

文章编号: 1000-8055(2009)02-0365-06

浮环轴承非线性耦合动力润滑特性

杨金福¹, 陈 策¹, 袁 平², 吴文峰², 董春伟³

- (1. 中国科学院 工程热物理研究所; 北京 100190;
2. 哈尔滨东安发动机有限(集团)公司 哈尔滨 150066;
3. 华北电力大学 能源动力工程学院, 北京 102206)

摘 要: 针对浮环轴承-柔性转子结构的某型微型燃机实验结果的分析, 结合浮环轴承非线性耦合动力润滑的机理研究, 进一步研究与探讨了浮环轴承流固耦合润滑的非线性行为. 给出了浮环轴承存在的五种典型非线性振动的频率特征, 阐明了转子临界区域工频振动特征与转子涡动频率谐波振动特征的区别与联系, 同时也明确了相应的振动抑制或消除的措施及方法. 根据单膜润滑油膜承载能力及涡动速度的解析表达式, 论证了浮环轴承半速涡动的频率特征及其稳定性. 试验证明, 浮环内、外油膜半速涡动与油膜振荡现象的涡动比接近于 0.5 与 0.3, 并且理论与实验具有很好的一致性. 这为浮环轴承的设计及性能研究提供了相应理论与实验的依据.

关 键 词: 浮环轴承; 柔性转子; 非线性; 润滑机理

中图分类号: TH117

文献标识码: A

Research on nonlinear fluid-solid interaction dynamic lubrication in floating ring bearings

YANG Jin-fu¹, CHEN Ce¹, YUAN Ping²,
WU Wen-feng², DONG Chun-Wei³

- (1. Institute of Engineering Thermophysics,
Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;
2. Harbin Dongan Engine (Group) Company Limited, Harbin 150066, China;
3. Institute of Power Engineering, North China Electric Power University,
Beijing 102206, China)

Abstract: An experiment of floating ring bearings and flexible rotor in a micro turbo-engine was presented. Some nonlinear behaviors of fluid-solid interaction in floating bearings were studied. And nonlinear frequency characteristics of five typical vibrations in floating ring bearings were presented. Furthermore, the difference and correlation between power frequency characteristic in critical speed range and whirl frequency harmonic response characteristic were illustrated. At the same time, the method to control vibration and to eliminate whirl was described. Based on the analytical expressions of load capacity and whirl frequency in single oil film lubrication bearings, the stability of floating ring bearings was analyzed. The experiment shows that the whirl ratios of outer and inner oil film in floating ring bearings approach 0.5 and 0.3, respectively, in squeezing vibration, which matches the theoretical analysis considerably. This research provides experimental and theoretical evidence for

收稿日期: 2008-01-03; **修订日期:** 2008-06-10

作者简介: 杨金福, 男, (1961 -), 黑龙江哈尔滨人, 研究员, 博士, 主要从事滑动轴承、转子动力学及流固耦合调频技术的研究.

E-mail: yangjinfu@mail.etp.ac.cn

future floating ring bearings design and performance research.

Key words: floating ring bearings; flexible rotor; nonlinear; lubrication mechanism

高转速、大跨度、柔性转子、轻结构是近年来的发展趋势,尤其是在涡轮增压器、微型燃气轮机、透平膨胀机等领域具有良好的性能优势,但是,它在提高性能的同时也引起更为严重的非线性失稳问题,则需要更深入地进行理论与实验的研究才能解决^[1-3].

浮环轴承被浮环隔开的双膜润滑的轴承,其尺寸小、结构简单、磨损小、效率高.设计良好的浮环轴承,在相同的承载能力下,比普通轴承的功耗低 20 %~30 %^[4].长期以来,浮环轴承的润滑理论模型及数值分析的研究,由于模型简化等因素的影响,与实际情况相差较远,因此浮环轴承的设计以经验为主,难以达到最优状态^[5-6].

本文根据浮环轴承-柔性转子系统稳定性的试验结果,对浮环轴承非线性流固耦合动力润滑特性做了进一步分析与探讨,给出浮环轴承典型内外油膜半速涡动及谐波振荡的非线性特征,为今后浮环轴承的设计及性能分析提供相应的实验依据.

