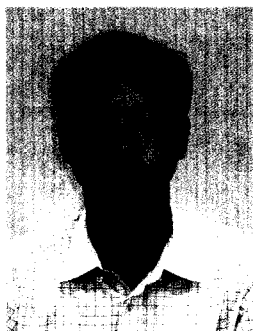


航空发动机滑油系统断油时主推力球轴承的瞬态热分析

苏 壮,李国权

(沈阳发动机设计研究所,沈阳 110015)



苏壮(1975),男,工程师,在读硕士研究生,从事航空发动机传动润滑系统研究。

收稿日期:2008-03-24

1 引言

航空发动机滑油系统是保证发动机工作的重要系统。当系统的滑油中断时,齿轮、轴承、密封等处的润滑及冷却情况将迅速恶化,达到一定时间后,这些零部件将受损伤甚至破坏。在发动机正常工作时,是不允许滑油中断的;但在飞机进行机动飞行时,在某些姿态(如倒飞、横滚等)下,滑油的供、回油口位置发生变化会使发动机产生短时供油中断现象。另外,滑油系统出现故障也可能

摘要:对在航空发动机滑油系统断油时的主推力球轴承瞬态热进行了分析。在分析基础上,应用弹流润滑理论给出了主推力球轴承产生损伤的条件,确定了中断供油时主推力球轴承的允许极限温升,或允许中断供油时主推力球轴承安全工作的极限时间,从而给出了主推力球轴承中断供油 30 s 的安全余度。计算及其结果可为发动机整机试车及润滑系统设计提供参考。

关键词:滑油系统;主推力球轴承;航空发动机;断油;热分析

Transient Thermal Analysis of Main Thrust Ball Bearing During Fuel Cut off for Aeroengine Oil System

SU Zhuang, LI Guo-quan

(Shenyang Aeroengine Research Institute, Shenyang 110015, China)

Abstract: The transient thermal analysis of the main thrust ball bearing was performed during fuel cut off for an aeroengine oil system. The condition of the main thrust ball bearing damaging was given by using the elastohydrodynamic (EHL) lubrication theory based on the analysis. The tolerance limiting temperature rise or the time limit in the safety of the main thrust ball bearing during fuel cut off were determined to give the safe margins of main thrust ball bearing with fuel cut off 30 seconds. The calculation results can provide reference for the aeroengine test and the design of the lubrication system.

Key words: lubrication system; main thrust ball bearing; aeroengine; fuel cut off; thermal analysis.

导致滑油供给中断。

国内发动机型号规范中关于滑油中断的时间(30 s)规定基本都是借鉴国外的,并非建立在深入了解摩擦零组件于中断供油期间的工作机理的基础上,因此,还未给出中断供油时间的安全余度以及在中断供油期间各件的工作状况。为此,有必要对被润滑的发

动机摩擦零组件进行充分的理论分析,以搞清其在断油时的工作状态。

本文对某型发动机主推力球轴承进行了瞬态热分析,应用摩擦学理论给出了主推力球轴承产生损伤的条件,确定了中断供油时主推力球轴承的允许极限温升,或允许中断供油时主推力球

轴承安全工作的极限时间,从而给出了主推力球轴承中断供油30s的安全余度。

2 主推力球轴承热状态分析

2.1 工作状态

轴承的工作状态分为稳态和断油工作状态。在稳态时,轴承的环境条件会逐渐达到稳定的状态,最终轴承内部的温度分布也会达到稳定;在断油时,由于轴承自身散发的热量以及环境传递的热量不能被滑油带走,温度场不能达到稳定,必须进行瞬态热分析。分析之前,需求出稳态温度分布,作为瞬态热分析的初始温度场。本文选取比较有代表性的No.3支点轴承进行断油状态的瞬态热分析。

2.2 热分析的基本假设

对轴承的传热状况做出如下假设:

- (1)轴承传热是轴对称的,接触区的接触状态按受载最大的滚动体的接触状态来处理;
- (2)忽略滚动体和滚道之间润滑油膜产生的热阻;
- (3)各零件配合处贴合良好,忽略接触热阻。

对轴承的发热部位做出如下假设:

