

# 高速高比压织构滑动轴承热弹流润滑分析

王琳, 张瑜, 陈国定

(西北工业大学 机电学院, 陕西 西安 710072)

**摘要:** 齿轮传动涡扇发动机(g geared turbo fan engine, GTF)的星型齿轮传动系统使用滑动轴承作为支承。GTF 滑动轴承在高速高比压工况下工作,油膜压力较大,导致轴承会发生弹性变形。考虑滑动轴承的弹性变形以及润滑油温黏效应等的影响,基于计算流体力学方法建立了高速高比压织构滑动轴承的三维热弹流润滑分析模型,研究了考虑弹性变形影响的织构滑动轴承热流体润滑性能,并对比了织构滑动轴承和无织构滑动轴承的热弹流润滑性能。结果表明:考虑弹性变形的影响后,在相同大偏心率工况下织构滑动轴承的最大油膜压力、承载力和最大油膜温度均会明显降低,周向承载区域明显扩大,且温度和油膜压力在圆周方向上的变化也更加平缓;对比织构滑动轴承和无织构滑动轴承,两者的最大油膜压力、承载力、最大油膜温升和摩擦系数无明显差异,但油膜承载区的弹性变形有明显减小。

**关键词:** 齿轮传动涡扇发动机;星型齿轮传动系统;滑动轴承;热弹流润滑;表面织构

**中图分类号:** V233.1; TH117.1      **文献标志码:** A      **文章编号:** 1000-2758(2019)04-0751-06

齿轮传动涡扇发动机是一种在新一代民航客机中应用大推力高涵道比涡扇发动机,其核心技术之一是在发动机风扇与低压涡轮转子之间安装了星型齿轮传动系统。星型齿轮传动系统的支承轴承在设计中面临高转速和高比压等诸多挑战,滑动轴承以其结构紧凑、承载力高、稳定性高和使用寿命长等优点而被用作 GTF 发动机星型齿轮传动系统的重要支承轴承<sup>[1]</sup>。

为了提高滑动轴承的承载力和稳定性等性能,表面微织构技术近年来被应用于滑动轴承的设计中<sup>[2]</sup>。Lin 等采用基于 Navier-Stokes 方程和流固耦合技术的方法研究了表面微织构对高速滑动轴承瞬态润滑性能的影响<sup>[3]</sup>,结果表明:织构布置在油膜收敛区域时提高了承载力,布置在油膜发散区域时则降低了承载力。Wang 等通过在大偏心滑动轴承部分轴瓦表面设置表面织构的方法提高了轴承承载力、降低了最大油膜压力和油膜温升<sup>[4]</sup>。

Pierre 和 Fillon<sup>[5]</sup>研究了轴承几何参数和工况参数对高速重载滑动轴承热流体润滑性能的影响。

Bouyer 和 Fillon<sup>[6]</sup>研究了高速高比压工况下滑动轴承的热弹流润滑性能,结果表明:考虑弹性变形时,滑动轴承的最大油膜压力、摩擦功耗、油膜温升和相同偏心下的承载力降低,而最小油膜厚度则有所增加。Zhang 等通过理论对比发现在大偏心滑动轴承中需要结合实际情况选择合理的热边界条件<sup>[7]</sup>。

为了满足高承载力的要求,GTF 滑动轴承的轴承偏心较大。大偏心的滑动轴承在高转速和高比压工况下会产生较大的油膜压力,而较大的油膜压力会导致轴颈产生弹性变形,弹性变形又会对轴承间隙内的油膜厚度和油膜压力分布产生影响,滑动轴承的承载能力和润滑性能也随之发生变化。因此,弹性变形对 GTF 滑动轴承润滑性能的影响不可以忽略。

GTF 滑动轴承的高比压工况会使轴承弹性变形和最小油膜厚度达到近同一数量级;同时高速带来的高剪切效应,又使得油膜温度明显上升,进而引起润滑油黏度和轴承承载力的降低。在此基础上,本文则考虑 GTF 滑动轴承的弹性变形、润滑油温黏效

应和空化效应的影响,并基于 CFD 方法建立织构型 GTF 滑动轴承的仿真计算模型,分析弹性变形对织构滑动轴承热流体润滑性能的影响,以及高速高比压工况下织构滑动轴承的热弹流润滑性能,从而为高速高压 GTF 滑动轴承的设计和表面织构在大偏心滑动轴承中的应用提供理论指导。