1 某型微型燃气轮机转子与浮环的结构和振动测试系统

某微型气轮燃机的转子结构如图 1 所示,转子设计的各阶临界转速见表 1.轴承采用全浮环轴承支撑的结构形式,如图 2 所示.浮环轴承结构设计参数见表 2,油质为航空 20 号润滑油,油压为 0.5 MPa.

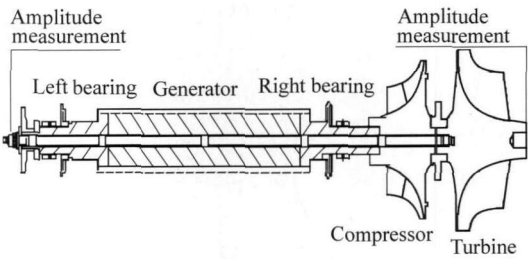


图 1 微型燃气轮机转子轴承结构简图
Fig.1 Micro turbine engine rotor-bearing schematic diagram

冷态实验过程中,转子由变频调速电机拖动.每个测振位置均设两个涡流传感器,分别测量转轴水平和垂直方向上的振动位移信号,相位及转速信号在电机端部测量.

表 1 转子结构各阶临界转速
Table 1 Rotor design critical speeds

各阶临界转速	数值
1 阶刚性临界转速/ (r/ min) ; 频率/ Hz	3 568; 59.5
2 阶刚性临界转速/ (r/ min) ; 频率/ Hz	5 864; 97.7
1 阶弯曲临界转速/ (r/ min) ; 频率/ Hz	19 244; 320.7
2 阶弯曲临界转速/ (r/ min) ; 频率/ Hz	67 430; 1123.8

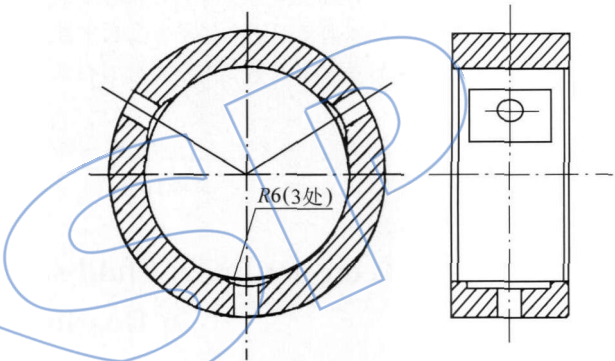


图 2 浮环轴承结构图
Fig.2 Floating ring bearing geometry

表 2 浮环轴承结构设计参数
Table 2 Floating ring bearing geometric parameters

参数	左轴承	右轴承
	内膜/ 外膜	内膜/ 外膜
直径/ mm	28/ 38	28/ 38
长度/ mm	20/ 20	18/ 18
间隙/ mm	0.042~0.051/	0.042~0.051/
	0.055~0.066	0.055~0.066
浮环厚度/ mm	5/ 5	5/ 5

2 微型燃气轮机的浮环轴承-转子系统试验

升速过程的工频振幅-转速瀑布图,如图 3 所示.振动 1 X 分量相对较小,工频振幅在转速 18 000~19 000 r/ min,就突然增大.转速一直未能冲过 19 000~21 000 r/ min,就产生低频振荡导致动静部件碰摩故障而被迫停机.

表 3 给出了转子升速过程中的转速、工频及

振幅、低频及振幅和涡动比的数据. 试验数据表明:在整个升速过程中,根据工频振幅、低频振幅和涡动比的变化情况,可以将整个试验过程分为 5 个典型区域:即临界转速区域、内膜半速涡动区域、内外膜涡动过渡区域、外膜半速涡动区域、油膜承载失效区域. 根据实验测试结果的分析可知,工频振幅-转速曲线如图 4;低频振幅-转速曲线如图 5 所示;涡动比-转速曲线如图 6 所示.