- (1)由载荷引起的摩擦热都在接触区产生;
- (2)除载荷外,其它因素产生的摩擦热都在滚动体表面(不包括接触区)产生。

3 试验器状态主推力球轴承瞬态热分析

为配合某型发动机台架断油试车,在试验器上对其主推力球

轴承进行了断油试验。在试验测得的数据可以对本文的计算方法进行验证。以下是该轴承的计算实例。

3.1 模型建立

应用赫兹理论的简化公式^[1]计算该轴承的接触椭圆半长轴尺寸

$$a=0.0236m_a\left(\frac{Q_{\max}}{\sum\rho}\right)^{1/3}\quad(1)$$

式中: a 为接触椭圆面半长轴尺寸; Q_{\max} 为受载最大的滚动体负荷; $\sum\rho$ 为主曲率; m_a 为系数,可查表求得。

应用赫兹计算结果对轴承进行轴对称建模,划分网格,建立有限元模型。

3.2 稳态边界条件

先进行稳态热分析。模型边界条件分布如图1所示,轴承处详细边界分布如图2所示。

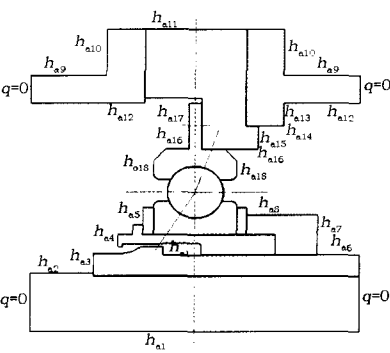


图1 试验器状态稳态热分析边界分布

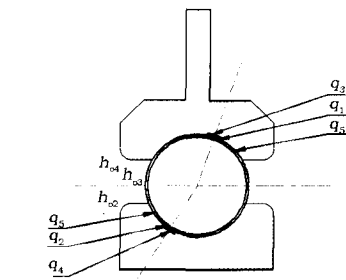


图2 试验器状态稳态轴承处详细边界分布

在图中: h_a 为气侧边界,温度为20℃; h_o 为油侧边界,温度为70℃; $q=0$ 为绝热边界, q_1 、 q_2 、 q_3 、 q_4 、 q_5 为摩擦生热率。应用传热学理论,计算边界条件,其结果见表1。

表1 试验器状态稳态热分析边界条件计算结果 W/(m²·k)

59.37	155	165.87	196.51	215.13
h_{a6}	h_{a7}	h_{a8}	h_{a9}	h_{a10}
174.57	196.06	216.96	4.54	4.46
h_{a11}	h_{a12}	h_{a13}	h_{a14}	h_{a15}
4.38	4.65	4.7	4.75	4.81
h_{a16}	h_{a17}	h_{a18}	h_{o1}	h_{o2}
4.87	4.75	4.95	1763.70	3582.15
h_{o3}	h_{o4}			
2558.68	1535.21			

3.3 瞬态边界条件

□□ 轴承在断油时,瞬态的边界条件分布如图3所示,轴承处详细边界分布如图4所示。图中的边界条件 $h_{a1} \sim h_{a18}$ 与稳态边界条件相同,而瞬态边界条件 $h_{a19} \sim h_{a22}$ 通过计算得出

$$\begin{aligned}h_{a19} &= 134.13 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}, \\h_{a20} &= 356.4 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}, \\h_{a21} &= 345.3 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}, \\h_{a22} &= 314.5 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}.\end{aligned}$$

