

航空发动机主轴承接触应力精确 仿真计算方法

马艳红^{1,2}, 王永锋¹, 公 平³, 洪 杰^{1,2}

- (1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;
2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191;
3. 中国航空工业集团公司 哈尔滨轴承有限公司 研发中心, 哈尔滨 150000)

摘 要: 采用稳态热分析与动态接触力学分析相结合的方法以提高计算精度,考虑轴承摩擦生热及瞬态冲击效应的影响,得到经热应力修正的轴承应力分布及变化特征。研究表明:最大动态接触应力位于钢球表面,外圈滚道次之,内圈滚道最小;轴承接触应力具有明显动态冲击响应特性,分布及大小具有随机变化性;接触应力由主应力与剪切应力共同构成,随转速及轴向载荷增大而增大。

关 键 词: 航空发动机主轴承; 动力学模型; 仿真计算; 动态接触应力; 热应力

中图分类号: V231.9 **文献标志码:** A

Accurate simulation method for contact stress of aero-engine bearing

MA Yanhong^{1,2}, WANG Yongfeng¹, GONG Ping³, HONG Jie^{1,2}

- (1. School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aircraft Engine, Beijing 100191, China;
3. Research Institute of Bearing, Harbin Bearing Company Limited,
Aviation Industry Corporation of China, Harbin 150000, China)

Abstract: The combination of steady state thermal analysis and dynamic contact mechanics analysis was used to improve the calculation accuracy, and the stress distribution was corrected by thermal analysis, meanwhile the variation characteristics of the bearing were obtained. The research shows that, the maximum dynamic contact stress is located on the bearing ball surface, while the stress of the inner is the minimum. The contact stress of bearing has obvious dynamic response characteristics, while its distribution has a random variation. The contact stress, which increases with the rotational speed and the axial load, is composed of the principal stress and the shear stress.

Key words: main shaft bearing of aero-engine; dynamic model; accurate simulation; contact stress; thermal stress

收稿日期:2015-11-24

基金项目:国家自然科学基金(51575022, 20160101-20191231)

作者简介:马艳红(1975—),女,教授、博士生导师,博士,主要从事航空发动机结构动力学、金属橡胶结构设计及应用等方向研究。

引用格式:马艳红,王永锋,公平,等.航空发动机主轴承接触应力精确仿真计算方法[J].航空动力学报,2017,32(8):2000-2008.
MA Yanhong, WANG Yongfeng, GONG Ping, et al. Accurate simulation method for contact stress of aero-engine bearing [J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(8): 2000-2008.

航空发动机主轴承(简称主轴承)性能和质量直接影响到高速旋转航空发动机的性能、寿命和可靠性。主轴承在高速、高温、重载、受力复杂的条件下运转,工作环境恶劣^[1],对其进行试验与测试较为困难且成本高昂,随着计算机技术的发展,利用有限元仿真方法对其运动过程及应力状态进行分析成为一种经济有效的研究方式,受到越来越多的关注^[2]。

20 世纪 50 年代末,Jones 首次采用计算机分析了球轴承中钢球的运动与摩擦特性;60 年代开始用有限元法(FEM)对轴承载荷与应力进行客观的描述^[3];Demirhan 等^[4]建立了滚动轴承的 2-D 有限元模型,系统地计算了静载荷下轴承的应力应变,并进行了试验验证;Nordling 等^[5-6]根据滚动轴承动力学模型,建立了描述轴承动力学特性的微分方程组,采用在并行计算机上求解的方法对轴承运动状况及滚子与套圈接触状态进行仿真研究;日本 NSK 公司开发了滚动轴承分析软件 BRAIN^[7],实现对轴承旋转动态的仿真研究,可对轴承发热、滚动体和内外圈的滑动等进行分析。李苏洁等^[8]借助于 ABAQUS 有限元软件,研究了角接触球轴承简化模型载荷和边界条件的施加方式,验证了有限元仿真分析的有效性;徐建宁等^[9]基于传热学和摩擦学理论,建立了滚动轴承稳态温度场和热变形的三维热分析有限元模型,分析了处于热平衡状态滚子轴承的温度和热变形;陈观慈、王黎钦等^[10-11]对航空发动机主轴承生热与工作温度进行了相应研究;张乐乐等^[12]采用 LS-DYNA 软件对铁路机车滚动轴承进行了动力学分析,在忽略热应力影响状态下,得到轴承接触应力分布状态及时程变化规律。