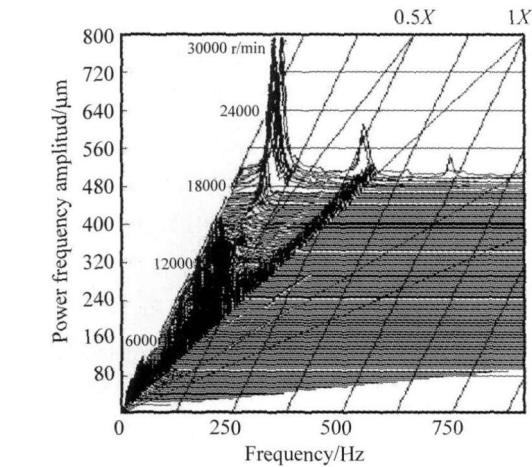


图 3 工频振幅-转速瀑布图

Fig. 3 Waterfall of power frequency amplitude versus rotor speed

表 3 转子升速过程振动测试的结果
Table 3 Data of typical phases

转速 / (r/min)	工频 振幅/ (μm)	低频 振幅/ (μm)	涡动比	阶段
3 125	52.1/165			第一
4 563	76.0/216	58.0	0.76	
5 084	84.7/257	57.8/57	0.68	
6 015	100.2/314	68.3/77	0.68	
7 900	131.7/161	83.8/51	0.64	
8 156	135.9/148	69.2/161	0.51	第二
8 422	140.4/140	71.5/249	0.51	
9 017	150.3/121	76.5/293	0.51	
10 834	180.6/77	91.9/90	0.51	第三
10 972	182.9/79	74.8/35	0.41	
14 858	247.6/73	78.8/37	0.32	
15 368	256.1/80	76.8/58	0.30	第四
16 949	282.5/80	82.2/93	0.29	
17 730	295.5/94	83.3/408	0.28	
18 507	308.4/61	86.9/694	0.28	第五
18 633	310.6/202	98.8/1113	0.32	
18 785	313.1/229	99.6/1000	0.32	

在临界转速区域(5 084~7 900 r/min),涡动比为 0.64~0.68,最大工频振幅 314 μm(转速 6 015 r/min),体现出通过临界转速时候工频明显增大的情况,而最大低频振幅仅为 77 μm,低频涡动影响较小.

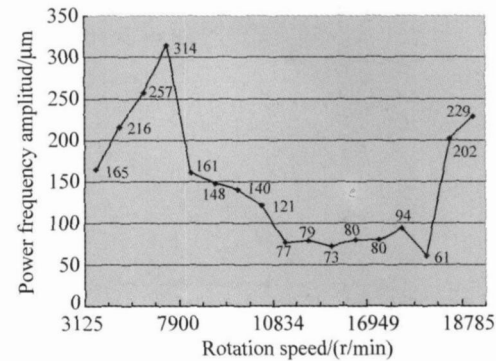


图 4 工频振幅-转速曲线

Fig. 4 Power frequency amplitude-rotor speed curve

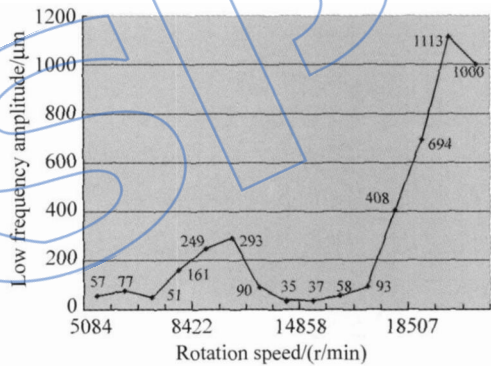


图 5 低频振幅-转速曲线

Fig. 5 Low frequency amplitude-rotor speed curve

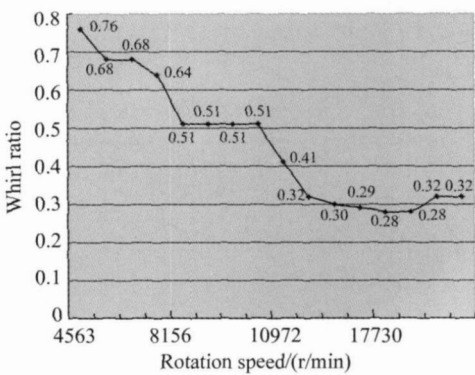


图 6 涡动比-转速曲线

Fig. 6 Whirl ratio-rotor speed curve

在内膜半速涡动区域(转速 8 196~10 834 r/min),涡动比保持在 0.51,体现出半速涡动特性,如图 7 所示;工频振幅不断减小,当转速达到 10 834 r/min 的时候,工频振幅降低到 77 μm;而低频振幅相比临界转速区域,有了很大的增加,最大

低频振幅为 $293\mu\text{m}$ (转速 9017 r/min) .