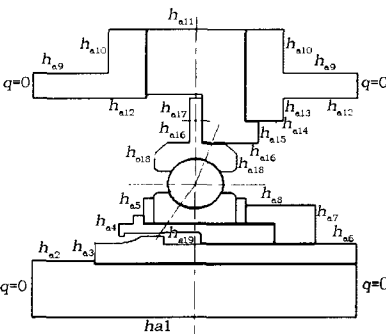


图3 试验器状态瞬态热分析边界分布

3.4 主推力球轴承的发热

轴承在稳态下的内热源为轴

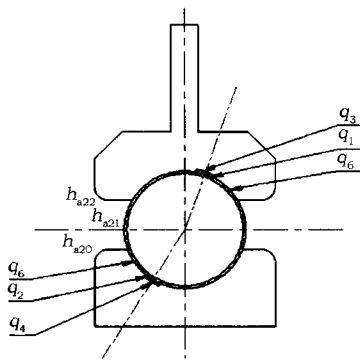


图 4 试验器状态瞬态轴承处详细边界分布

承的摩擦生热,而轴承的摩擦热由轴承的摩擦力矩产生。球轴承摩擦热按如下公式计算

$$\begin{aligned} \text{轴承总摩擦热 } Q_c &= \\ \text{总摩擦力矩 } M_f \times \text{角速度 } \omega &= \\ Q_c = M_f \omega = M_f \cdot 2\pi N/60 = & \\ 0.1047 NM_f = 14166.54 \text{ W} \quad (2) & \\ M_f = M_l + M_v + M_s + M_e = & \\ 10.2365 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3) & \end{aligned}$$

式中: M_l 为载荷引起的力矩; M_v 为黏性摩擦力矩; M_s 为轴承自转摩擦力矩; M_e 为滚珠与保持架摩擦力矩。

根据文献[2]中的建议,滚动轴承接触摩擦所产生的热量的一半进入球,另一半进入套圈。由于轴承接触区的摩擦生热主要由载荷引起,根据 2.2 节,把由载荷引起的 M_l 所产生的热量加载,并平均分配到滚珠和内外圈的接触区上,这样,在图 3 中的 q_1 、 q_2 、 q_3 、 q_4 所指出的 4 个区域上分别加载了 1/4 的 M_l 所产生的热量。把由 M_v 、 M_s 、 M_e 所产生的热量加到钢球表面上,即图 2 中的 q_5 所示的区域。

在断油时,轴承内的滑油被迅速排走,除了轴承工作元件表面吸附的油膜外,整个轴承被油气混合物包围。此时,轴承的滚动

摩擦力矩由 M_l 、 M_v 、 M_e 组成,没有了 M_v 。瞬态摩擦热由图 4 中的 q_1 、 q_2 、 q_3 、 q_4 、 q_5 、 q_6 所示的区域产生,其体积生热率的结果见表 2。

表 2 试验器状态稳态和瞬态各发热区域的体积生热率 W/m^3

q_1	q_2	q_3
3.4607×10^9	4.9821×10^9	3.3918×10^9
q_4	q_5	q_6
4.9050×10^9	1.4674×10^9	3.9613×10^8

4 试验器状态主推力球轴承温度有限元分析

采用 ANSYS 有限元分析软件,首先计算球轴承的稳态温度分布。把这个温度场作为瞬态热分析的初始温度场,计算得到断油 30s 后的轴承温度分布,如图 5 所示(单位为 $^{\circ}\text{C}$)。

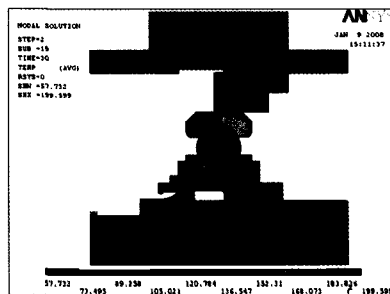


图 5 断油 30 s 时试验器主推力球轴承温度分布

主推力球轴承在断油 30 s 后的最高温度出现在滚珠和内圈的接触区处,为 199.599°C (图 5 中标注的“MX”处),最低温度为 57.732°C 。为了与试验测量的测试点温度进行对比,在轴承的模型上选取了相同位置的对比点,如图 6 所示;在 2 个对比点处,温度随时间变化的曲线如图 7 所示;在滚珠与内外圈接触区处,节

