)$$

$$C_o = 38.2 \left( \frac{2R}{D_w} \frac{r}{r-R} \right)^{0.41} \frac{(1-\gamma)^{1.39}}{(1+\gamma)^3} \gamma^{0.3} (\cos \alpha)^{0.7} Z^{\frac{2}{3}} D_w^{1.8} \quad (13)$$

式中,  $R$  为滚子半径,  $r$  为沟道曲率半径。

## 4 结果与分析

根据各支承轴承游隙的实际测量结果, 选取支承轴承的游隙计算工况, 如表 1 所示。在 Matlab 软件中采用 Newmark- $\beta$  方法求解多点支撑柔性转子系统的运动微分方程式(1), 获取慢车(21 200 r/min)、巡航(34 000 r/min)和最大转速(35 600 r/min)运行工况下轴承游隙对各支承轴承最大径向载荷  $F_{\max}$  和最大位移  $x_{\max}$  影响规律; 运用 Lundberg 和 Palmgre 的球轴承寿命计算公式(5)获取不同运行工况下轴承游隙对支承轴承 DGB#3 的疲劳寿命  $L$  的影响规律。

表 1 支承轴承游隙计算工况表

工况	游隙/ $\mu\text{m}$					
	DGB#1	DGB#2	CRB#1	CRB#2	DGB#3	DGB#4
#1	30	30	20	20	16	16
#2	16	16	20	20	30	30
#3	30	30	30	30	30	30
#4	30	30	30	30	16	16
#5	16	16	20	20	16	16
#6	0	0	0	0	0	0
#7	30	30	20	20	30	30

### 4.1 轴承游隙对支承轴承动力学特性的影响分析

不同运行工况下, 轴承游隙对各支承轴承的最大径向载荷  $F_{\max}$  的影响规律, 如图 4 所示。由图 4 可得, 在不同工作转速下, 轴承游隙#1 条件下, DGB#3 所受最大径向载荷最大, 分别为 698.4 N、667.9 N 和 668.3 N; 轴承游隙#2 条件下, DGB#2 所受最大径向载荷最大, 分别为 696.2 N、668.1 N 和 668.9 N; 轴承游隙#3 条件下, DGB#2 和 DGB#3 所受最大径向载荷最大, 分别约为 676.0 N、648.5 N