之后,进入内外油膜涡动过渡区域 (转速 $10972\sim14858\text{ r/min}$) ,涡动比不断减小, $0.41\sim0.32$,这个阶段工频和低频振幅都较小,最大工频振幅为 $79\mu\text{m}$ (10972 r/min) ,最大低频振幅为 $37\mu\text{m}$ (14858 r/min) .

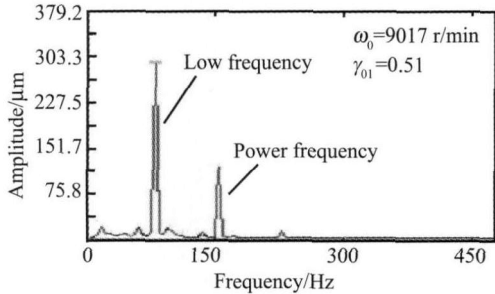


图 7 内膜半速涡动及振荡的幅频特性

Fig. 7 Amplitude-frequency plot in the inner film whirl motion phase

在外膜半速涡动区域 (转速 $15368\sim18507\text{ r/min}$) ,涡动比保持在 $0.28\sim0.3$ 之间,这个区域工频振幅不大,最大工频振幅为 $94\mu\text{m}$ (17730 r/min) .在转速达到 18507 r/min 的时候,最大低频振幅达到 $694\mu\text{m}$,远大于内膜半速涡动区域的最大振幅.说明外膜发生半速涡动时候,低频振动要比内膜半速涡动时刻强烈的多,系统稳定性也更差,如图 8 所示.

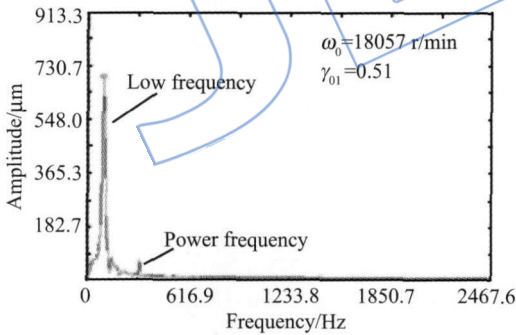


图 8 外膜半速涡动及振荡的幅频特性

Fig. 8 Amplitude-frequency plot in the outer film whirl motion phase

在油膜承载失效区域 (转速 $18633\sim18785\text{ r/min}$) ,涡动比保持在 0.32 ;低频振幅达到整个升速过程的最大值,最大低频振幅 $1113\mu\text{m}$ (18633 r/min) ;工频振幅也较大,此时由于低频振动过大导致承载失稳而碰摩.

显然,浮环轴承-柔性转子结构的五种典型非线性振动的频率特征,只有转子临界频率的工频振动特征,主要是涉及转子结构及质量不平衡的

问题,可以采用动平衡的方法来解决,而内、外油膜半速涡动与油膜振荡的振动特征,则主要是涉及浮环轴承内外油膜涡动力问题,因此不能直接采用动平衡措施来抑制,只能是采取控制转子涡动频率的调频方法来消除.

3 浮环轴承涡动特性分析

对于浮环轴承-柔性转子的轴系结构,轴承油膜力引起的转子运动失稳现象更为突出,直接关系到轴系的安全可靠运行.浮环轴承失稳都是伴随涡动与振荡现象发生.前者油膜涡动与油膜振荡的区别是油膜涡动的频率随转速的升高而升高,后者则是油膜振荡频率不随其转速而变化.