点温度变化曲线如图 8 所示。

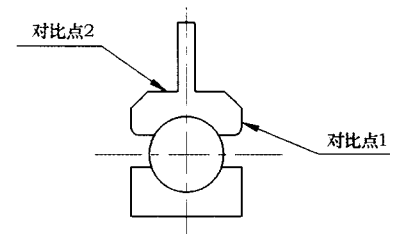


图 6 试验器状态轴承模型对比点位置

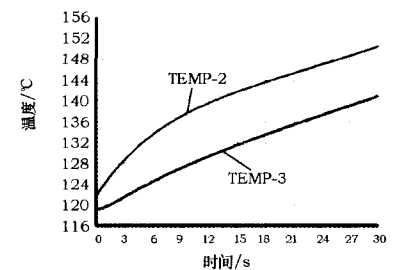


图 7 2 个对比点处温度随时间变化的曲线

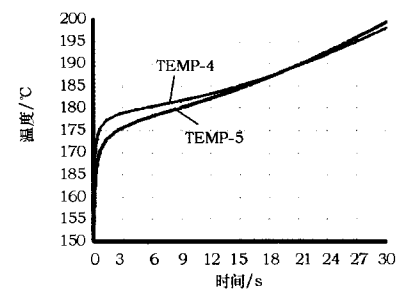


图 8 滚珠与内外圈接触区处节点温度变化曲线

在图 7、8 中,TEMP_2 为对比点 1,TEMP_3 为对比点 2,TEMP_4 为外圈接触区点,TEMP_5 为内圈接触区点。试验中测得的相应测试点的温度变化曲线如图 9 所示。

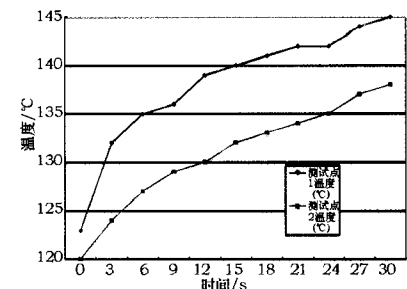


图 9 试验测试点温度变化曲线

测试点 1 和对比点 1 相对应,测试点 2 和对比点 2 相对应。计算得到的温度变化趋势和测试点有比较好的吻合,而且对比点和测试点最低温度的最大偏差仅为 0.88%,对比点和测试点最高温度的最大偏差为 3.7%。可见,计算结果与测量结果十分接近,验证了计算分析方法的正确性,可将此瞬态热分析方法应用于发动机在真实工作状态下的计算。

5 某型发动机主推力球轴承瞬态热分析

5.1 模型建立

在某型发动机型号规范中,断油时发动机的工作状态是中间状态。应用赫兹接触计算的结果对轴承进行轴对称建模,划分网格后的有限元模型如图 10 所示。

5.2 稳态边界条件

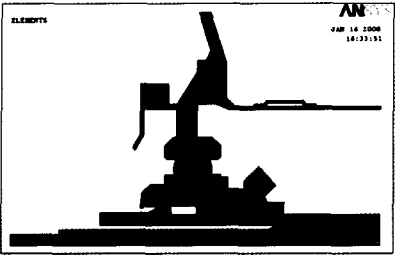


图 10 No.3 支点主推力球轴承有限元模型

某型发动机轴承在地面台架中间状态下,稳态热分析边界条件的分布如图 11 所示,轴承处详细边界的分布如图 12 所示。稳态热分析边界条件结果见表 3。

5.3 瞬态边界条件

某型发动机断油时的边界条件分布如图 13 所示,轴承处详细边界分布如图 14 所示。边界条件 h_{a1} 、 h_{a2} 、 h_{a9} 、 h_{a10} 、 h_{a11} 、 h_{a12} 与稳态的相

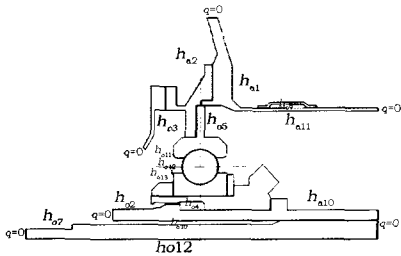


图 11 主轴承稳态热分析边界分布

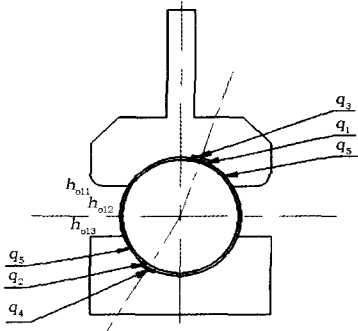


图 12 主轴承稳态轴承处详细边界分布

表 3 主轴承稳态热分析边界条件计算结果

参数	h_{a1}	h_{a2}	h_{a9}	h_{a10}	h_{a11}
换热系数/(W/(m ² ·K))	57.2	57.2	5.0	620.4	6.6
参考温度/K	675.2	517.8	675.2	349.8	349.8

	h_{a12}	h_{a2}	h_{a3}	h_{a4}	h_{a5}
换热系数/(W/(m ² ·K))	32.0	613.9	22.8	48.4	28.5
参考温度/K	349.8	349.8	349.8	349.8	349.8

	h_{a7}	h_{a10}	h_{a11}	h_{a12}	h_{a13}
换热系数/(W/(m ² ·K))	558.3	48.4	1838.9	3064.8	4290.7
参考温度/K	349.8	349.8	349.8	349.8	349.8