## 1 GTF 滑动轴承热弹流润滑分析模型

### 1.1 GTF 滑动轴承的结构

GTF 滑动轴承结构及其轴颈表面织构的设置分别如图 1 所示。

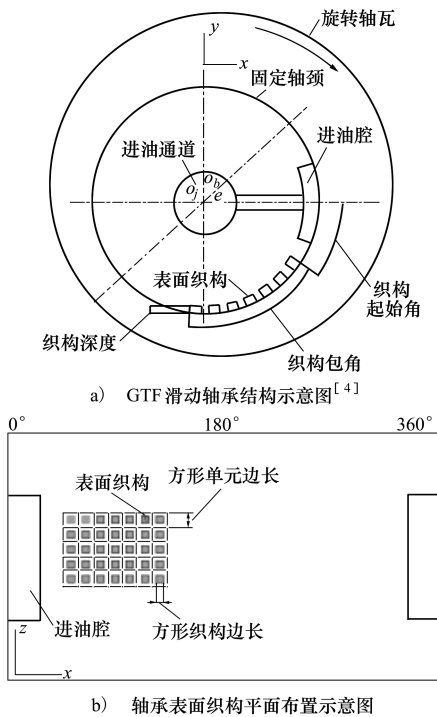


图 1 GTF 滑动轴承结构及其轴颈表面织构

GTF 滑动轴承的轴瓦是行星齿轮内表面,轴颈则与行星架固定在一起,其结构特点为轴颈固定在行星架上保持不动,轴瓦则随行星齿轮高速旋转,滑动轴承进油孔和表面织构均设置在轴颈上。GTF 滑动轴承基本参数假设如下:轴颈半径  $R = 40$  mm,半径间隙  $c = 0.08$  mm,轴瓦宽度  $B = 100$  mm,轴瓦转速  $n = 9\ 000$  r/min,轴颈和轴瓦弹性模量分别为 120 GPa 和 210 GPa。织构单元区域的起始角为  $80^\circ$ ,织构单元区域的包角为  $40^\circ$ ,方形织构边长为 2 mm,

方形单元边长为 4 mm,方形织构深度为 0.1 mm,织构面积率(即方形织构面积与方形单元面积之比)为 0.25。润滑油的比热为  $2\ 000$  J/(kg · K)、密度为  $860$  kg/m<sup>3</sup>。

图 2 所示为带有表面织构的 GTF 滑动轴承的流体域润滑油膜和固体域轴承的三维模型。织构及其引起的油膜厚度变化在固体域和流体域中均是通过几何建模实现的。其中,对流体域润滑油膜进行切片以便于网格生成。整个流体域润滑油膜的网格包括六面体网格和四面体网格,四面体网格应用于进油口区域,其他区域都采用六面体网格。

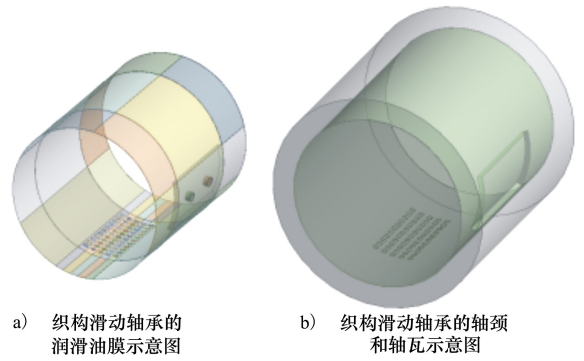


图 2 带有表面织构的 GTF 滑动轴承模型

### 1.2 热弹流润滑分析模型

计算流体动力学和弹性力学是滑动轴承热弹流润滑分析计算的理论基础。通过 ANSYS Workbench 平台上的流固耦合仿真计算功能,可以研究织构滑动轴承的热弹性流体动力润滑性能。在滑动轴承进行三维建模时,润滑油膜分析模型是在流体分析模块中建立的,而轴颈和轴瓦固体模型则是在结构分析模块中建立的。计算过程中先进行流体域分析,即在流体分析模块 (fluent) 中,联立求解 Navier-Stokes 方程与能量方程等,获得考虑温黏效应和空化效应影响的油膜压力分布和温度分布等;然后将油膜压力分布作为载荷施加到结构分析模块 (static structure) 中,基于弹性变形方程获得轴瓦和轴颈的弹性变形;在耦合模块 (system coupling) 中,将流体和固体交界面设置为耦合面,以供计算结果的相互传递,从而将流体压力传递给固体获得轴瓦和轴颈的弹性变形,其变形导致的位移信息又会通过数据接口反馈给润滑油膜,使得油膜厚度发生改变,进而影响润滑性能。