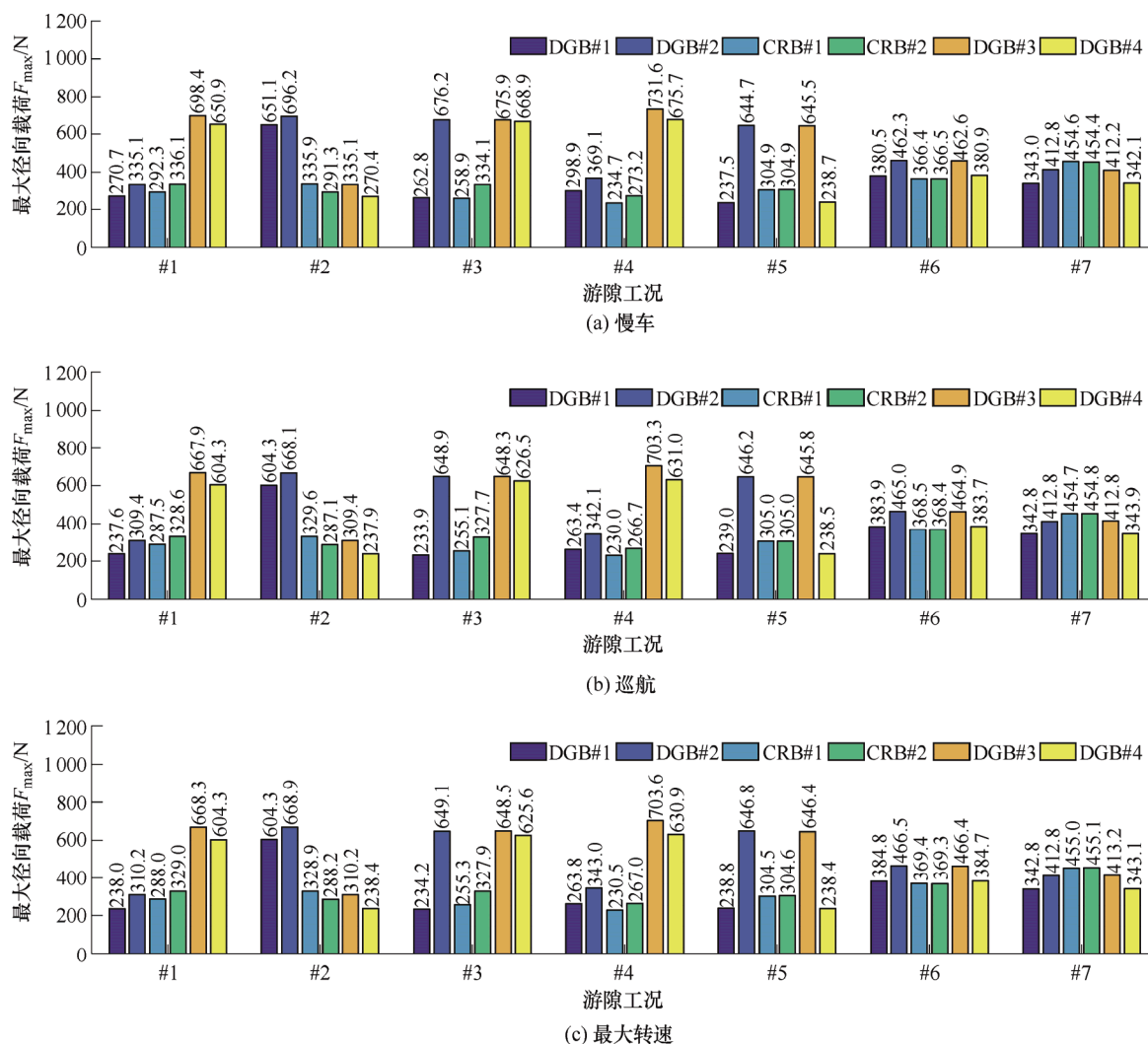


图 4 不同运行工况下轴承游隙对各支承轴承最大径向载荷的影响规律



和 648.7 N; 轴承游隙#4 条件下, DGB#3 所受最大径向载荷最大, 分别为 731.6 N、703.3 N 和 703.6 N; 轴承游隙#5 条件下, DGB#2 和 DGB#3 所受最大径向载荷最大, 分别约为 645.1 N、645.9 N 和 646.6 N; 轴承游隙#6 条件下, DGB#2 和 DGB#3 所受最大径向载荷最大, 分别约为 462.5 N、465.0 N 和 466.5 N; 轴承游隙#7 条件下, CRB#1 和 CRB#2 所受最大径向载荷最大, 分别为 454.5 N、454.7 N 和 455.0 N。同时, 各轴承所受最大径向载荷随支承轴承的游隙匹配出现较大差异; 慢车条件下, DGB#3 在轴承游隙工况#2 和#4 条件下所受最大径向载荷分别出现最小和最大值, 其值分别为 335.1 N 和 731.6 N, 两者差异为 118.3%; 巡航条件下, DGB#3 在轴承游隙#2 和#4 条件下所受最大径向载荷分别出现最小和最大值, 其值分别为 309.4 N 和 703.3 N, 两者差异为 127.3%; 最大转速条件下, DGB#3 在轴承游隙#2 和#4 条件下所受最大径向载荷分别出现最小和最大值, 其值分别为 310.2 N 和 703.6 N, 两者差异为 126.8%。结果表明, 在轴承游隙为工况#4, 球

轴承 DGB#3 所受径向载荷最大, 且该轴承在实际过程中首先出现失效。因此, 轴承游隙工况#4 是导致 DGB#3 出现早期失效的主要原因。

不同运行工况下, 轴承游隙对各支承轴承的最大位移  $x_{\max}$  的影响规律, 如图 5 所示。由图 5 可得, 在不同工作转速下, 在轴承游隙#1 条件下, DGB#2 的位移最大, 分别为 79.59  $\mu\text{m}$ 、78.77  $\mu\text{m}$  和 78.77  $\mu\text{m}$ ; 在轴承游隙#2 条件下, DGB#3 的位移最大, 分别为 79.58  $\mu\text{m}$ 、78.76  $\mu\text{m}$  和 78.75  $\mu\text{m}$ ; 在轴承游隙#3 条件下, CRB#1 和 CRB#2 的位移最大, 分别为 85.49  $\mu\text{m}$ 、85.48  $\mu\text{m}$  和 85.52  $\mu\text{m}$ ; 在轴承游隙#4 条件下, DGB#2 的位移最大, 分别为 82.74  $\mu\text{m}$ 、82.07  $\mu\text{m}$  和 82.06  $\mu\text{m}$ ; 在轴承游隙#5 条件下, CRB#1 和 CRB#2 的位移最大, 分别为 70.69  $\mu\text{m}$ 、70.66  $\mu\text{m}$  和 70.68  $\mu\text{m}$ ; 在轴承游隙#6 条件下, CRB#1 和 CRB#2 的位移最大, 分别为 49.93  $\mu\text{m}$ 、50.11  $\mu\text{m}$  和 50.19  $\mu\text{m}$ ; 在轴承游隙#7 条件下, CRB#1 和 CRB#2 的位移最大, 分别为 81.59  $\mu\text{m}$ 、81.62  $\mu\text{m}$  和 81.65  $\mu\text{m}$ 。同时, 各轴承的变形随支承轴承游隙匹

