

航空发动机球轴承热分析

北京航空航天大学 韩民政* 饶寿期

【摘要】 在动力学分析的基础上,对航空发动机高速球轴承进行了热分析。首先在润滑模型分析的基础上,对球轴承的生成热速率作了分析计算。通过对球轴承中复杂的传热关系研究,进而采用有限元法、系统平衡法和经验公式相结合的方法计算了球轴承系统的温度分布。在温度场计算中,对内热源的分配和边界条件的处理进行了深入研究。最后对某发动机主轴球轴承进行了计算,结果和606研究所提供的试验数据基本相符,其误差不大于百分之五。

关键词: 高速球轴承 热分析

1 球轴承生成热速率计算

球轴承的发热计算涉及的因素太多,本文采用局部分析的方法,首先对轴承系统的发热速率进行了计算。拖动模型是计算弹性流体动力润滑摩擦力的基本模型。目前,人们把拖动模型分为全膜弹流的光滑拖动模型和部分膜弹流的粗糙拖动模型,可以采用油膜系数 λ 来判定^[1], λ 为最小油膜厚度 $h_{\min}$ 和合成表面粗糙度 σ 之比值。当 $\lambda > 3$ 时,可以得到良好的润滑,称为全膜弹流润滑。当 $\lambda < 3$ 时,油膜很小,甚至表面某些微峰会产生接触,把这种润滑称为部分膜弹流润滑。在 $\lambda < 1.2 \sim 2$ 时,微峰接触开始变得显著起来,而大多数工业轴承运行在 $1.2 \sim 2$ 之间。粗糙拖动模型详细地考虑了载荷、表面粗糙度、接触付相对运动速度、滑油特性等参数对摩擦力的影响。如果 P 是作用于接触点的总载荷,那么,总载荷的一部分 P_c 由接触表面的弹性变形而承担,剩余的 $P - P_c$ 由弹流油膜而承担。这时,流体拖动摩擦力为^[2]

$$T_s = \mu_s P_c + \mu_{EHD} (P - P_c) \quad (1)$$

式中 P_c 为微峰接触载荷, μ_s 为微峰接触摩擦系数, $\mu_s = 0.1 \sim 0.2$, μ_{EHD} 为弹流接触摩擦系数,可按全膜弹流的摩擦系数选取。接触区由于摩擦拖动产生的热量为

$$Q_{T_p} = T_{sx} u_{sx} + T_{sy} u_{sy} \quad (2)$$

式中 T_{sx} 、 T_{sy} 分别为沿 x 、 y 方向的拖动力矢量; u_{sx} 、 u_{sy} 分别为 x 、 y 方向的滑动速度矢量; $p=1$ 表示球与外圈接触发热; $p=2$ 表示球内圈接触发热。

在球~滚道、保持架入口区,由于滑动摩擦力 F_s 和滚动摩擦力 F_r 产生的热量为

$$Q_r = 2F_r V + F_s U \quad (3)$$

式中 V 为接触中心表面带动流体的速度; U 为接触中心的滑动速度。在保持架与引导边之间由于流体剪切产生的热量为保持架摩擦力矩 M_c 与相对旋转速度的乘积。保持架摩擦力矩为:

$$M_c = (\eta |\omega - \omega_c| A d_c^2) / 2\Delta \quad (4)$$

生成热为

$$Q_r = M_c |\omega - \omega_c| \quad (5)$$

式中, η 为滑油动力粘度; $|\omega - \omega_c|$ 保持架速度与引导边速度之差的绝对值; A_c 为保持架引导边表面积; d_c 为保持架引导边直径; Δ 为保持架~引导边间隙。

在轴承腔中, 由流体拖动产生的热量等于拖动力 F_w 和保持架速度的乘积。

$$Q_T = F_w d_m \omega_c / 2 \quad (6)$$

式中, d_m 为轴承节圆直径; ω_c 为保持架角速度; F_w 为流体拖动力^[2]。

本文从以上四个方面分析了球轴承内热源的产生和计算方法。

2 球轴承传热的数学模型

发动机球轴承温度场计算比较复杂, 计算工作量较大。本文采用流体传热的系统平衡法, 固体导热的有限元法和滚动体温度的经验公式相结合的方法。在考虑内热源的基础上, 采用迭代方法在几个模型之间进行总平衡, 求得球轴承系统的温度分布。