本文主要研究弹性变形对织构滑动轴承性能的

影响,因此仅考虑了固体域轴颈和轴瓦的弹性变形而忽略了其热变形。热弹流润滑计算流程如图 3 所示。虚线框代表迭代循环计算过程,其中内层的虚线框代表热流体润滑迭代计算过程,外层虚线框代表流固耦合迭代计算过程。仿真计算模型有效性和网格独立性的验证在作者之前研究工作<sup>[4]</sup>中已有介绍,在此不再赘述。

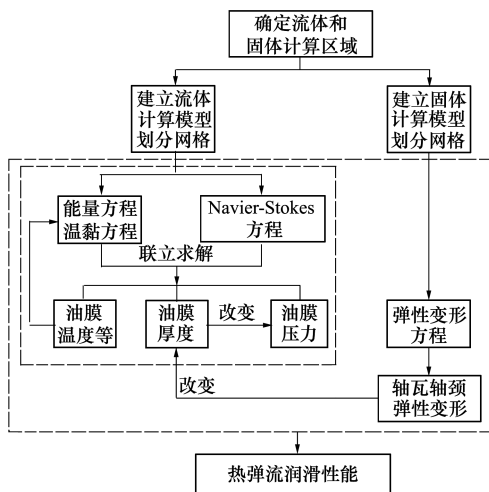


图 3 织构滑动轴承热弹流润滑分析流程图

织构滑动轴承热弹流润滑分析模型的边界条件设置如下:

1) 假设润滑介质为不可压缩流体,使用可以考虑油膜空化效应的质量守恒边界条件,并采用 Schnerr-Sauer 模型模拟流场中的空化效应,空化压力设为  $10^5$  Pa。当油膜压力低于空化压力时,产生油蒸气并形成气穴。

2) 选择 mixture 模型模拟滑动轴承内的油-气两相流,并设置第一相为油相,第二相为气相,忽略两相之间的滑移。

3) 流体区域外壁面即轴瓦内表面,采用旋转速度边界条件;动网格边界条件为与固体界面耦合。

4) 流体区域内壁面即轴颈外表面,设定为固定壁面;动网格边界条件为与固体界面耦合。

5) 流体区域入口端面即滑动轴承的进油口,其压力等于供油压力(0.1 MPa),供油温度为 27 °C。

6) 流体区域出口端面的压力与环境压力相等。

7) 固体区域内壁面包括轴颈外表面和轴瓦内表面,均设置成流固耦合界面。

8) 固体区域的外壁面全部采用固定约束。

9) 通过用户自定义函数将润滑油的温黏方程添加到流体分析模型中。

10) 润滑油动力黏度与温度的关系可表示为<sup>[8]</sup>

$$\ln \eta = 20.397 - 3.325 \ln T$$

## 2 结果分析

### 2.1 弹性变形对织构滑动轴承热流体润滑性能的影响

GTF 滑动轴承在高转速和高比压工况下工作,轴颈和轴瓦的弹性变形相对较大,因此有必要研究弹性变形对织构滑动轴承润滑性能的影响。对于本文研究的 GTF 滑动轴承而言,其对承载力的一般要求在 60~80 kN 以上。参考文献[4]的研究结果表明满足承载力要求的偏心率应大于等于 0.8,因此本文偏心率分别选取 0.8,0.85,0.9,计算在 3 种偏心率下考虑弹性变形和不考虑弹性变形的织构滑动轴承热流体润滑性能。

表 1 给出了不同偏心率下考虑弹性变形和不考虑弹性变形的织构滑动轴承的最大油膜压力、承载力、最大油膜温度和摩擦系数等润滑性能对比。

表 1 不同偏心率下弹性变形对织构滑动轴承热流体润滑性能的影响

偏心率	最大油膜压力/MPa		承载力/kN		最大油膜温度/°C		摩擦因数/ $10^{-3}$	
	考虑弹性变形	不考虑弹性变形	考虑弹性变形	不考虑弹性变形	考虑弹性变形	不考虑弹性变形	考虑弹性变形	不考虑弹性变形
0.80	16.47	22.54	50.38	61.24	133.1	129.6	1.69	1.36
0.85	20.11	30.47	62.70	78.20	136.4	151.4	1.34	1.00
0.90	24.45	47.05	78.27	111.69	156.8	187.6	1.05	0.61