由浮环轴承动力润滑机理的分析可知,由于浮环以一定转速旋转,相应地减少了与轴颈和轴瓦之间的相对速度,从而可减小剪切力引起的摩擦损失.高速旋转滑动轴承-转子的结构都普遍存在三种不同性质的作用力,即质量偏心引起的离心力 F_m ,与油膜相互平衡作用的载荷力 W ,油膜动力润滑产生转子涡动效果的力 F_t ,在这三种力的作用下,轴颈分别产生了同频涡动,平衡点附近的径向振动,和油膜涡动,如图 9 所示.因此,轴颈涡动轨迹则是由 W , F_m , F_t 三种力耦合作用的结果.

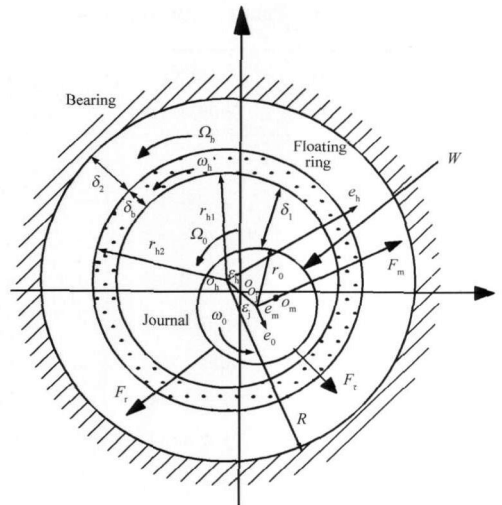


图 9 浮环轴承润滑

Fig. 9 Force and motion diagram for FRB

浮环自旋转速 ω_h 与轴颈自旋 ω 及质量偏心引起同频涡动 Ω_m 的旋转方向相同,浮环自旋转速 ω_h 与浮环涡动 Ω_e 转速的方向也一致,但轴颈的总体涡动 Ω_0 (总体涡动频率 $\Omega_0 = \Omega_m + \Omega_e$, Ω_e 是由于油膜涡动力造成的涡动频率)效应也会带动浮环转速升高,反之则会产生降低浮环转速

的效应,并且浮环重量增加也会降低浮环的涡动转速 Ω_h 。

因此浮环轴承内膜承载能力取决于 $(r_0\omega_h + e_0\Omega_m) - (r_h\omega_h + e_h\Omega_h)$ (其中 e_h 为浮环涡动半径),而外膜承载仅取决于 $(r_h\omega_h + e_h\Omega_h)$ 。

根据文献[7]推导单润滑油膜承载及涡动频率的解析表达式

$$\Omega = \frac{f_1}{f_2}\omega + \frac{f_3}{f_2}\frac{d\varepsilon}{dt} + \frac{\pi}{2\mu f_2(\frac{L}{D})^2}p_a - \frac{W}{\mu f_2(\frac{L}{D})^2} \quad (1)$$

给出以上方程的目的是,以单油膜方程为基础,在内外两个油膜分别应用此方程,以便分析内外油膜的涡动特性。

在临界转速区域,浮环轴承的振动主要来自于轴系通过临界转速时候的同频涡动。根据方程(1),此时系统的频率特征主要体现在油膜挤压特征 $d\varepsilon/dt$ 。

在内膜半速涡动转速区域,对内膜应用方程(1),有

$$\Omega_i = \frac{f_1}{f_2}\omega + \frac{f_3}{f_2}\frac{d\varepsilon}{dt} + \frac{\pi}{2\mu f_2(\frac{L}{D})^2}p_a - \frac{W}{\mu f_2(\frac{L}{D})^2} \quad (2)$$

当内膜发生半速涡动的时候,轴颈涡动 Ω_i 与轴颈自旋 ω 的转速之比(内膜涡动频率比 $\gamma_{01} = \Omega_i/\omega$)为 $\gamma_{01} = \Omega_i/\omega \approx 0.5$ 。