滚动体的温度由内、外环的体积平均温度决定^[1]。滚动体温度 $= T_{rk} + 15^\circ F$ 。轴承内环与滚动体接触温度 $= T_{rk} + 16^\circ F$ 。这里 T_{rk} 是轴承内环温度。

流体传热分析的基本方法是采用系统平衡法。从润滑油入口处到出口处划分为 n 个节点, 对某个节点有:

$$Q_{a,i} + Q_{c,i} + Q_{m,i} + Q_{j,i} = 0 \quad (7)$$

式中 $Q_{a,i}$ 为节点 i 的发热速率; $Q_{c,i}$ 为传导方式进入节点 i 的热量 $Q_{m,i}$ 为对流方式进入节点的热量; $Q_{j,i}$ 为流体流动带走的热量。

将各种传热方式的计算公式代入(7)式, 得:

$$Q_{a,i} - (\lambda A_{c,i} / l_i) (T_i - T_{i-1}) - (\lambda A_{c,i+1} / l_{i+1}) (T_{i+1} - T_i) + \alpha_{m,1} A_{m,1} (T_i - T_{m,1}) + \alpha_{m,2} A_{m,2} (T_i - T_{m,2}) + \rho C_p u_i A_{j,i} (T_i - T_{i-1}) + \rho C_p u_{i+1} A_{j,i+1} (T_{i+1} - T_i) = 0 \quad (8)$$

式中 $A_{c,i}$ 为 i 截面的导热面积; $A_{c,i+1}$ 为 $i+1$ 截面的导热面积; $A_{m,1}$ 、 $A_{m,2}$ 为 i 单元与固体的换热面积; $A_{j,i}$ 、 $A_{j,i+1}$ 为流体的通道面积。

对于 n 个节点, 得 n 个线性代数方程, 求得 n 个节点的温度。对轴承部件温度场的计算, 采用有限元法^[9]。轴对称体的热传导方程为:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{q_r}{k} = \frac{\rho}{k} \frac{C_p \partial T}{\partial t} \quad (9)$$

应用 Galerkin 法, 采用线性插值进行离散处理后得:

$$[K]\{T\} = \{p\} \quad (10)$$

本文应用有限元法对球轴承部件进行热分析的特点是恰当分配内热源和合理加入三类边界条件。在前面的分析中, 分别计算出了轴承各个部位的热源强度, 这些热源的分配和处理的恰当与否, 对轴承系统的温度影响极大。

在滚动体与滚道、保持架接触入口区的生成热是由于流体的剪切和挤压而产生的, 全部位于流体中, 作为流体温度场计算的源项处理。在滚动体与滚道的椭圆接触区, 生成热是由 EHD 油膜摩擦和固体部件直接摩擦两部分而产生的。前者位于接触区流体中, 应作为流体温度场计算的源项; 但在接触区的高压下, 有可能使油膜变为玻璃体, 这时油膜将快速向周围部件中导热, 由于滚动体是高温部件, 所以这部分流体在未离开接触区之前热量大部分导入滚道中。后者直接产生于接触体表面, 属于接触体的源项。滚动体高速搅拌流体的生成热位于流体单元中, 作为流体单元的源项处理。保持架与引导边的生成热是流体剪切产生的, 所以沿引导边取

作每个单元的源项。

在椭圆接触区由于两固体接触面的载荷 P 产生的热量位于两固体表面, 由于滚动体与油膜都属于高温物体, 因此这部分热量都进入了滚道中, 作为第二类边界条件的热流。在高速球轴承中, 球与内、外圈接触点的导热是由油膜隔开的。所以, 热阻必须考虑油膜热阻和材料表面的热阻。

$$\text{令} \quad \Omega_{r, \text{总}} = \Omega_1 + \Omega_2 \quad (11)$$

$$\text{最后的总热阻为} \quad \frac{1}{\Omega_{r, \text{总}}} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{\Omega_{r, \text{总}, i}} \quad (12)$$

式中 n 为滚动单元的数目。

对于滚动接触的球轴承, 润滑油的平均换热系数可由下面公式计算

$$\alpha_w = 0.0986 \{ (n/\nu) [1 \pm D \cos(\beta)/d_m] \}^{1/2} \lambda (P_r)^{1/3} \quad (13)$$

式中, 正号为外圈旋转, 负号为内圈旋转; n 为轴承转速; d_m 为轴承节圆直径; β 为轴承接触角。

在一般情况下, 可以根据公式(13)计算出轴承系统的平均换热系数, 但是在滚道环形接触带的椭圆接触区是热源和热传导共存, 在非接触区是对流换热, 所以本文处理这种现象采用第二、三类边界条件共存的算法。