目前,针对高速、重载主轴承的动力学分析较少,应力仿真中对瞬态冲击效应考虑不足。轴承动力学仿真中热载荷施加困难,计算中运动载荷作用下应力特征和热分析中的应力特征相独立,缺乏对两者综合交互作用的分析。本文在对主轴承动力学模型进行分析的基础上,利用有限元方法建立仿真模型,采用显式方法求解,实现对考虑瞬态冲击效应主轴承动态接触应力的研究;动力学分析得到滚动过程中的生热,利用稳态仿真方法得到滑油流场中的热平衡进而得到热应力,对轴承瞬态接触应力计算结果进行修正,提高计算精度;为航空发动机主轴承的强度、寿命及可靠性分析提供计算方法和数据支持。

1 主轴承动力学计算模型

对于主轴承瞬态力学特性的分析,采用动力学分析方法完整处理轴承内部的瞬态力,可模拟与滚动体及保持架相关的不稳定性^[13-14]。动力学建模基础是对轴承构件间运动学与动力学关系的分析^[15-16],以球轴承钢球与套圈接触为例,建立相互作用模型,如图 1 所示,利用其位置向量与速度向量得到相互作用构件的力向量和力矩向量。通过切片法对接触区进行离散,假设压力和拖动系数在接触椭圆短轴方向不发生变化。

根据接触区压力分布,离散化的拖动力计算表示为

$$F_{\mu} = \frac{3}{4} Q \cdot \mu \cdot \Delta \bar{x} \cdot \sum_{k=1}^n (1 - \bar{x}_k^2) \quad (1)$$

式中 Q 为接触载荷(采用赫兹接触理论算得); μ 为拖动系数; $\Delta \bar{x}$ 为切片宽度(单位:m), $\Delta \bar{x} = a/n$,其中 a 为接触椭圆长轴半径(单位:m); n 为切片数量; $\bar{x}_k = x_k/a$,其中 x_k 为切片中心到椭圆中心距离(单位:m)。

拖动力矢量与接触到点钢球中心的矢量进行矢量相乘,可得套圈对钢球产生的拖动力矩

$$M_{\mu}^b = F_{\mu}^b \cdot r_{cj}^b \quad (2)$$

式中 F_{μ}^b 为拖动力矢量, r_{cj}^b 为接触到点到球中心的矢量,上标 b 表示球坐标下。

考虑轴承中润滑油的阻滞力和阻滞力矩。根据 Schlichting 流体理论^[17],钢球在润滑油中移动所受到的阻滞力为

$$F_d = \frac{1}{2} C_d \rho_{oil} \left(\frac{\omega_{oj} D_m}{2} \right)^2 A \quad (3)$$

式中 C_d 为阻力系数, ρ_{oil} 为滑油密度(单位:kg/m³); A 为滚动体在流动方向的前向面积(单位:m²)。

阻滞力矩为

$$M_e = \frac{1}{2} \rho_{oil} \omega_{oj} \left(\frac{D_w}{2} \right)^5 C_n \quad (4)$$

式中 C_n 为阻力矩系数。

分析得到钢球的受力状态,如图 2 所示。

钢球与套圈之间的接触采用平衡约束,根据钢球受力情况,确定其运动微分方程

$$\begin{cases} F_{ujy} - F_d + F_{bpjy} = m_b r_{bj\ddot{\theta}} \\ M_{bpjx} - M_{ejx} + M_{ujx} = I_b \dot{\omega}_{xj} \\ M_{bpjy} - M_{ejy} + M_{ujy} = I_b \dot{\omega}_{yj} \\ M_{bpjz} - M_{ejz} + M_{ujz} = I_b \dot{\omega}_{zj} \end{cases} \quad (5)$$