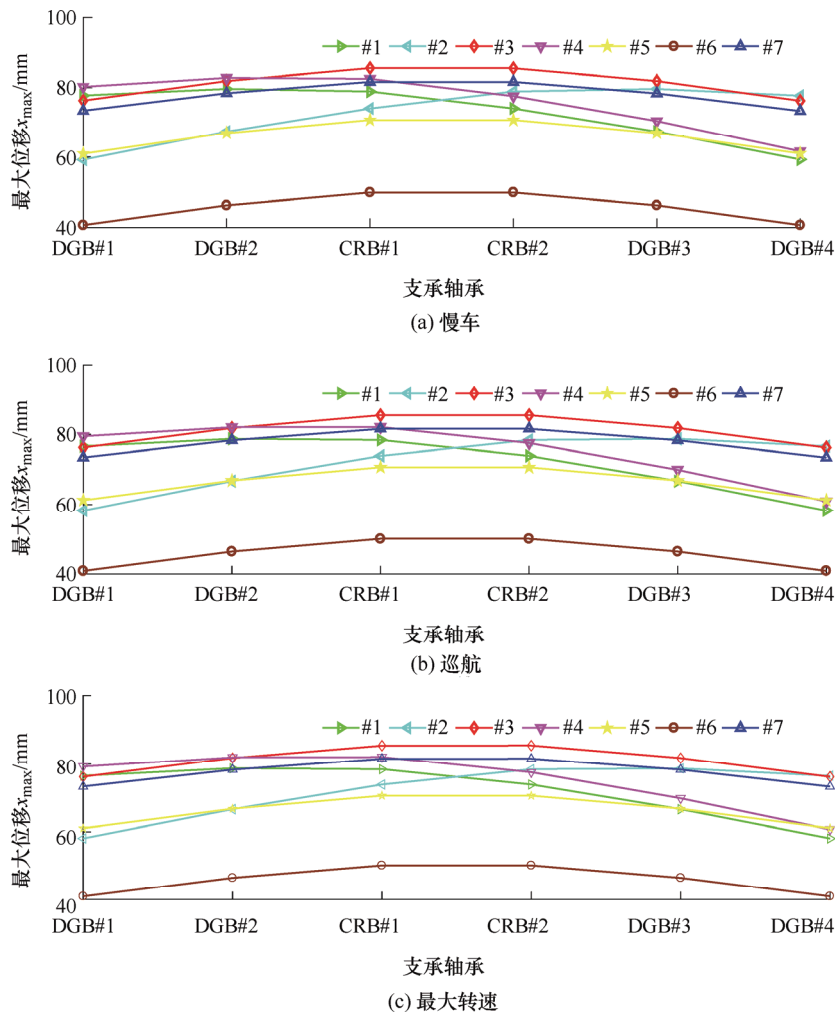


图 5 不同运行工况下轴承游隙对各支承轴承最大位移的影响规律

配出现较大差异;慢车条件下,DGB#3 在轴承游隙#3 和#6 条件下的变形分别出现最大和最小值,其值分别为  $81.82\ \mu\text{m}$  和  $46.28\ \mu\text{m}$ ,两者差异为 76.8%;巡航条件下,DGB#3 在轴承游隙#3 和#6 条件下的变形分别出现最大和最小值,其值分别为  $81.82\ \mu\text{m}$  和  $46.46\ \mu\text{m}$ ,两者差异为 76.1%;最大转速条件下,DGB#3 在轴承游隙#3 和#6 条件下的变形分别出现最大和最小值,其值分别为  $81.84\ \mu\text{m}$  和  $46.54\ \mu\text{m}$ ,两者差异为 75.8%。因此,支承轴承游隙匹配显著影响球轴承 DGB#3 的变形。

#### 4.2 轴承游隙对支承轴承疲劳寿命的影响分析

选取实际中出现早期失效的球轴承 DGB#3 为研究对象。不同运行工况下,轴承游隙对支承轴承 DGB#3 的疲劳寿命  $L$  的影响规律,如图 6 所示。由图 6 可得,在不同支承轴承游隙计算工况下,支承轴承 DGB#3 在慢车转速下的疲劳寿命最长,分别为 692.60 h、1 909.30 h、730.86 h、631.27 h、787.16 h、1 284.90 h 和 1 493.40 h;支承轴承 DGB#3 在最

