

文章编号: 1000-8055(2006)06-1069-06

圆柱滚子中介轴承拟静力学分析

胡 绚, 罗贵火, 高德平

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 航空燃气涡轮发动机为了提高性能经常采用中介轴承。中介轴承对发动机转子系统的动力特性的影响很大,但国内外对中介轴承动力学特性的研究却很少。本文采用拟静力学法,通过分析圆柱滚子中介轴承的运动关系和受载情况,建立了相应的计算模型。本文应用所建立的模型,计算了圆柱滚子中介轴承的动力学特性,并将计算得到的滚子打滑率与试验结果进行了比较。在此基础上,进一步对内外圈反向旋转,且内圈与高压转子联接、外圈与低压转子联接的中介轴承进行了分析,研究了保持架转速、滚子自转转速以及滚子与保持架的接触力随径向载荷变化的关系。研究表明,随着径向载荷的增加,保持架转速、滚子自转转速以及滚子与保持架的接触力均增大。

关 键 词: 航空、航天推进系统; 圆柱滚子中介轴承; 拟静力学法; 航空发动机

中图分类号: V 233. 45

文献标识码: A

Quasi-static analysis of cylindrical roller intershaft bearing

HU Xuan, LUO Gui-huo, GAO De-ping

(College of Energy & Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Intershaft bearings are often used in gas turbine engines for better performance. The intershaft bearing has great influence upon the dynamic performance of engine rotor systems, but few research results about it are available. A cylindrical roller intershaft bearing analysis model is established by using the quasi-static method, and the calculation results of roller slip ratio are compared with the experimental data in this paper. An intershaft bearing with counter rotating inner ring and outer ring is analyzed. The inner ring of the bearing is mounted on the high pressure rotor, and the outer ring is mounted on the low pressure rotor. The cage speed, the speed of the rollers and the contact forces between the rollers and the cage, are calculated and results are obtained under different radial forces. It shows that, the values of the cage speed, the roller speed and the contact forces between the rollers and the cage all increase as the radial force increases.

Key words: aerospace propulsion system; cylindrical roller intershaft bearing; quasi-static method; aeroengine

中介轴承是航空发动机上一种特殊的主轴轴承,其类型以圆柱滚子轴承居多。它联接在两个

转子之间,内圈和外圈随着转子同时旋转,起着联接与承力的作用。对航空燃气涡轮发动机而言,

收稿日期: 2005-12-12; 修订日期: 2006-06-15

作者简介: 胡绚(1978-),男,湖南株洲人,南京航空航天大学能源与动力学院博士生,主要从事转子动力学的研究。

为了缩短支点跨度和发动机长度,减轻发动机重量,往往采用中介支承结构,如斯贝 MK211 等发动机。

目前,国内外采用中介轴承的双转子发动机大多数都是采用内外圈同向旋转的中介轴承,且通常是内圈与低压转子联接,外圈与高压转子联接,如图 1(a)。而对于内外圈反向旋转,且内圈与高压转子联接、外圈与低压转子联接的中介轴承(如图 1(b)),在发动机上使用较少,但国内外也有发动机采用,例如在 RB199 发动机的中压转子与高压转子之间的中介轴承。由于航空发动机高压转子的转速通常大于低压转子的转速,所以这种中介轴承的内圈转速会大于外圈转速。

由于中介轴承运动的复杂性,其动力特性研究的公开报道很少。对于内外圈反转,且内圈与高压转子联接、外圈与低压转子联接的中介轴承,其研究工作的报道更是缺乏。本文针对这类中介轴承的动力学特性进行了研究分析,其结果可为航空发动机转子系统的设计及优化提供相应的理论基础。

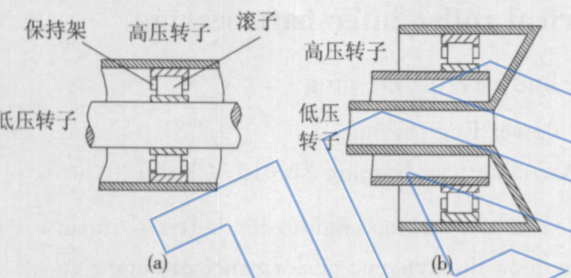


图 1 不同的中介轴承联接结构
Fig. 1 Different intershaft bearing structure

1 基本理论

1.1 滚子运动分析

本文讨论的是中介轴承的稳态运动。设轴承平均直径为 D_m , 滚子直径为 D_b , 内圈以角速度 ω_i 旋转, 外圈以角速度 ω_o 旋转, 滚子以角速度 ω_{ij} 旋转, 保持架以角速度 ω_m 旋转, 运动关系见图 2, ω_i 、 ω_o 、 ω_{ij} 和 ω_m 的正方向取如图所示方向。