采用类似方法,得到轴承其他各构件运动微分方程;联立轴承各构件方程,采用差分格式显式

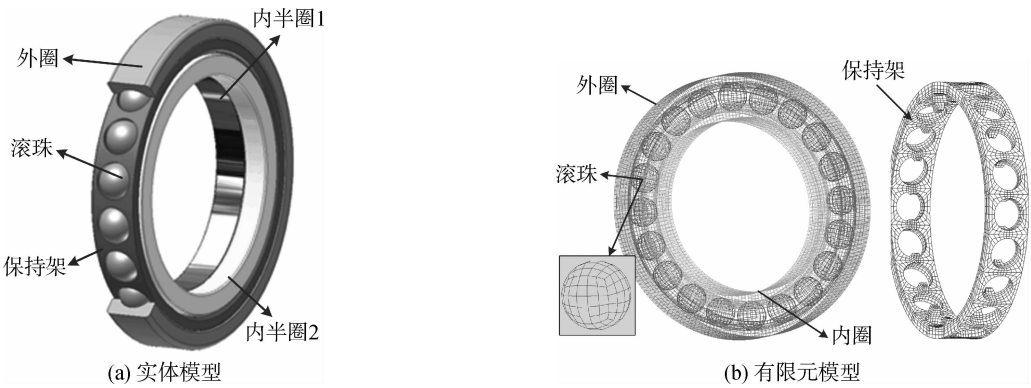


图 3 滚珠轴承实体与有限元模型

Fig. 3 Solid and finite element model of ball bearing

表 1 轴承基本尺寸参数
Table 1 Basic dimension parameters of bearing

内径/ mm	外径/ mm	宽度/ mm	接触角/ (°)	节圆 直径/mm	钢球 直径/mm	钢球 数量/个	内滚道 半径/mm	外滚道 半径/mm
201.725	133.35	30.3	34	163.54	22.225	20	11.56	11.4

表 2 轴承各构件材料参数表
Table 2 Material parameters of bearing

构件	材料牌号	弹性模量/GPa	泊松比	密度/(g/cm ³)
套圈	G13Cr4Mo4Ni4V	203.0	0.300	7.85
钢球	S8Cr4Mo4V	168.9	0.290	7.87
保持架	40CrNiMoA	200.0	0.295	7.85

表 3 轴承接触摩擦参数
Table 3 Contact friction parameters of bearing

摩擦因数	内滚道面	外滚道面	保持架兜孔面
静摩擦	0.10	0.10	0.002
动摩擦	0.05	0.05	0.001

热源形式施加于与钢球相接触流体壁面,轴承固体域边界及轴承前后流场上下壁面均为绝热壁面。

表 4 滑油的性能参数
Table 4 Performance parameters of lubricating oil

动力黏度 μ / 10 ⁶ (m/s ²)	导热率 λ / (W/(m · °C))	比热容 c / (J/(kg · °C))	密度 ρ / (kg/m ³)
8	0.1337	1870	887

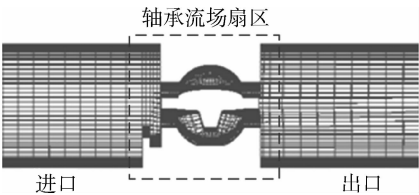


图 4 流场温度计算模型

Fig. 4 Temperature calculation model of flow field

假定控制流场充满滑油,滑油参数见表 4。

滚珠轴承正常工作时,取流场模型边界条件如下:①进口流速为 6.33 mm/s;②进口总温为 70 °C;③出口静压为 0.1 MPa;④摩擦生热量以

2.2.2 承稳态热分析模型

利用稳态仿真方法进行轴承固体域温度分析,分析模型如图 5 所示(单扇区),轴承材料热物性参数如表 5 所示。将冷却润滑流场温度分析所得温度值作为固体域温度分析的边界条件。

利用稳态仿真方法分析轴承热应力影响,有限元模型如图 5 所示,外圈表面节点全约束,将固体域温度分析所得温度值作为温度载荷条件,计算轴承热应力。

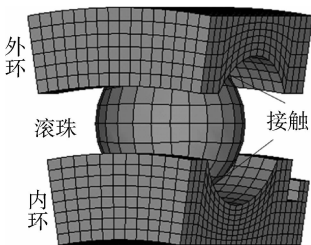


图 5 轴承热应力分析模型(单扇区)
Fig. 5 Thermal stress analysis model (single sector)

表 5 材料热物性参数

Table 5 Thermal parameters of material

构件	热膨胀 系数/ 10^{-6}	导热率 λ / (W/(m · °C))	比热容 c / (J/kg · °C)
钢球	11.20	37	580
内/外圈	11.84	35	595
保持架	13.40	40	625

3 主轴承接触应力仿真分析

3.1 瞬态接触应力状态

转速为 13 550 r/min, 轴向载荷为 25 kN, 0.015 s 时轴承瞬态接触应力如图 6 所示, 结果表

明:①不考虑热应力影响时,轴承最大瞬态接触应力(B)为 1782 MPa;②最大接触应力出现在钢球表面,位于顶端偏于轴向载荷同向一侧,外圈滚道表面接触应力次之,内圈滚道表面最小;③钢球与外圈接触位置应力值大于与内圈接触位置,这是因为与外圈接触点离心载荷为内圈与钢球两者离心载荷之和,载荷更大,接触应力值更大。