大转速下的疲劳寿命最短,分别为 443.30 h、1 236.40 h、465.30 h、407.41 h、467.72 h、756.75 h 和 886.60 h。同时,各轴承的疲劳寿命随支承轴承游隙匹配出现较大差异;慢车条件下,DGB#3 在轴承游隙#2 和#4 条件下的疲劳寿命分别出现最大和最小值,其值分别为 1 909.30 h 和 631.27 h,两者差异为 202.5%;巡航条件下,DGB#3 在轴承游隙#2 和#4 条件下的疲劳寿命分别出现最大和最小值,其值分别为 1 298.20 h 和 426.9 h,两者差异为 204.1%;最大转速条件下,DGB#3 在轴承游隙#2 和#4 条件下的疲劳寿命分别出现最大和最小值,其值分别为 1 236.40 h 和 407.41 h,两者差异为 203.5%。结果表明,在轴承游隙为工况#4 条件下,球轴承 DGB#3 的疲劳寿命最小,且该计算值与实际中该轴承出现失效的时间基本吻合;因此,轴承游隙工况#4 是导致 DGB#3 出现早期失效的主要原因。此外,轴承游隙为工况#2 条件下,球轴承 DGB#3 的疲劳寿命最大。因此,该传动轴承游隙的最优选取工况#2。

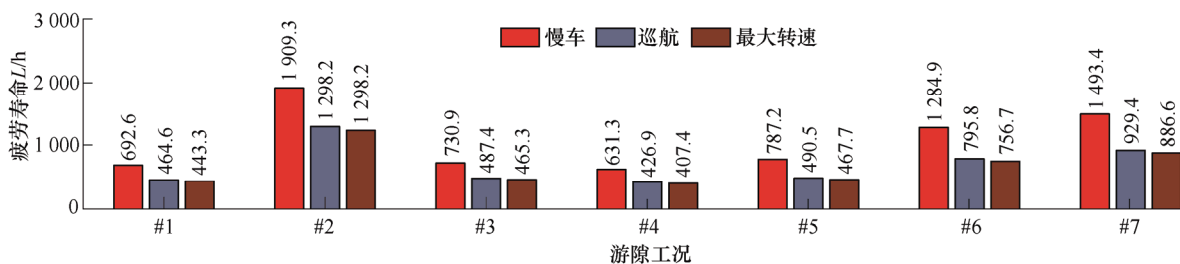


图 6 不同运行工况下轴承游隙对支承轴承 DGB#3 疲劳寿命的影响规律

## 5 结论

论文建立了基于有限元方法的多点支撑柔性轴承试验器转子系统系统动力学模型,分析了转速和轴承游隙对系统各支承轴承的动态载荷与变形的影响规律,确定了支承轴承发生失效的位置;采用 L-P 疲劳寿命预测方法,基于转子系统动力学模型获得的轴承内部动态载荷,计算了实际中出现早期试下的支承球轴承的疲劳寿命。研究表明,轴承游隙对各支承轴承的最大径向载荷、振动位移以及疲劳寿命有较大影响。具体结论如下。

(1) DGB#3 在轴承游隙工况#2 和#4 条件下所受最大径向载荷分别出现最小和最大值。慢车条件下,两者差异为 118.3%;巡航条件下,两者差异为 127.3%;最大转速条件下,两者差异为 126.8%。

(2) DGB#3 在轴承游隙#3 和#6 条件下的变形分别出现最大和最小值。慢车条件下,两者差异为

76.8%;巡航条件下,两者差异为 76.1%;最大转速条件下,两者差异为 75.8%。

(3) DGB#3 在轴承游隙#2 和#4 条件下的疲劳寿命分别出现最大和最小值。慢车条件下,两者差异为 202.5%;巡航条件下,两者差异为 204.1%;最大转速条件下,两者差异为 203.5%。

(4) 综上所述,支承轴承的游隙匹配会导致各轴承内部载荷存在较大差异,该差异是导致其疲劳失效的主要原因之一。在轴承游隙为工况#4 时,球轴承 DGB#3 的载荷和变形最大且疲劳寿命最小,该疲劳寿命的计算结果与实际中该轴承出现失效的时间基本吻合;因此,轴承游隙工况#4 是导致 DGB#3 出现早期失效的主要原因之一。此外,除了理想工况#6,轴承游隙为工况#2 时,球轴承 DGB#3 的载荷和变形最小且疲劳寿命最大。因此,该传动系统的轴承游隙的最优选取工况#2。论文的研究结果可为该型航空发动机传动系统支承轴承的优化设计提供了新的思路和理论支撑。