从表中可以看出:随着偏心率的增大,2 种织构滑动轴承的最大油膜压力都增大,不考虑弹性变形影响的最大油膜压力增大幅度更大;考虑弹性变形

影响时,最大油膜压力则明显降低。2 种织构滑动轴承的承载力都随着偏心率的增大而增大,这与最大油膜压力变化情况基本一致;不考虑弹性变形影

响的承载力提升幅度越来越大,且始终大于考虑弹性变形影响的承载力。2 种织构滑动轴承的最大油膜温度都随着偏心率的增大而增大;偏心率较大时考虑弹性变形影响的最大油膜温度低于不考虑弹性变形影响的。2 种织构滑动轴承的摩擦因数都随着偏心率的增大而减小;不考虑弹性变形影响的摩擦因数始终小于考虑弹性变形的。

图 4 给出了不同偏心率下弹性变形对织构滑动轴承在轴向中间截面的轴瓦周向油膜压力分布的影响。可以看出:考虑弹性变形与不考虑弹性变形的最大油膜压力都随着偏心率的增大而增大,且最大油膜压力均位于周向 105° 位置附近;相同偏心率下,考虑弹性变形的油膜承载区域(即油膜压力大于零的区域)有所扩大,且考虑弹性变形的织构滑动轴承在油膜发散区域的油膜压力下降更为平缓;对比相同偏心率下 2 种织构滑动轴承的油膜压力,考虑弹性变形影响的织构滑动轴承相比不考虑弹性

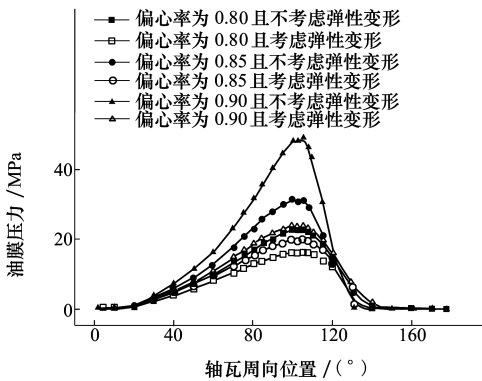


图 4 不同偏心率下弹性变形对织构滑动轴承轴向中间截面的轴瓦周向油膜压力分布影响

变形的织构滑动轴承在油膜收敛区域的油膜压力明显降低。

图 5 给出了不同偏心率下弹性变形对织构滑动轴承在轴向中间截面的周向油膜温度分布的影响。可以看出:随着偏心率的增大,考虑弹性变形和不考虑弹性变形的最大油膜温度均明显升高;对比相同偏心率下 2 种织构滑动轴承的温度分布,考虑弹性变形影响的相比不考虑弹性变形的最大油膜温度有所降低,温度沿着周向分布的变化更加平缓;偏心率越大,2 种织构滑动轴承的温度差异也越大。

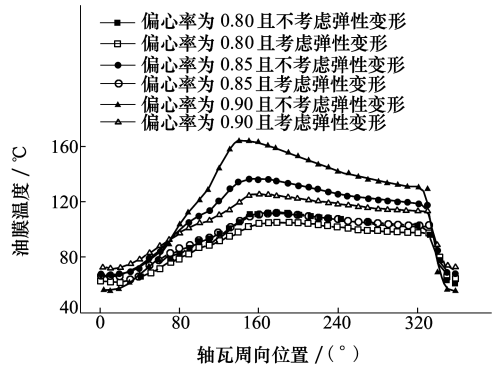


图 5 不同偏心率下弹性变形对织构滑动轴承轴向中间截面的周向油膜温度分布影响

### 2.2 织构滑动轴承的热弹流润滑分析

本节同样在 0.8, 0.85, 0.9 偏心率下,分析表面织构对滑动轴承热弹流润滑性能的影响。表 2 给出了不同偏心率下织构滑动轴承和无织构滑动轴承的最大油膜压力、承载力、最大油膜温度、最大轴径变形和摩擦系数等润滑性能的对比。

表 2 不同偏心率下有织构滑动轴承和无织构滑动轴承的热弹流润滑性能对比

偏心率	最大油膜压力/MPa		承载力/kN		最大油膜温度/°C		最大轴颈变形/ $\mu\text{m}$		摩擦因数/ $10^{-3}$	
	有织构	无织构	有织构	无织构	有织构	无织构	有织构	无织构	有织构	无织构
0.80	16.47	15.81	50.38	49.90	133.1	133.4	6.03	6.76	1.69	1.70
0.85	20.11	19.07	62.70	61.30	136.4	135.6	7.36	8.14	1.34	1.35
0.90	24.45	23.09	78.27	76.27	156.8	155.1	8.94	9.82	1.05	1.07