如图 6 所示,取外圈、钢球、内圈上单元 A、单元 B、单元 C 共 3 个,作其应力时程曲线,如图 7 所示。由图可知:①随时间变化,最大应力循环往复出现,表明轴承运转中应力存在交变特征;②运转中,钢球在不同循环周期内最大应力值在 980~1782 MPa 范围内变化,随机变化特征显著,表明钢球具有较大的运动随机性;③钢球单元应力循环周期与内外圈不同,相同时间内钢球单元 B 最大应力循环次数远少于内外圈单元 A、单元 C。

对钢球内不同类型应力大小与分布状态进行分析,如图 8 所示。可知,轴承接触应力由主应力和切应力构成,分布区域与 Von Mises 应力基本一致,接触表面剪切应力值大于主应力值。

3.2 温度载荷对应力状态影响

主轴承运转中摩擦生热,使其温度升高且分布不均,产生热应力,对接触应力状态及耐久性寿

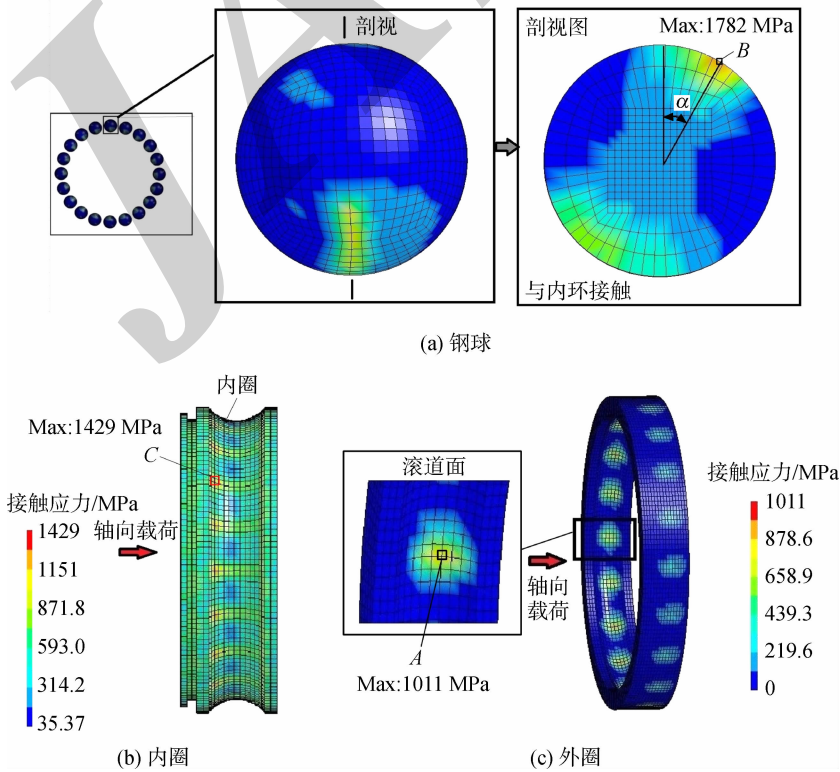


图 6 轴承瞬态接触应力分布云图
Fig. 6 Dynamic contact stress of bearing

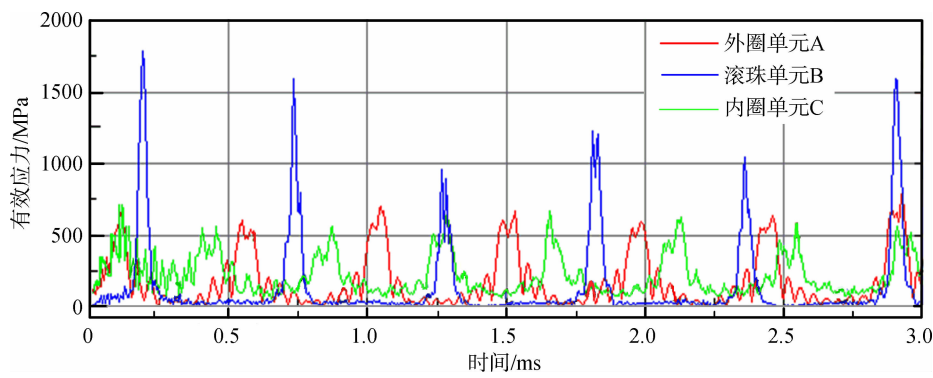


图 7 应力时程曲线(Von Mises 应力)