## 参 考 文 献

- [1] 孔德龙, 林国昌. 航空发动机主轴轴承主要损伤模式及原因分析[J]. 航空科学技术, 2011(5): 22-24.  
KONG Delong, LIN Guochang. Major damage mode and analysis of main shaft bearings of aeroengine[J]. Aeronautical Science & Technology, 2011(5): 22-24.
- [2] 张晗, 杜朝辉, 方作为, 等. 基于稀疏分解理论的航空发动机轴承故障诊断[J]. 机械工程学报, 2015, 51(1): 97-105.  
ZHANG Han, DU Zhaohui, FANG Zuowei, et al. Sparse decomposition based aero-engine's bearing fault diagnosis[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(1): 97-105.
- [3] SINGH S, HOWARD C Q, HANSEN C H. An extensive review of vibration modelling of rolling element bearings with localised and extended defects[J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 357: 300-330.
- [4] LIU Jing, SHAO Yimin. Overview of dynamic modelling and analysis of rolling element bearings with localized and distributed faults[J]. Nonlinear Dynamics, 2018, 93: 1765-1798.
- [5] BHAT R R, NANDI V, MANOHARA V, et al. Case study on failure of ball bearing of an aeroengine[J]. Journal of Failure Analysis and Prevention, 2011, 11: 631-635.
- [6] ROFFEY P. Manufacturing induced hydrogen embrittlement of 52100 bearing steel outer ring[J]. Journal of Failure Analysis and Prevention, 2015, 15: 161-167.
- [7] 史修江, 王黎钦. 基于拟动力学的航空发动机主轴滚子轴承热弹流润滑分析[J]. 机械工程学报, 2016, 52(3): 86-92.  
SHI Xiujiang, WANG Liqin. TEHL analysis of aero-engine mainshaft roller bearing based on quasi-dynamics[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(3): 86-92.
- [8] MURUGESAN V, SREEJITH P S, SUNDARESAN P B, et al. Analysis of an angular contact ball bearing failure and strategies for failure prevention[J]. Journal of Failure Analysis and Prevention, 2018, 18: 471-485.
- [9] HAIDAR A M, PALACIOS J L. Parametric studies on modified configurations of ball-type passive balancers for improved transient and steady state responses[J]. Journal of Sound and Vibration, 2018, 432(13): 633-652.
- [10] ROMANOWICZ P, SZYBINSKI B. Fatigue life assessment of rolling bearings made from AISI 52100 bearing steel[J]. Materials, 2019, 12(3): 371.
- [11] 李超, 金福艺, 张卫浩. 航空发动机转子结构布局优化设计方法[J]. 北京航空航天大学学报, 2019, 45(2): 266-276.  
LI Chao, JIN Fuyi, ZHANG Weihao. Optimized design method of aero-engine rotor structure layout[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2019, 45(2): 266-276.
- [12] XU Xiaolei, YU Zhiwei. Failure analysis of tapered roller bearing inner rings used in heavy truck[J]. Engineering Failure Analysis, 2020, 111: 104474.
- [13] 陈超, 曾昭洋, 罗军, 等. 航空发动机主轴轴承失效模式分析[J]. 润滑与密封, 2020, 45(3): 126-131.  
CHEN Chao, ZENG Zhaoyang, LUO Jun, et al. Failure mode analysis of aeroengine spindle bearings[J]. Lubrication Engineering, 2020, 45(3): 126-131.
- [14] 郑金涛, 邓四二, 张文虎, 等. 航空发动机主轴滚子轴承非典型失效机理[J]. 航空学报, 2020, 41(5): 423347.  
ZHENG Jintao, DENG Sier, ZHANG Wenhui, et al. Atypical failure mechanism of aero-engine mainshaft roller bearing[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2020, 41(5): 423347.
- [15] PALMGREN A, LUNDBERG G. Dynamic capacity of rolling bearings[J]. Acta Polytechnica Scandinavica. Mechanical Engineering Series, 1947, 1(3): 7.
- [16] HARRIS T A, KOTZALAS M N. Rolling bearing analysis-essential concepts of bearing technology[M]. 5th ed. Taylor and Francis, New York, 2007.

作者简介: 刘静(通信作者), 男, 1983 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为机械动力学和振动噪声分析与控制。  
E-mail: jliu0922@nwpu.edu.cn