在保证相对运动关系等价的情况下,设想滚子中心固定,内圈与外圈反向旋转,如图 3。

由图 3 可知,第 j 个滚子与内外圈滚道的相对滑动速度分别为:

$$V_{ij} = \frac{D_m}{2}[(1 - \gamma)(\omega_i - \omega_m) - \gamma\omega_{ij}] \quad (1)$$

$$V_{oj} = \frac{D_m}{2}[(1 + \gamma)(\omega_m - \omega_o) - \gamma\omega_{ij}] \quad (2)$$

其中, $\gamma = D_b / D_{mo}$

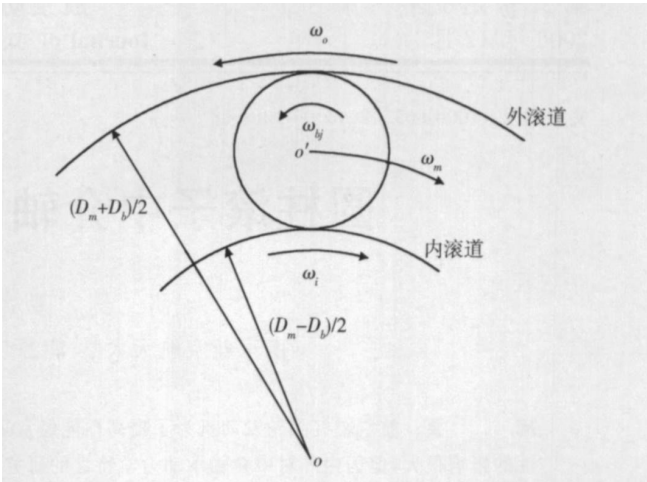


图 2 中介轴承的运动关系
Fig. 2 Kinetic relationship of intershaft bearing

第 j 个滚子与内外圈滚道的平均速度分别为:

$$U_{ij} = \frac{D_m}{4}[(1 - \gamma)(\omega_i - \omega_m) + \gamma\omega_{ij}] \quad (3)$$

$$U_{oj} = \frac{D_m}{4}[(1 + \gamma)(\omega_m - \omega_o) + \gamma\omega_{ij}] \quad (4)$$

为了便于计算,将 V_{ij} 、 V_{oj} 、 U_{ij} 和 U_{oj} 化为无量纲形式,其表达式分别为:

$$\bar{V}_{ij} = \frac{\eta_b V_{ij}}{E_o R_i} \quad \bar{V}_{oj} = \frac{\eta_b V_{oj}}{E_o R_o} \quad (5)$$

$$\bar{U}_{ij} = \frac{\eta_b U_{ij}}{E_o R_i} \quad \bar{U}_{oj} = \frac{\eta_b U_{oj}}{E_o R_o} \quad (6)$$