在环形滚道接触带上的椭圆接触区, 滚动体和滚道之间属于固体接触导热, 其导热系数

$$\alpha_c = 1/\Omega_{c, \text{总}} \quad (14)$$

在环形滚道接触带上的非椭圆接触区, 流体与滚道表面的换热系数 α_w 可由式(13)求得。于是滚道环形接触带上的平均换热系数为

$$\alpha_{c, w} = (\alpha_c A_c + \alpha_w A_w) / A_{c, w} \quad (15)$$

式中 A_c 为滚道环形接触带上椭圆接触区的面积; A_w 为滚道环形接触带上非椭圆接触区的面积; $A_{c, w}$ 为滚道环形接触带的面积; α_c 为椭圆接触区的导热系数; α_w 为非椭圆接触区的换热系数。

计算轴承系统温度平衡的步骤是: 在给出固体温度作为初始边界条件的情况下, 首先计算轴承腔的流体温度场; 得到流体温度分布以后, 以此作为固体温度场计算的边界条件, 计算固体温度场; 同时以内环的平均温度加 15°F 作为滚动体的温度。再以计算出的固体边界点温度作为轴承腔流体温度场计算的边界条件, 再次计算流体温度场。以此循环到轴承系统温度场平衡为止。其循环叠代的收敛条件为

$$|T(i-1) - T(i)| \leq \varepsilon \quad (16)$$

这里, $T(i)$ 为后一次计算的温度值; $T(i-1)$ 为前一次循环计算的温度; ε 为叠代的收敛条件, 在这里取其值为 $\varepsilon = 1.0 \times 10^{-3}$ 。

3 算例结果分析

由上述高速球轴承的理论和本文所提出的计算方法对某航空发动机主轴球轴承的生成热和温度状态进行了计算。计算结果和实验结果的比较分析如下:

(1) 这里用本文编制的 HEAT 程序计算了 EHD 油膜厚度和油膜系数, 同时计算了载荷对这两个参数的影响。图 1 为载荷对油膜厚度的影响。可以看出: ①轴承的中心油膜厚度一般在 $0.94 \sim 1.033(\mu\text{m})$ 之间, 最小油膜厚度在 $0.736 \sim 0.78(\mu\text{m})$ 之间。②油膜厚度随载荷的增加而下降。③在载荷为 $45000(\text{N})$ 时, 外圈和内圈中心油膜厚度、外圈和内圈最小油膜厚度都出现了

交叉点。因为载荷在 45000(N) 以前, 轴承的高速旋转在滚动体和外圈接触区产生很大离心载荷, 而内圈受离心力的影响使接触载荷相对比较小。所以载荷在 45000(N) 以前外圈油膜厚度小于内圈油膜厚度。而载荷在 45000(N) 以后, 由于轴承的转速保持不变, 轴向载荷迅速增加, 这时接触载荷的大小不再取决于速度而是取决于轴向载荷。根据接触载荷随轴向载荷变化的动力学分析, 内圈滚道接触载荷比外圈增加的要快, 所以载荷在 45000(N) 以后外圈油膜厚度大于内圈油膜厚度。由于这里的计算是在额定转速、超载条件下进行的, 所以载荷在 45000(N) 时出现了交叉。

图 2 表示油膜系数 λ 的计算结果。外圈油膜系数的值在 1.60356~1.51855 之间, 内圈油膜系数的值在 1.66061~1.50534 之间。其变化规律和油膜厚度的情况相似。