Fig. 7 Time history curve of stress (Von Mises stress)

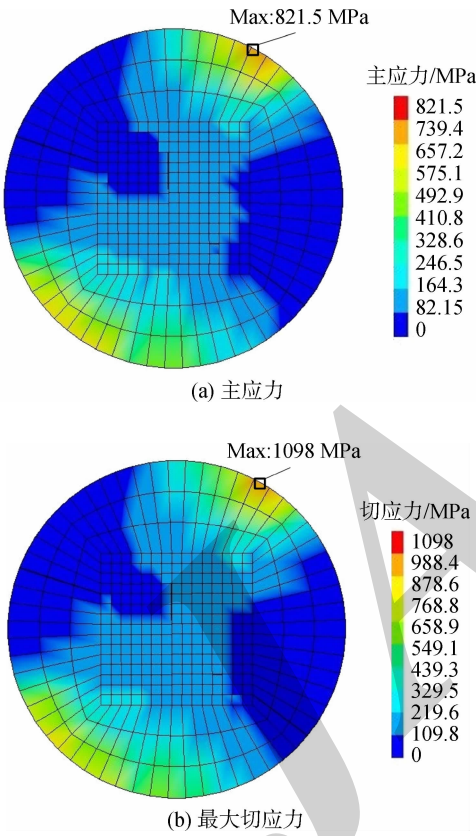


图 8 钢球不同类型应力分布
Fig. 8 Different types stress of ball

命等产生重要影响。轴承内部温度分布、传热等相对稳定,可采用稳态仿真方法对热应力进行计算分析,对瞬态接触应力分析结果进行修正,以提高仿真计算精度。

利用动力学仿真方法获得主轴承摩擦功,根据 Fleisher 能量磨损理论^[19],取摩擦功的 90%作为轴承摩擦生热量;结合转动速度,计算得到生热功率,如表 6 所示。

根据主轴承生热功率计算结果,利用流场温度计算模型,采用热-流耦合方法计算冷却润滑油场温度分布;进而利用轴承稳态热分析模型,采用

热-固耦合方法得到主轴承固体域温度分布,如图 9 所示。

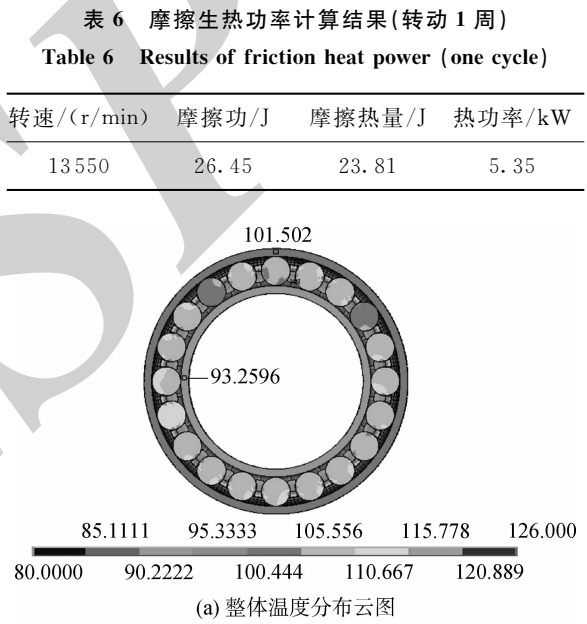


图 9 主轴承温度分布图(单位:℃)
Fig. 9 Temperature distribution of bearing (unit:℃)

采用轴承稳态热分析模型,将主轴承温度分布结果作为载荷条件,计算温度载荷下主轴承应力,根据热应力计算结果,对瞬态接触应力进行修正。以钢球为例进行分析,其稳态热分析所得热