同,其它瞬态边界条件见表 4。

5.4 主推力球轴承的发热

某型发动机主推力球轴承的发热见表 5。

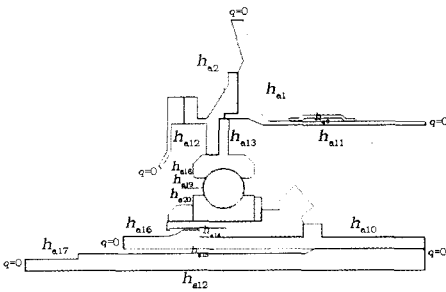


图 13 主轴承瞬态热分析边界分布

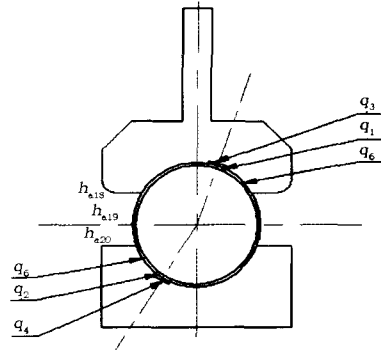


图 14 主轴承瞬态轴承处详细边界分布

表 4 主轴承瞬态热分析边界条件计算结果

参数	h_{a12}	h_{a13}	h_{a14}	h_{a15}	h_{a16}
换热系数/(W/(m ² ·K))	66	66	1415	12495	1779
参考温度/K	349.77	349.77	293	293	293

	h_{a17}	h_{a18}	h_{a19}	h_{a20}
换热系数/(W/(m ² ·K))	14898	3165	3799	3566
参考温度/K	293	3022	3022	3022

表 5 某型机主轴承稳态和瞬态各发热区域的体积生热率 W/m³

q_1	q_2	q_3
4.7715×10^9	6.8693×10^9	4.6766×10^9

q_4	q_5	q_6
6.7630×10^9	1.4552×10^9	5.2354×10^8

6 轴承温度有限元分析

6.1 瞬态计算结果

首先对某型发动机进行稳态

温度计算,轴承中的稳态最高温度为 454.14 K;然后,在发动机地面台架中间状态下,进行了轴承断油时的瞬态热计算,分别计算了断油 30、60 和 90 s 的瞬态温度分布。

断油 30 s 时轴承的温度分布如图 15 所示,选取点温度随时间变化的曲线如图 16 所示。图中 TEMP_2 为参照试验器对比点 1 的选取点,TEMP_3 为参照试验器对比点 2 的选取点,TEMP_4 为外圈接触区中的选取点,TEMP_5 为内圈接触区中的选取点。

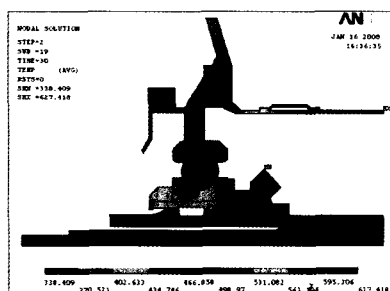


图 15 断油 30 s 时轴承温度分布

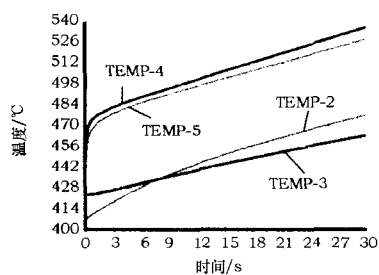


图 16 断油 30 s 时轴承选取点温度变化曲线

断油 60 s 时轴承的温度分布如图 17 所示,选取点温度随时间变化的曲线如图 18 所示;断油 90 s 时轴承的温度分布如图 19 所示,选取点温度随时间变化的曲线如图 20 所示。