式中 R_i 为滚子与内圈接触处的当量曲率半径, R_o 为滚子与外圈接触处的当量曲率半径, E_o 为当量弹性模量, η_b 为润滑油在参考温度下的动力粘度。

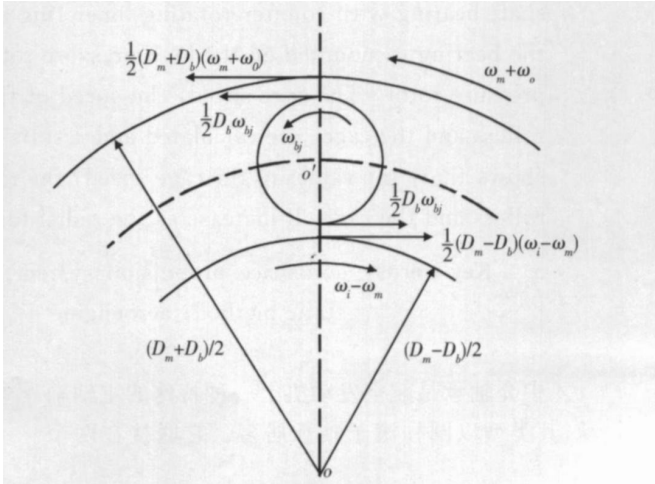


图 3 中介轴承的相对运动关系
Fig. 3 Relative kinetic relationship of intershaft bearing

1.2 滚子受力分析

当不考虑转子系统的不对中和滚子的歪斜时,滚子受力情况如图4,假定图中所示的方向为各个力的正方向。

(1) 径向接触载荷 Q_{ij} 和 Q_{oj}

Q_{ij} 和 Q_{oj} 分别为滚子与内滚道或外滚道的径向接触力。各个滚子 Q_{ij} 的大小可以用文献[1]的方法计算,这里不再赘述。 Q_{oj} 的求解见本文“简化计算方法”一节。

(2) 流体动压力 P_{ij} 和 P_{oj}

润滑油在滚子与滚道之间(主要是在入口处)受到挤压,则其对滚子的反力在周向方向的分量为 P_{ij} 和 P_{oj} , 其无量纲表达式为^[3]:

$$\bar{P}_{ij} = \frac{P_{ij}}{l_e E_0 R_i} = 18.4(1 - \gamma) G^{-0.3} \bar{U}_{ij}^{0.7} \quad (7)$$

$$\bar{P}_{oj} = \frac{P_{oj}}{l_e E_0 R_o} = 18.4(1 - \gamma) G^{-0.3} \bar{U}_{oj}^{0.7} \quad (8)$$

式中, $G = \alpha E_0$, α 为润滑油的粘压指数, l_e 为滚子有效长度。

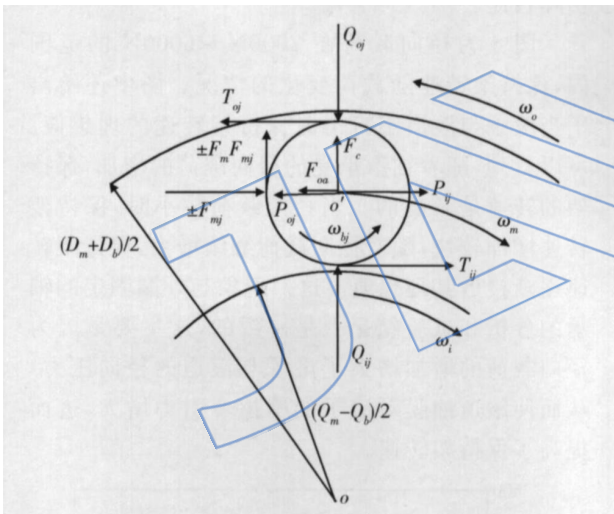


图4 滚子的受力情况

Fig.4 Forces acting on a roller

(3) 切向摩擦力 T_{ij} 和 T_{oj}

由于滚子相对内外滚道滚动和滑动,滚道通过油膜施加摩擦力作用在滚子上,其无量纲表达式为^[1]:

$$\bar{T}_{ij} = \frac{T_{ij}}{l_e E_0 R_i} = -9.2G^{-0.3} \bar{U}_{ij}^{0.7} + \frac{F_{tr_{ij}}}{l_e E_0 R_i} \quad (9)$$

$$\bar{T}_{oj} = \frac{T_{oj}}{l_e E_0 R_o} = -9.2G^{-0.3} \bar{U}_{oj}^{0.7} + \frac{F_{tr_{oj}}}{l_e E_0 R_o} \quad (10)$$

其中, $F_{tr_{ij}}$ 和 $F_{tr_{oj}}$ 为滚道通过油膜作用在滚子上的滑动摩擦力,其计算方法见文献[2]。

(4) 滚子离心力 F_c

$$F_c = 0.5mD_b\omega_m^2 \quad (11)$$

式中, m 为滚子质量。

(5) 保持架对滚子的法向力 F_{mj} 和摩擦力 $f_m F_{mj}$

本文定义径向接触力 Q_{ij} 为0或可以忽略的滚子所在的区域为无载区,反之则为受载区。一般而言,受载区滚子推动保持架,无载区滚子被保持架推动,滚子在受载区和无载区 F_{mj} 方向不同,因此图3中 F_{mj} 前有正负号。摩擦力 $f_m F_{mj}$ (f_m 为摩擦系数)的方向与滚子的自转方向相反,符号也应根据具体情况确定。

(6) 油气混合物阻力 F_{oi} ^[3,4]