如表 2 所示,2 种滑动轴承的最大油膜压力都随着偏心率的增大而有所增加,且织构滑动轴承的最大油膜压力都大于无织构滑动轴承。织构滑动轴承和无织构滑动轴承的承载力也都随着偏心率的增大而增大,且前者的承载力始终大于后者。随着偏心率的增大,润滑油摩擦剪切功耗增加,2 种滑动轴承的最大油膜温度都有所升高且幅度越来越大;偏

心率较小时,织构滑动轴承的油膜温度小于无织构滑动轴承;偏心率较大时,织构滑动轴承油膜温度略大于无织构轴承。随着偏心率增大,油膜压力升高,2 种滑动轴承的轴颈最大变形都明显增大,且不同偏心率下织构滑动轴承轴颈变形都小于无织构滑动轴承。

2 种轴承的摩擦系数都随着偏心率增大而减

小,且织构滑动轴承的摩擦系数都低于无织构滑动轴承。偏心率越大,油膜厚度越小,滑动轴承摩擦阻力也随之增大但增幅较小,滑动轴承承载力不断增大且幅度较大,所以滑动轴承的摩擦因数逐渐减小。织构滑动轴承相比于无织构滑动轴承承载能力随着偏心率增大更为明显,因此前者摩擦因数相比后者降低。

不同偏心率下织构滑动轴承与无织构滑动轴承的周向油膜压力分布、周向油膜温度分布和周向弹性变形分布分别如图6至图8所示。从图6可以看出,织构滑动轴承的周向油膜压力略大于无织构滑动轴承的,且偏心率越大越明显,进而可以说明表面织构的存在可以提高滑动轴承的承载能力。从图7可以看出,织构滑动轴承的周向油膜温度略大于无

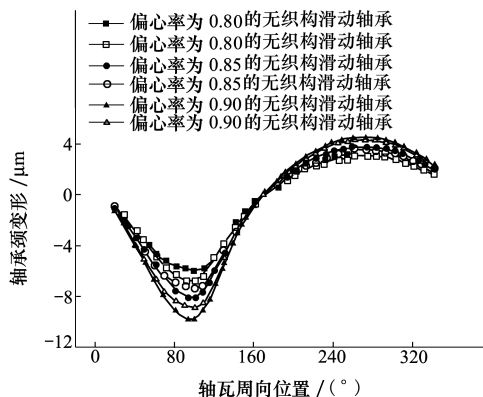


图8 不同偏心率下2种滑动轴承的轴颈周向变形分布

织构滑动轴承的。图8中变形为“正值”代表轴颈径向伸长变形,变形为“负值”代表轴颈径向压缩变形,变形为“零”代表轴颈径向没有变化。从图8可以看出,两种滑动轴承在非承载区(周向油膜压力小于等于零的区域)的变形区别较小,但织构滑动轴承在承载区的最大油膜压力处(周向105°位置附近)的弹性变形则明显小于无织构滑动轴承,且这种趋势随着偏心率的增大而变得明显。

### 3 结论

1) 弹性变形对高速高比压 GTF 滑动轴承的热流体润滑性能有重要的影响。考虑弹性变形的影响后,相同工况下滑动轴承的最大油膜压力、承载力和最大油膜温度均明显降低。

2) 考虑弹性变形影响的织构滑动轴承,周向承载区域明显扩大,且温度和油膜压力在圆周方向上的分布变化也更加平缓。

3) 针对本文研究的 GTF 滑动轴承,表面织构可以改善 GTF 滑动轴承的热弹流润滑性能。对比织构滑动轴承和无织构滑动轴承,在相同大偏心率工况下,前者的最大油膜压力、承载力和油膜温升略大,但油膜承载区的最大弹性变形则明显减小。