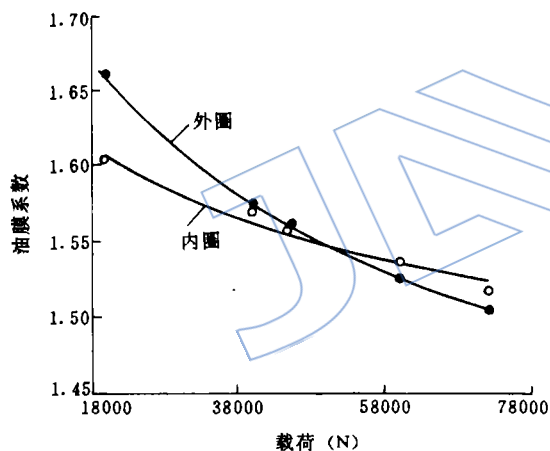


图 2 随载荷变化的油膜系数曲线

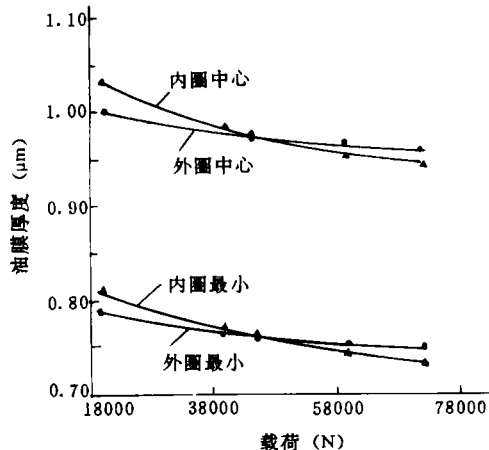


图 1 随载荷变化的油膜厚度曲线

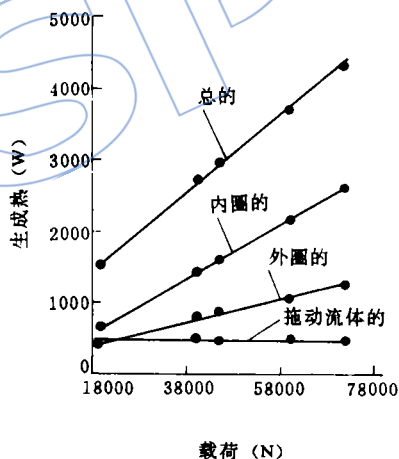


图 3 随轴向载荷变化的生成热速度

(2) 生成热速率。这里分别对轴承各个部位的生成热速率及其随载荷的变化情况进行了计算, 图 3 表示其计算结果。计算的基本条件是在额定转速下 ($n=13284\text{r/min}$), 载荷在 19773(N)~72000(N) 之间的超载情况。①超载下的总生成热速率在 1500~4278(W) 之间。②内圈生成热速率随载荷变化比外圈快。这正好体现了油膜厚度的变化规律, 内圈接触载荷受轴向载荷的影响比外圈更大。③滚动体拖动流体的生成热基本不随载荷变化。载荷变化时滚动体的总拖动速度基本不变; 油气混合物的粘度及密度随温度变化, 而温度又随载荷变化; 因为拖动生成热与保持架角速度成三次方关系, 而与油的密度成一次方关系, 因此拖动生成热主要取决于转速, 与油的密度关系不大。④保持架与引导边、滚动体的接触生成热速率很小。

(3) 温度场。温度场的计算是预测球轴承过热的主要依据, 这里在发动机额定转速、额定载

荷及一定的滑油流量($6.5^{+0.5}\text{L/min}$)情况下计算了轴承系统的温度场。

轴承腔温度分布。这里采用系统平衡法计算了轴承腔的温度分布,图 4 表示其计算结果。基本变化规律是在保持架和内圈的引导边温度呈上升趋势,在滚动体周围,开始上升,过了 7~8 节点以后开始下降,一直到轴承腔的出口。造成这种现象的主要原因是内热源的作用和换热的结果。计算结果与在同样条件下沈阳 606 所的试验结果比较如下:出口温度 $135.1(^{\circ}\text{C})$,试验结果 $133.7(^{\circ}\text{C})$,误差百分之一。轴承腔平均温度计算结果 $130.8(^{\circ}\text{C})$,试验结果 $133.54(^{\circ}\text{C})$,误差百分之二。最高温度位于 7~8 节点之间其值为 $140.1(^{\circ}\text{C})$ 。