滚子运动时要通过充满油气混合物的空间,就会受到油气混合物的阻力,该阻力按照绕流阻力的公式计算:

$$F_{oi} = \frac{\omega_m}{|\omega_m|} \frac{1}{2} \rho_a D_b l_e (D_m \omega_m)^2 \quad (12)$$

式中, ρ_a 为油气混合物的密度。

1.3 内外圈的径向变形

由于内圈和外圈同时旋转,二者都会因离心力而发生径向变形,从而引起轴承的径向间隙发生变化。将内外圈看作空心圆轴,用弹性力学的相关理论分析。对于轴向应变为常数的情况,空心圆轴在半径 r 处的径向位移 u_{rr} 为^[5]:

$$u_{rr} = \frac{r}{E} [\alpha_0 - \nu(\alpha + \alpha_z)] \quad (13)$$

式中, r 为半径, α_0 为半径 r 处的周向应力, α 为半径 r 处的径向应力, α_z 为半径 r 处的轴向应力。

若轴承初始径向间隙 u 已知,求得内圈的径向位移 u_{ri} 和外圈的径向位移 u_{ro} 后,可得考虑内外圈变形后的径向间隙 u'_r 为:

$$u'_r = u + u_{ro} - u_{ri} \quad (14)$$

1.4 平衡方程组

滚子的周向载荷应满足如下方程:

$$P_{ij} + T_{ij} - P_{oj} - T_{oj} \pm F_{mj} - F_{oi} = 0 \quad (15)$$

滚子的径向载荷应满足如下方程:

$$Q_{ij} + F_c - Q_{oj} \pm f_m F_{mj} = 0 \quad (16)$$

滚子的力矩平衡方程为:

$$0.5D_b(T_{ij} + T_{oj} \pm f_m F_{mj}) = 0 \quad (17)$$

保持架的平衡方程为:

$$\sum_{j=1}^z F_{mj} = 0 \quad (18)$$

式中, z 为轴承的滚子个数。

1.5 简化计算方法

为了简化计算, 提出假设如下:

(1) 在无载区, 内圈滚道通过油膜作用于滚子的切向摩擦力忽略不计;

(2) 在无载区, 区内滚子的受力情况是相同的。

由假设(2), 只要计算一个无载区滚子的受力和运动状况就可以确定所有无载区滚子的受力和运动状况, 大大减少了计算量。

如果有 n 个滚子处于受载区, 则简化计算中的未知量是 n 个受载区滚子的自转角速度和一个无载区滚子的自转角速度以及保持架的角速度, 总计 $n+2$ 个。由作用在轴承的径向载荷 f_r , 可以求出 Q_{ij} 。在式(16)中, $f_m F_{mj}$ 的大小相对 Q_{ij} 和 Q_{ij} 来说一般很小, 为了方便计算, 通常将它忽略。这样, 从式(16)中就可以解出 Q_{ij} 。然后, 由式(15)可确定滚子与保持架的载荷 F_{mj} 。所以, 每个滚子最后只要考虑是否满足式(17), 并且所有滚子与保持架的载荷 F_{mj} 要满足式(18)。因为要考虑 $n+1$ 个滚子, 计算中共要满足 $n+2$ 个平衡方程。采用 Newton-Raphson 法可以联立求解该方程组。

2 计算分析

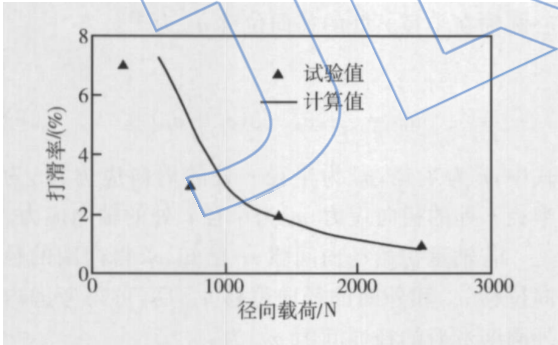


图 5 滚子打滑率与径向载荷的关系
Fig. 5 Relation between roller slip ratio and radial force

2.1 滚子打滑率计算与实验结果对比

本文采用型号为 $D1002928N Q_1$ 的中介轴承为例进行计算, 该轴承内径为 140 mm, 外径为 190 mm, 滚子数为 32, 滚子直径为 12 mm, 滚子长度为 12 mm。文献[6]对该型号的轴承做了保持架打滑率随径向载荷变化规律的试验, 见图 5。试验中内外圈反转, 内圈转速为 13 280 r/min, 外圈转速为 7 220 r/min。计算中, 采用性能与 4106 航空润滑油相当的 MIL-L-7808 润滑油, 取油气