根据文献[7],由于 $f_1/f_2 \approx 0.5$,所以 $f_1\omega - f_2\Omega_i \approx 0$ 。

因此得到 $\Omega_i = \omega + \Omega_h$,也就是浮环的自转速度加上它的涡动速度等于轴颈涡动速度,此时浮环绝对速度和轴颈涡动速度相等,相对速度为零,对于内膜来说,只有轴颈自身的自转产生润滑效应。轴颈涡动与浮环转动相对静止。根据方程(2),内膜的承载只有依靠挤压和静载,自转和涡动效应相互抵消,使得内膜承载能力相对降低。轴承载荷则靠浮环及外油膜的挤压阻尼来承担,并且浮环外膜承载面积要大于内膜承载面积,由此提高了轴承的抗扰动性能。根据方程(2),承载为

$$W \approx \mu(\frac{L}{D})^2 f_3 \frac{d\varepsilon}{dt} + \pi p_a/2。$$

在外膜半速涡动区域内,根据牛顿粘性定律:

$\tau = \mu \frac{dv}{dr} S$ (黏性力等于粘度、面积和法向速度梯度的乘积),以及浮环内外环摩擦力相互平衡的条件为

$$\mu \frac{r_{h2}\omega_h + e_h\Omega_h}{R - r_{h2}} D_{h2}\pi B = \mu \frac{(r_0 + e_m)\omega - (r_{h1}\omega_h + e_h\Omega_h)}{r_{h1} - r_0} D_{h1}\pi B \quad (3)$$

式中 D_{h1} , D_{h2} 分别为浮环的内外直径; r_{h1} , r_{h2} 分别为浮环的内外半径; B 为浮环宽度。取浮环轴承内外间隙分别为 δ_1 , δ_2 ; 浮环厚度为 δ_0 ; 质量偏心距(轴颈几何中心和质量中心的距离)为 e_m 。由此可知 $r_{h2} = r_{h1} + \delta_0$; $r_{h1} = r_0 + \delta_1$; $r_{h2} = r_0 + \delta_1 + \delta_0$; $R - r_0 = \delta_1 + \delta_0 + \delta_2$; 并代入(3)式,在考虑到 $r_0 \gg e_h$, $r_0 \gg e_m$, $\frac{r_0 + \delta_1}{r_0} \approx 1$, $\frac{r_{h1}}{r_{h2}} \approx 1$, 简化后整理得到浮环转速为

$$\omega_h = \frac{\delta}{\delta_1 + \delta_2}\omega \quad (4)$$

对外膜应用方程(1),可得

$$\Omega_h = \frac{f_1}{f_2}\omega + \frac{f_3}{f_2}\frac{d\varepsilon}{dt} + \frac{\pi}{2\mu f_2(\frac{L}{D})^2}p_a - \frac{W_0 + W_h}{\mu f_2(\frac{L}{D})^2} \quad (5)$$

类似内膜的分析,浮环外油膜产生半速涡动的条件 $\Omega_h = \frac{1}{2}\omega_h$,可以得到相应的外膜涡动频率比(也就是环速比) $\gamma_{02} = \Omega_h/\omega$ 。

由式(4)和式(5),得到

$$\gamma_{02} = \frac{\Omega_h}{\omega} = \frac{\delta}{2(\delta_1 + \delta_2)} \quad (6)$$

可见,浮环外膜半速涡动时刻的环速比主要是由内外膜半径间隙所确定。根据浮环轴承结构设计表2给出的内外膜的设计参数,计算得到浮环外膜半速涡动时刻的对应环速比 $\gamma_{02} \approx 0.28 \sim 0.3$ 。

同理,当内外油膜作用到浮环的油膜力和摩擦力矩达到平衡时,浮环在固定的内外膜涡动比(γ_{01} , γ_{02})下运行,对外膜应用方程(1),外膜的涡动和自转效应抵消,此时浮环外油膜承载主要来自轴颈载荷 W_0 和浮环的质量 W_h ,根据方程(5)和(6),相应的外油膜的涡动方程为

$$\Omega_h = \frac{f_1\delta}{f_2(\delta_1 + \delta_2)}\omega + \frac{f_3}{f_2}\frac{d\varepsilon}{dt} - \frac{W_0 + W_h}{\mu f_2(\frac{L}{D})^2} \quad (7)$$

由式(5)和(7)可见,随着轴颈自旋转速 ω 的提高,轴颈涡动速度 Ω_i 和浮环自旋转速 ω_h 随之提高,使得浮环涡动速度 Ω_h 也在逐步提高;浮环的涡动转速与轴颈的转速成正比,并且轴颈载荷与浮环的重力载荷越大,浮环的涡动转速就越低;当浮环涡动 Ω_h 与轴颈自旋 ω 的转速之比接近

$\frac{f_1 \delta}{f_2 (\delta_1 + \delta_2)}$ 时,自转和涡动效应相互抵消,挤压和静压效应明显.外膜的承载与稳定性都会显著降低.