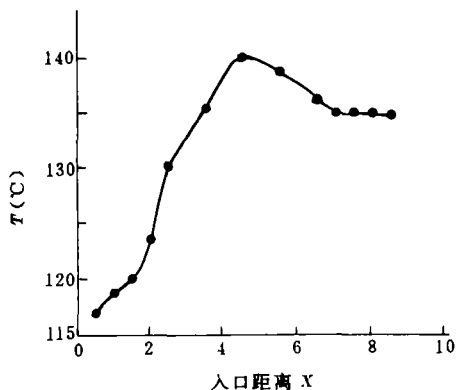


图 4 轴承腔温度分布

外环系统温度分布。在上述条件下,采用有限元法计算了内外环系统温度分布,图 5 和图 6 表示其计算结果。从图 5 中可以看到:①高温点位于两个区。首先是轴承座靠近外部空气的区域,温度都在 200°C 以上,这主要是由于外部高温空气的作用。其次是靠近滚动体和外圈相接触的区域,温度在 139°C 以上,这是由于接触区热源传向外圈的结果。②热流趋势。热流除由两个高温区向外扩散外,同时由外圈向两边的空气中扩散。在同样条件下的试验结果和计算结果比较:①测点温度,外圈试验温度 184°C ,测点计算温度 174.5°C ,误差百分之五。②平均温度计算结果为 164.5°C 。③轴承座最高温度 276.65°C ,接触区最高温度 142.75°C ;外圈系统最低温度 134.1°C 。

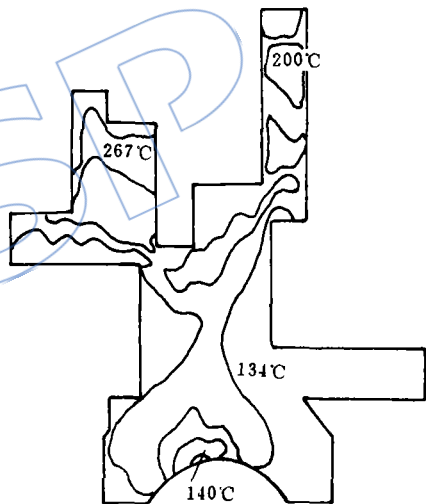


图 5 外圈系统等温线图

内环系统温度分布。①高温区是一个位于内圈和滚动体接触处,其温度为 134°C 以上。一个低温区位于滑油通道部,其温度在 111°C 以下。内环系统最高温度 144.107°C ,最低温度 91.4°C 。②平均温度计算结果 125.53°C 。③热流趋势:最大热流区应靠近滑油通道部。

参 考 文 献

- 1 SKF Industries, Inc. SHBARBERTH Steady State and Transient State Thermalanalysis of a Shaft Bearing System. AD-A042232, 1978
- 2 韩民政. 航空发动机主轴承球轴承热分析, [硕士论文]. 北京航空航天大学, 1991
- 3 饶寿期. 有限元法与边界元法基础. 北京航空航天大学出版社, 1990

of every node on the tooth surfaces for a pair of internal helical gears are determined. Under these conditions, the flash temperature on tooth is calculated by using Block's basic equation. Further, the thermal elastohydrodynamic analysis of line contact is applied to determination of the temperature distribution in oil film. This analysis is more accurate, though more tedious. The calculated results reveal the relationship between the gear parameters and flash temperature, which will help engineers in designing internal helical gears with high scuffing load capacity.

TRACTION CHARACTERISTICS OF SYNTHETIC LUBRICANTS AT HIGH SLIDING SPEED CONTACTS

Chen Guoding, Wang Buyin, Wu Liyan, Li Jianhua

(Northwestern Polytechnical University)

ABSTRACT The traction characteristics of synthetic lubricants at high sliding speed contacts are studied according to the thermal partial elastohydrodynamic lubrication theory for consideration of surface roughness effect and the Ree-Eyring rheological model for mirroring the non-Newtonian behavior of the lubricant. The analysis program developed incorporates a computational algorithm which can efficiently and accurately find out the pressure and temperature distributions and determine the traction coefficient of synthetic lubricants. The variations of the traction coefficient of synthetic lubricants with the load, rolling and sliding speed, lubricant viscosity and ambience temperature are obtained and the comparison between the calculated results presented in current work and the experimental results of ref. [2] is also shown. The method adopted in present investigation is instructive for dynamic study of aviation high-speed rolling bearings.

THERMAL ANALYSIS OF AEROENGINE MAIN SHAFT BALL BEARING

Han Mingzheng and Rao Shouqi

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics)

ABSTRACT An analysis of the heat generation in a high speed ball bearing system of an aeroengine is considered in detail on the basis of dynamical analysis. First, the heat generation rate is calculated according to the elastohydrodynamic lubrication theory. Then, considering complex relationship of heat transfer, the temperature contribution in the ball bearing system is calculated by using the combination of the finite element method, finite difference method, system heat equilibrium method and empirical formulas. Contribution of inner heat sources and treatment of boundary conditions in the calculation are analyzed thoroughly. Finally, thermal analysis of the ball bearing for a specified Aeroengine is made. Calculation results are shown in a good agreement with the experimental data offered by Shenyang Aeroengine Research Institute.