6.2 计算结果分析

轴承中的稳态最高温度在

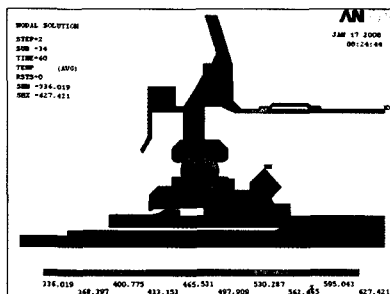


图 17 断油 60 s 时轴承温度分布

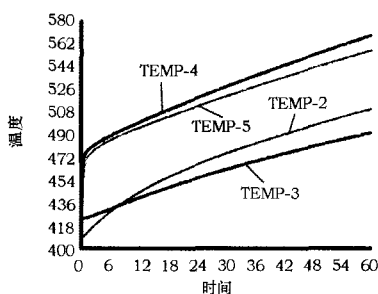


图 18 断油 60 s 时轴承选取点温度变化曲线

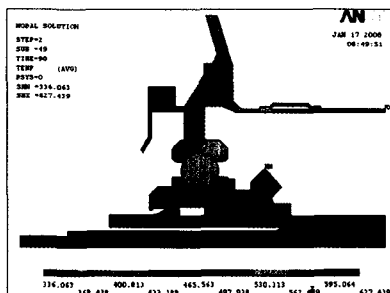


图 19 断油 90 s 时轴承温度分布

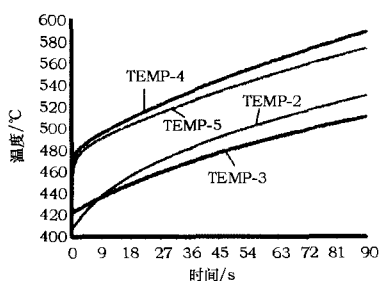


图 20 断油 90 s 时轴承选取点温度变化曲线

TEMP_4(滚珠与外环接触区处点)处,为 454.14 K;轴承在断油过程中的最高温度在 TEMP_4 处,断油 30 s 时为 536.217 K,断油 60 s

时为 568.358 K,断油 90 s 时为 587.993 K。所选取的 4 点的温度随断油时间延长而逐渐升高。与试验器状态的测试点不同的是,TEMP_3 点的温度在初始的一段时间内高于 TEMP_2 点的;而后 TEMP_2 点的温度又高于 TEMP_3 点的。其原因是发动机在真实状态下,No.3 支点受到由发动机热部件传来的热量的影响。

6.3 断油极限时间判定

在弹性流体动力润滑理论中,判断相互滚动或滑动表面损坏的判据是膜厚比。油膜厚度对表面磨损的防护作用,要根据膜厚与表面粗糙度的比值(称膜厚比)来判断^[3]。膜厚比 λ 可写为

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2}} \quad (4)$$

式中: h_{\min} 为最小油膜厚度; δ_1, δ_2 为 2 个相互作用物体表面粗糙度的均方根值。

一般认为,当 $\lambda < 1$ 时,表面上某些凸峰在工作中将发生接触,也可能突然发生胶合,在设计中应尽可能避免这种情况。在设计时,最好使 $\lambda > 1.5$;如未满足,可改变工作参数(如另选润滑油)以提高 h_{\min} ,或改变加工方法以降低 δ 。因此,最小膜厚比 $\lambda > 1.5$ 是主推力球轴承断油极限时间的判断标准。

采用哈姆洛克和道森提出的点接触弹性流体动力润滑数值解^[4]计算,无量纲最小油膜厚度为

$$H_{\min} = 3.63 \frac{U^{0.68} G^{0.49}}{W} (1 - e^{-0.68k}) \quad (5)$$

式中: U 为无量纲速度参数; G 为无量纲材料参数; W 为无量纲负

荷参数; k 为当量曲率半径。

由于外环接触区温度最高,取主推力球轴承受力最大的钢球与外圈滚道间的油膜厚度进行校合。根据无量纲最小油膜厚度 $H_{\min}=\frac{h_{\min}}{R_x}$ 和式(5),此时最小油膜厚度只与润滑油在接触区入口处的动力黏度有关;再根据式(4),最终可得到 λ 与 η_0 之间的关系

$$\lambda=305.01\eta_0^{0.68} \quad (6)$$

根据最小膜厚比 $\lambda>1.5$,利用式(6)求出当 $\lambda=1.5$ 时,滑油的动力黏度 $\eta_0=4.032\times 10^{-4}\text{ Pa}\cdot\text{s}$,此时的滑油温度为595 K (322℃)。根据6.1节所述,主推力球轴承在断油90 s时,轴承中的最高温度点为滚珠与外环接触区处点TEMP_4,最高温度为587.993 K