显然,浮环的内膜与外膜各自按单油膜机理润滑,而不具备同时失稳条件.内膜产生半速涡动的条件是 f_1/f_2 ,外膜产生半速涡动的条件则是 $\frac{f_1 \delta}{f_2 (\delta_1 + \delta_2)}$,此时内膜(外膜)涡动和自转效应相互抵消,而积压振荡效应明显;使得内膜(外膜)产生挤压振荡而强迫外膜(内膜)做同频振动的阻尼效果.

4 结 论

本文根据浮环轴承-柔性转子结构的某型微型燃机的实验结果,结合浮环轴承动力润滑的机理研究,研究与探讨了浮环轴承非同频涡动的动力学特征.

主要结论是:内膜半速涡动的时候,系统并不失稳,说明内膜产生半速涡动的时候,外膜就充当内膜引起的同频振动的阻尼器,并且提供有效的承载;而在外膜半速涡动的情况下,系统内膜承载不足,稳定性降低,最终承载失效而进入碰摩,此时涡动比略微升高,而且是普遍现象.因此,在浮环轴承润滑中,内膜发生半速涡动而外膜作为承载和阻尼的情况,比外膜发生半速涡动,而内膜作为承载和阻尼的情况,稳定性要好.

由于实验条件限制,只能测量轴颈的转速和涡动频率而不能得到浮环的转速和涡动频率,所以根据表3的实验数据,观察到发生内膜半速涡动和外膜半速涡动的时刻,涡动比分别大约是0.5

和0.3.通过对内外油膜分别应用涡动频率方程,而得到了对于这种现象的理论分析结果,与试验数据吻合.

参考文献:

- [1] 闻邦椿.故障旋转机械非线性动力学近期研究综述[J].振动工程学报,2004,17(增刊):1-5.
WEN Bangchun. Fault turbo machinery nonlinear dynamics recent research report[J]. Journal of Vibration Engineering, 2004, 17(Supplement): 1-5. (in Chinese)
- [2] 王正,李苹.转子动力学展望[J].哈尔滨工业大学学报,1988,30(增刊):1-4.
WANG Zheng, LI Ping. Prospect of rotor dynamics[J]. Transaction of Harbin Institute of Technology, 1988, 30(Supplement): 1-4. (in Chinese)
- [3] 黄文虎,武新华,焦映厚,等.非线性转子动力学研究综述[J].振动工程学报,2000,13(4):497-509.
HUANG Wenhua, WU Xinhua, JIAO Yinghou, et al. Review of nonlinear rotor dynamics[J]. Journal of Vibration Engineering, 2000, 13(4): 497-509. (in Chinese)
- [4] 郑惠萍.滑动轴承不平衡转子系统非线性动力学稳定性及其稳定裕度的研究[D].天津:天津大学,2000:2-3.
ZHENG Huiping. Sliding bearings and imbalanced rotor nonlinear dynamic stability and its stability margin[D]. Tianjing: Tianjing University, 2000: 2-3. (in Chinese)
- [5] 虞烈,刘恒.轴承-转子系统动力学[M].西安:西安交通大学出版社,2001:261-283.
YU Lie, LIU Heng. Bearing-rotor dynamics[M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001: 261-283. (in Chinese)
- [6] 闻邦椿,顾家柳,夏松波,等.高等转子动力学[M].北京:机械工业出版社,2000:140-183.
- [7] YANG Jinfu, YANG Kun, YANG Shengbo, et al. A criterion for evaluation stability of journal bearings-rotor system[R]. ASME Turbo. Expo., GT2008-50252, 2008.