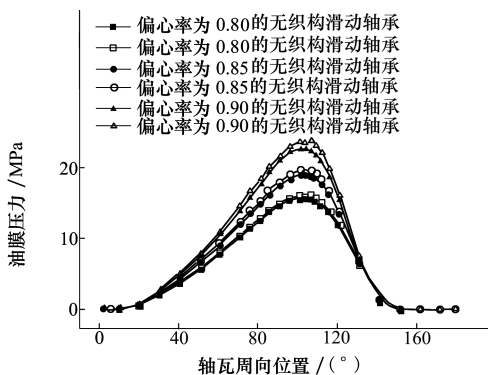


图6 不同偏心率下2种滑动轴承的周向油膜压力分布

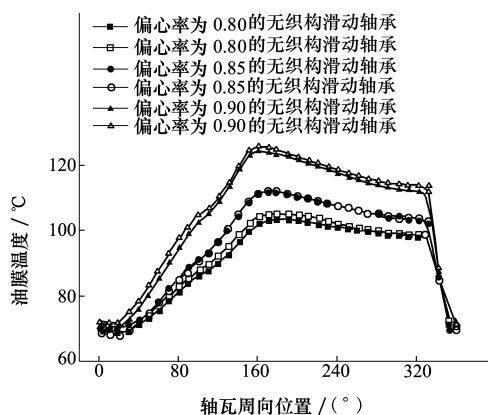


图7 不同偏心率下2种滑动轴承的周向油膜温度分布

### 参考文献:

- [1] 侯明曦,李锦花,张茂强,等. GTF 发动机行星齿轮传动系统设计技术研究[J]. 航空发动机, 2014, 40(2): 61-64  
 HOU Mingxi, LI Jinhua, ZHANG Maoqiang, et al. Research on Design Technology of Star Gear System for Geared Turbofan Engine[J]. Journal of Aeroengine, 2014, 40(2): 61-64 (in Chinese)

- [2] CUPILLARD S, GLAVATSKIH S, CERVANTES M J. Computational Fluid Dynamics Analysis of a Journal Bearing with Surface Texturing[J]. *Journal of Engineering Tribology*, 2008, 222: 97-107
- [3] LIN Q, BAO Q, LI K, et al. An Investigation into the Transient Behavior of Journal Bearing with Surface Texture Based on Fluid-Structure Interaction Approach[J]. *Tribology International*, 2018, 118: 246-255
- [4] WANG L, HAN Z, CHEN G, et al. Thermo-Hydrodynamic Analysis of Large-Eccentricity Hydrodynamic Bearings with Texture on Journal Surface[J]. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2018, 232(19): 3564-3569
- [5] PIERRE I, FILLON M. Influence of Geometric Parameters and Operating Conditions on the Thermohydrodynamic Behaviour of Plain Journal Bearings[J]. *Journal of Engineering Tribology*, 2000, 214(5): 445-457
- [6] BOUYER J, FILLON M. Relevance of the Thermoelastohydrodynamic Model in the Analysis of a Plain Journal Bearing Subjected to Severe Operating Conditions[J]. *Journal of Engineering Tribology*, 2004, 218(5): 365-376
- [7] ZHANG Z S, YANG Y M, DAI X D, et al. Effects of Thermal Boundary Conditions on Plain Journal Bearing Thermohydrodynamic Lubrication[J]. *Tribology Transactions*, 2013, 56(5): 759-770
- [8] FOUFLIAS D G, CHARITOPOULOS A G, PAPADOPOULOS C I, et al. Performance Comparison between Textured, Pocket, and Tapered-Land Sector-Pad Thrust Bearings Using Computational Fluid Dynamics Thermohydrodynamic Analysis[J]. *Journal of Engineering Tribology*, 2015, 229(4): 376-397

## Thermo-Elastohydrodynamic Study on Textured Journal Bearing with High-Speed and High-Specific-Pressure

WANG Lin, ZHANG Yu, CHEN Guoding

(School of Mechanical Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

**Abstract:** The performance of supporting journal bearing of the star gear transmission system in the geared turbo fan engine (GTF) is analyzed. A thermal-elastohydrodynamic analysis model was developed for textured journal bearing used in high-speed and high-specific-pressure conditions. The Navier-Stokes equation, energy equation, and viscosity-temperature equation were calculated by the computational fluid dynamics method. The influence of elastic deformation on bearing thermal hydrodynamic performance was studied in detail. The results indicate that the elastic deformation has an influence on the distribution of oil temperature and oil pressure. Besides, a comparative thermo-elastohydrodynamic analysis was conducted between the textured bearing and the un-textured bearing, and the discrepancies of maximum oil pressure, load carrying capacity and the maximum oil temperature are few. However, the textured bearing has a lower elastic deformation than the un-textured bearing.

**Keywords:** geared turbo fan engine; star gear transmission; journal bearing; thermo-elastohydrodynamic lubrication; surface texture; analysis model; elastic deformation; CFD