应力如图 10 所示,最大热应力为 118.6180 MPa,位于钢球与外环接触表面 α 位置,这是因为此处温度梯度较大,且其热膨胀受到外圈的限制。

大轴承最大接触应力增大,最大接触应力值均出现在钢球上。

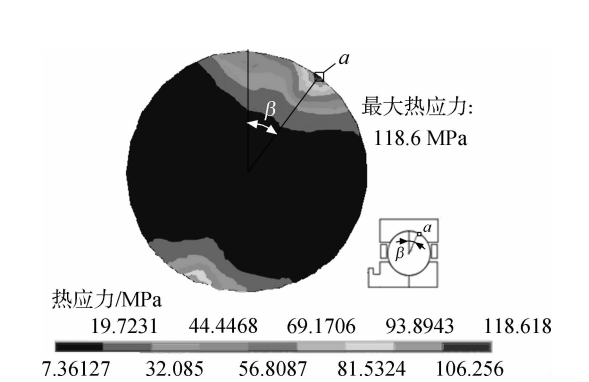


图 10 钢球热应力云图(稳态热分析)
Fig. 10 Thermal stress of ball (steady thermal analysis)

近似认为轴承热应力在动力学分析与稳态分析中具有相同分布特征。轴承内部温度分布、传热特征等相对稳定,在轴承运转过程中,热应力值稳定;计算得到热应力与接触应力值具有相同量纲,对轴承产生相同的影响与作用效果;初步分析中将稳态分析所得热应力与动力学分析所得瞬态接触应力进行线性叠加,得到修正后接触应力等值线图,如图 11 所示。图 11(a)为瞬态接触应力值与热应力值分布、叠加示意图,图中应力云图表示瞬态接触应力值分布特征, B 点为最大瞬态接触应力值点,等值线表示热应力值分布特征, α 点为最大热应力值点;图 11(b)为各部位瞬态接触应力值与热应力值线性叠加修正后应力等值线图, M 点为修正后最大应力值点。由图 11 可知,最大热应力值与最大瞬态接触应力分布位置存在一定角度误差,使得修正后应力分布状态发生改变,这主要是因为热载荷作用使轴承接触角发生改变;经热应力修正后,最大接触应力值增大,至 1864 MPa。

3.3 转速与轴向载荷对应力影响

转速与轴向载荷是滚珠轴承主要载荷条件,采用控制变量法,研究其对接触应力的影响。保持轴承轴向载荷不变(25 kN),改变转速条件,计算得到轴承各构件最大接触应力值随转速变化规律,如图 12 所示。可知,随转速增加,轴承各构件最大接触应力值均增大;各转速条件下钢球最大接触应力值均大于内外圈。

保持轴承转速不变(13 550 r/min),改变轴向载荷,得到轴承各构件最大接触应力值随轴向载荷变化规律,如图 13 所示。可知,随轴向载荷增

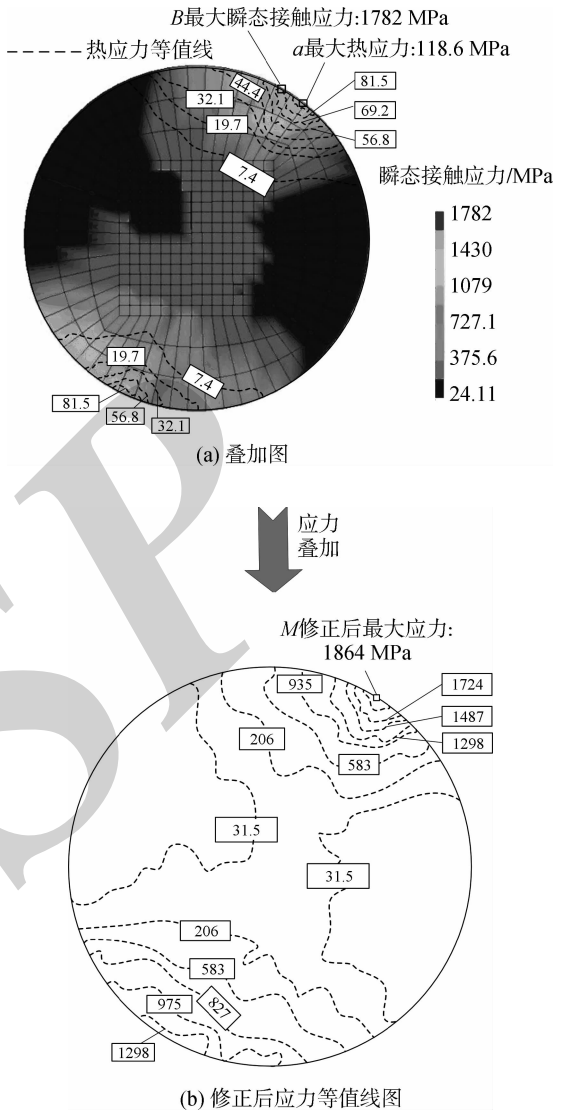


图 11 钢球接触应力修正(单位:MPa)
Fig. 11 Modification for the ball's contact stress (unit: MPa)