比为 5%。文献[7]中进行了类似工作条件下中介轴承发热量和轴承温度的试验研究, 测得滚道的温度在 120℃~170℃ 范围内。考虑到文献[7]中的轴承外圈转速比本文试验中的外圈转速高, 故本文取轴承滚道温度为 120℃。计算值与试验值的对比见图 5。航空发动机中介轴承正常工作时的径向载荷一般都大于 1000N, 在这样的载荷范围内, 计算值与试验值吻合比较好。

2.2 动力学特性分析

$D1002928N Q_1$ 轴承的实际工作条件为: 内圈转速为 14 600 r/min, 外圈转速为 8 880 r/min, 承受的径向载荷为 4000N。计算中其它参数与上述试验的算例相同。

基于中介轴承的运动特点, 定义其保持架打滑率 S_c 为:

$$S_c = \left[1 - \frac{\omega'_m + \omega_b}{\omega_m + \omega_b} \right] \times 100\% \quad (19)$$

式中, ω'_m 为保持架的理想转速, ω_m 为保持架的实际转速。

图 6 为径向载荷在 2000N~6000N 的范围内, 保持架转速随载荷变化的情况。图中还给出了当滚子与滚道不打滑时保持架转速的理想值。可以看到, 随着轴承承受的径向载荷的增加, 保持架的转速是升高的。当径向载荷较小时, 保持架转速增加较快; 随着径向载荷继续增大, 保持架转速逐渐接近其理想值。这一现象与外圈固定的轴承的分析和试验结果^[1]是一致的, 这主要是因为径向载荷的增加增大了滚子与滚道的径向压力, 从而使滚道油膜对滚子的摩擦牵引力增大, 进而提高了保持架转速。

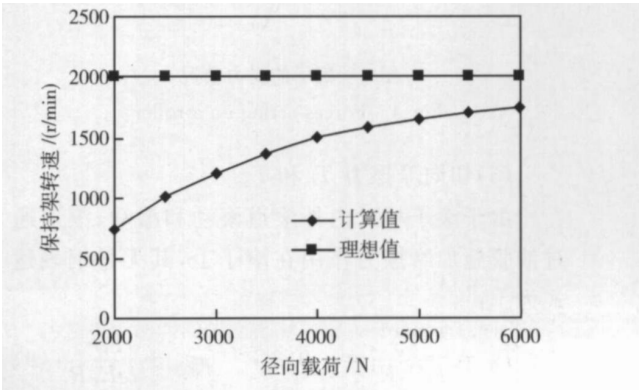


图 6 保持架转速与径向载荷的关系
Fig. 6 Relation between cage speed and radial force

考虑外圈固定的圆柱滚子轴承, 如果滚子理

想自转转速与本文分析的中介轴承相同,则其内圈转速为 24 873 r/min,保持架理想转速为 11 532 r/min。由图 6 可知,中介轴承的保持架转速相对外圈固定的轴承小很多。保持架转速的减小,有利于减小滚子的离心力,从而能减小滚子与外滚道的压力,有助于提高轴承的疲劳寿命。

表 1 滚子与保持架的接触力

Table 1 Force between roller and cage				
		径向载荷	径向载荷	径向载荷
		2000N	4000N	6000N
受 载 区 滚 子	1	29.19 N	35.30 N	36.02 N
	2	20.28 N	26.32 N	27.58 N
	3	4.47 N	9.19 N	11.02 N
	4	—	- 1.35 N	0.15 N
无载区滚子		- 2.91 N	- 4.14 N	- 4.54 N

本文设在径向载荷作用线上,并与内滚道径向接触力最大的滚子编号为 1,其它滚子按顺时针方向依次编号。一般而言,受载区内离 1 号滚子越远,滚子所受径向力越小。表 1 给出了不同径向载荷下中介轴承各滚子与保持架的法向接触力。对于受载区,由于滚子受载情况在径向载荷线两侧是对称的,表 1 按滚子编号给出一半滚子的接触力的值;对于无载区,由于计算中假设无载区的滚子受载情况一致,所以该接触力的值相同。表中,正值表示滚子沿保持架转动方向推动保持架运动,负值表示滚子沿保持架转动方向被保持架推动。从表中可以看出:

- (1) 一般情况下,受载区滚子推动保持架运动,而无载区滚子被保持架推动;
- (2) 受载区内,1 号滚子接触力最大,其它滚子的接触力随编号增大而逐渐减小;
- (3) 一般情况下,随着轴承所受径向载荷的增加,各滚子与保持架之间法向接触力增大。

在径向载荷为 4000N 时,编号为 4 的滚子在受载区,但它却被保持架推动。这是因为该滚子被保持架限制,要求与之一起运动,虽该滚子受到内滚道油膜摩擦牵引力的作用,但由于它与内滚道径向压力较小,所以牵引力较小,不足以拖动滚子以与保持架相同的速度运动,因此需要保持架推动它。

图 7 为径向载荷在 2000N,4000N 和 6000N 时,滚子自转转速随载荷变化的情况。由于计算中假设无载区的滚子受载情况相同,所以它们的自转速度也相同。由图可知:

- (1) 径向载荷越大,滚子自转转速越大;
- (2) 受载区滚子的自转速度大于无载区滚子自转速度。

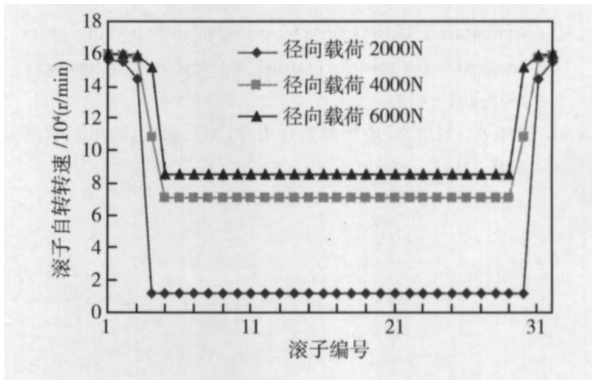


图 7 滚子自转转速与径向载荷的关系

Fig. 7 Relation between roller speed and radial force

对于受载区的滚子,随着径向载荷的增大,滚道对滚子的牵引力也会增大,从而减小了滚子的打滑率,提高了滚子的自转速度;对于无载区的滚子,由于径向载荷的增大,保持架转速也增大,也即滚子相对外滚道的滚动速度增大,其自转速度自然也会增大。

相对于无载区滚子,除了外滚道油膜的摩擦牵引力,受载区滚子还受到了内滚道油膜摩擦力的拖动,两个力可以产生更大的力矩使得滚子滚动,所以受载区滚子比无载区滚子的自转速度更大。

3 结 论

应用拟静力学法,建立了中介轴承的计算模型,在航空发动机中介轴承正常工作的径向载荷范围内,其保持架转速的计算结果与试验数据基本吻合,表明该计算模型在适合于航空发动机中介轴承分析。本文对内外圈反向旋转,且内圈与高压转子联接、外圈与低压转子联接的中介轴承进行了分析,得到了保持架转速、滚子与保持架的法向接触力以及滚子自转转速随径向载荷变化的关系。结果表明,相对于外圈固定的轴承,中介轴承的保持架转速较小,有助于提高轴承的疲劳寿命。

参考文献:

[1] Harris T A. An analytical method to predict skidding in high speed roller bearing s[J]. ASLE Transactions, 1966, 9 (3): 229 241.

[2] Kannel J W, Walowit J A. Simplified analysis for tractions between rolling-sliding elastohydrodynamic contacts [J].

Journal of Lubrication Technology, 1971: 39-46.

[3] Poplawski J V. Slip and cage forces in a high-speed roller bearing[J]. Journal of Lubrication Technology, 1972: 143 - 152.

[4] Rumbarger J H. Gas turbine engine mainshaft roller bearing-system analysis[J]. Journal of lubrication technology, 1973: 401- 416.

[5] 徐秉业, 刘信声. 应用弹塑性力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1995.

[6] 林国昌, 徐从儒, 林基恕. 滚子轴承准静态计算分析[J]. 航空动力学报, 1992, 7(1): 17- 21.

Lin Guo chang, Xu Cong-ru, Lin Ji shu. Quasi-static analysis of roller bearing[J]. Journal of aerospace power, 1992, 7(1): 17- 21.

[7] Gamble W, Beach W P, Valori R. Development of counter rotating intershaft support bearing technology for aircraft gas turbine engines[R]. AIAA-82-1054, 1982.