(314.993℃),略低于最小膜厚比 $\lambda=1.5$ 时的温度,因此,取90 s为断油时主推力球轴承安全工作的极限时间。

在发动机地面台架中间状态下,滑油系统断油时的瞬态热分析结果还由整机试车验证。

7 总结

(1)在断油情况下,可采用ANSYS有限元分析软件,对发动机主推力球轴承进行瞬态热分析。

(2)某型发动机在地面台架中间状态下断油时,主推力球轴承安全工作的极限时间可达90 s;断油时,轴承的最高温度始终出现在滚珠和外环的接触区内,在断油90 s时,最高温度达到314.993℃。

(3)对在断油时轴承是否发生损伤,可以以最小膜厚比来判断。

参考文献

- [1]《航空发动机设计手册》总编委会.航空发动机设计手册(第12册).传动及润滑系统[M].北京:航空工业出版社,2001.
- [2]Burton R A, Staph H E. Thermally Activated Seizure of Angular Contact Bearing [J], ASLE Trans, 1967, 10: 408-417.
- [3]沈心敏, 闻英梅, 孙希桐, 等. 摩擦学基础[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1991.
- [4]Hamrock B J, Dowson D. Isothermal Elasto-hydrodynamic Lubrication of Point Contacts, Part I-Theoretical [J]. Formulation, Trans. ASME, Journal of Lubrication Technology, 1976, 98: 223-229.

(上接第43页)减压器中压力峰值过高引起的密封、强度降低,控制气支路的设计是很重要的。

5 结论

(1)在充填过程中,减压器经历了关闭—打开—关闭—打开—关闭的过程。充填时间与控制气支路的充填体积有关。

(2)在开启过程中,出口腔、阻尼腔和控制腔压力先下降,然后恢复到一个较稳定的值。开启时间由延迟时间和调整时间组成。在稳定时,出口腔和阻尼腔压力小于初始值。

(3)下游阀门关闭后,减压器的关闭是一个较慢的过程,各容腔压力都会上升。在关闭过程中,

压力的变化趋势与控制气支路的设计有关。

参考文献

- [1] 张雪梅, 张黎辉, 金广明, 等. 减压器动态过程的数值仿真 [J]. 航空动力学报, 2004, 19(4): 541-545.
- [2] 尤裕荣. 气体瞬态力对减压器动态特性的影响分析[J]. 机床与液压, 2006(5): 86-90.
- [3] 陈阳, 高芳, 张振鹏, 等. 气动薄膜调节阀控制系统工作过程的动态仿真 [J]. 火箭推进, 2006, 32(6): 28-34.
- [4] 陈晓琴. 减压阀充填过程动态特性仿真[J]. 导弹与航天运载技术, 2006(5): 45-49.
- [5] Satoru Hayashi, Atsushi Shirai, Nannan Guo, et al. Static and Dynamic Characteristics of a Pressure-

Compensated Flow Control [C]. Institute of Fluid Science. Tohoku University, Sendai, Japan. 1998.

- [6] Tongxun Yi, Michael Cornwell, Ephraim J. Dynamics and Control of a High Frequency Fuel Valve and its Application to Active Combustion Control [C]. 40th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. 2004, 7: 1-11.
- [7] 沈涌滨. 火箭气体减压器建模及动态特性仿真研究[D]:[硕士学位论文]. 长沙: 国防科技大学, 2004.
- [8] 陈阳, 高芳, 张黎辉, 等. 减压器动态仿真的有限体积模型 [J]. 推进技术, 2006, 27(1): 9-14.
- [9] 曹泰岳. 火箭发动机动力学[M]. 长沙: 国防科技大学出版社, 2004.