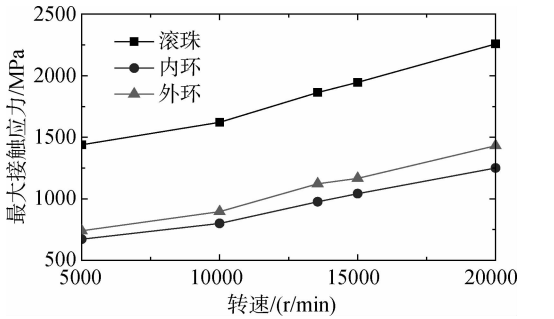


图 12 各构件最大接触应力随转速变化曲线
Fig. 12 Curve of the maximum contact stress as the speed change

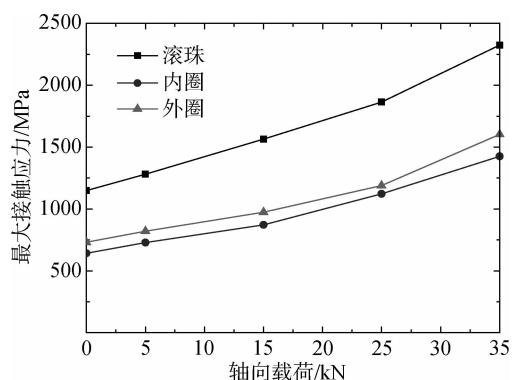


图13 各构件最大接触应力随轴向载荷变化曲线

Fig. 13 Curve of the maximum contact stress as the axial load change

4 结论与展望

本文发展了发动机主轴轴承接触应力仿真计算方法,建立了主轴承动力学仿真模型与稳态热分析模型,对瞬态接触应力进行了分析,并利用稳态方法分析了应力影响,对接触应力计算结果进行修正,提高计算精度,得到主要结论如下:

1) 主轴承最大接触应力位于钢球表面,外圈滚道表面接触应力次之,内圈滚道表面最小。

2) 与传统静力学仿真所得稳态应力相比,瞬态接触应力动态响应特征明显:最大接触应力具有交变特征;不同循环下,钢球最大接触应力值不同,具有运动的随机性;钢球与内外圈最大应力值循环周期不同,钢球单元应力循环周期更长。动力学分析结果与轴承实际更相符。

3) 主轴承高速旋转摩擦生热,产生热应力,使主轴承最大接触应力值增大,并使得应力分布状态发生改变;采用稳态热分析与动力学分析相结合方法,综合考虑热应力与瞬态接触效应影响,可提高计算精度。

4) 随转速及轴向载荷增加,主轴承各构件最大接触应力值均增大,但增大速率有所差异;各载荷条件下,钢球切应力值大于主应力值。

本文在主轴承热应力分析中忽略了轴向载荷对生热量及热应力分布状态的影响;采用线性叠加方法考虑稳态热应力与瞬态接触应力的综合作用,忽略了两者的相互影响;在进一步研究中,将对瞬态接触应力与热应力之间的相互影响进行深入分析。本文主要对轴承应力仿真计算方法进行了研究,缺乏相关试验验证,在进一步研究中,将开展相关试验研究,对应力仿真计算结果进行相关的验证试验,以进一步验证仿真方法的有效

性、准确性。

参考文献:

- [1] 王兴刚,葛泉江. 航空发动机主轴轴承工作特点[J]. 哈尔滨轴承, 2006, 27(4): 3-4, 6.
WANG Xinggang, GE Quanjian. Working characteristic of spindle bearing for aviation engine[J]. Journal of Harbin Bearing, 2006, 27(4): 3-4, 6. (in Chinese)
- [2] 黄乾贵,邓四二,腾弘飞. 滚动轴承系统仿真技术的现状及发展[J]. 轴承, 2002(4): 34-38.
HUANG Qiangui, DENG Sier, TENG Hongfei. Status and development of rolling bearing simulation system[J]. Bearing, 2002(4): 34-38. (in Chinese)
- [3] GUPTA P K. Modeling of instabilities induced by case clearances in ball bearing[J]. Tribology Transactions, 1991, 34(1): 93-99.
- [4] DEMIRHAN N, KANBER B. Stress and displacement distributions on cylindrical roller bearing rings using FEM[J]. Mechanics Based Design of Structures and Machines, 2008, 36(1): 86-102.
- [5] NORDLING P, FRITZSON P. Solving ordinary differential equations on parallel computers-applied to dynamic rolling bearing simulation[J]. Proceeding of Workshop on Parallel Scientific Computing, 1994(6): 397-415.
- [6] NORDLING P, FRITZSON P. Parallelisation of the COVDE ordinary differential equation solver with applications to rolling bearing simulation[C]//Proceedings of the High-Performance Computing and Networking, International Conference and Exhibition, HPCN Europe'95, Lecture Notes in Computer Science(LNCS). Berlin, Germany: Springer-Verlag, 1995, 919: 892-897.
- [7] HIROTOSHI A. Rolling bearing analysis program package "BRAIN"[J]. Motion and Control, 1997(3): 15-24.
- [8] 李苏洁. 混合陶瓷角接触球轴承接触应力的有限元分析[D]. 天津大学, 2008.
LI Sujie. Finite element analysis for contact stress of hybrid ceramic angular contact ball bearings[D]. Tianjin: Tianjin University, 2008. (in Chinese)
- [9] 徐建宁,屈文涛,赵宁. 滚动轴承的温度场和热变形分析[J]. 轴承, 2006(5): 1-3.
XU Jianning, QU Wentao, ZHAO Ning. Analysis on temperature field and thermal deformation of rolling bearings[J]. Bearing, 2006(5): 1-3. (in Chinese)
- [10] 陈观慈,王黎钦,古乐,等. 高速球轴承的生热分析[J]. 航空动力学报, 2007, 22(1): 163-168.
CHEN Guanci, WANG Liqin, GU Le, et al. Heating analysis of the high speed ball bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(1): 163-168. (in Chinese)
- [11] 王黎钦,陈观慈,古乐,等. 高速圆柱滚子轴承工作温度研究[J]. 航空动力学报, 2008, 23(1): 179-183.
WANG Liqin, CHEN Guanci, GU Le, et al. Study on operating temperature of high-speed cylindrical roller bearings[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(1): 179-

183. (in Chinese)

[12] 张乐乐,谭南林,樊莉. 基于 ANSYS/LS-DYNA 的滚动轴承仿真与分析[J]. 机械设计,2007,24(9):62-64.
ZHANG Lele,TAN Nanlin,FAN Li. Simulation and analysis on rolling bearings based on ANSYS/LS-DYNA[J]. Journal of Machine Design,2007,24(9):62-64. (in Chinese)

[13] 张占立,王燕霜,邓四二,等. 高速圆柱滚子轴承动态特性分析[J]. 航空动力学报,2011,26(2):397-403.
ZHANG Zhanli,WANG Yanshuang,DENG Sier, et al. Analysis on dynamic characteristics of high speed cylindrical roller bearing[J]. Journal of Aerospace Power,2011,26(2):397-403. (in Chinese)

[14] MEEKS C,MURPHY B, LONG T, et al. Development of ball bearing dynamic analysis methods including life prediction methods for ceramic or metal bearings[R]. US Air Force Report WL-TR-96-4019,1994.

[15] 姚廷强,王立华,迟毅林,等. 球轴承多体接触动力学研究[J]. 航空动力学报,2013,28(7):1624-1636.
YAO Tingqiang,WANG Lihua,CHI Yilin, et al. Multi-body contact dynamics research on ball bearing[J]. Journal of Aerospace Power,2013,28(7):1624-1636. (in Chinese)

[16] HARSHA S P,SANDEEP K,PRAKASH R. Non-linear dynamic behaviors of rolling element bearings due to surface waviness[J]. Journal of Sound and Vibration,2004,272(3/4/5):557-580.

[17] SCHLICHTING H,KESTIN J. Boundary-layer theory: 7th ed. [J]. Journal of Fluids Engineering,1980,102(1):125.

[18] 李初晔,王增新. 结构动力学方程的显式与隐式数值计算[J]. 航空计算技术,2010,40(1):58-62,66.
LI Chuye,WANG Zengxin. Structural dynamics equations of the explicit and implicit algorithm[J]. Aeronautical Computing Technique,2010,40(1):58-62,66. (in Chinese)

[19] FLEISHER G. Energetische methode der bestimmung des verschleißes[J]. Schmierungstechnik,1973(4):9-15.

(编辑:叶 青)