DOI: 10.3901/JME.2020.09.118

流固耦合作用下可倾轴承瓦块颤振失稳研究*

赖勇能¹ 李庆峰² 仇健海² 杨建刚¹

(1. 东南大学火电机组振动国家工程研究中心 南京 210096;

2. 中国舰船研究设计中心 上海 201108)

摘要: 以某试验台可倾轴承为对象, 考虑瓦块与轴颈之间的运动耦合关系, 建立可倾轴承油膜-瓦块流固耦合动力学模型。采用 Newmark- β 法求解可倾瓦块动态响应, 得到升速过程中瓦块摆角及位移的波形、频谱。研究发现, 在一定条件下, 可倾轴承上瓦块会失去稳定位置, 绕其支点作摆动及径向移动, 导致瓦块颤振。随着转速升高, 颤振幅度增大, 一定转速后出现频率锁定现象, 增加预载荷可以抑制瓦块颤振。计算和试验观测到的瓦块颤振特征相似。针对某台 660 MW 机组发生的不稳定振动故障进行了分析, 发现颤振导致瓦背制动弹簧断裂, 加剧了瓦块颤振, 引发大幅振动, 进而导致进油边乌金损坏、柱销及柱销孔磨损。通过增加预载荷及更换弹簧, 解决了该机组不稳定振动问题。

关键词: 可倾轴承; 流固耦合; 颤振失稳; 预载荷

中图分类号: TG156

Research on the Flutter Instability Vibration of Tilting Pad Journal Bearing Considering Fluid-structure Interaction

LAI Yongneng¹ LI Qingfeng² QIU Jianhai² YANG Jiangang¹

(1. National Engineering Research Center of Turbo Generator Vibration, Southeast University, Nanjing 210096;

2. Shanghai Division, China Ship Development and Design Center, Shanghai 201108)

Abstract: Taking a tilting pad journal bearing of a test-bed as the research object, a dynamic model considering the coupling motion between pad and journal is established. The tilting pad response is solved by Newmark- β method. The waveform and frequency spectrum of pad swing angle and displacement during start up process are obtained. Results show that flutter caused by swing angle and displacement of pad will occur on certain conditions. The flutter amplitude increases as the rotation speed is increased. Frequency locking phenomenon occurs after a certain speed. The flutter instability can be controlled by increasing pad preload. The theoretical calculation results are consistent with the experiment results. Through the unstable vibration fault analysis of a 660 MW turbogenerator unit, it is found that flutter caused the breakage of the spring on the back of the pad. The broken spring aggravates the flutter of the pad and causes the large vibration. It results in the damage of babbitt on oil inlet edge, eccentric abrasion of pins and pin holes. The problem can be solved by increasing pad preload and replacing the broken spring.

Key words: tilting pad journal bearing; fluid-structure interaction; flutter instability; preload

0 前言

可倾轴承因其瓦块能够随载荷、转速变化绕其支点做自适应摆动, 减小了切向力, 具有比固定瓦块轴承更高的稳定性^[1-2], 在大型旋转机械上得到广泛应用。

近年来在一些机组的可倾轴承上陆续发生了不

稳定振动故障。某电厂 9FA 燃气轮机发电机组高压转子轴承发生了以 25 Hz 分量为主的低频振动, 导致机组跳闸^[3]。某亚临界 330 MW 汽轮机组低压转子轴承在高负荷运行时突发以半频为主的低频振动^[4]。某西门子 9F 燃气轮机 6 号轴承在 SSS 离合器啮合或脱扣期间低频振动突变^[5]。某台 350 MW 汽轮发电机组检修后开机时 5 号轴承发生低频振动突变而被迫停机^[6]。上述故障经诊断均为可倾轴承油膜失稳。通过减小轴承顶隙、增大轴承侧隙、抬高轴承标高等方法消除了不稳定振动^[7-8]。

然而, 还有一些机组可倾轴承上发生的振动故

* 国家自然科学基金资助项目(51575105)。20190530 收到初稿, 20200108 收到修改稿

障,也具有低频及突发性等特征,与油膜失稳很相似,但又不完全相同。例如,油膜失稳易造成轴承下瓦疲劳损伤^[9],而某电厂 300 MW 机组却出现可倾轴承上瓦损伤和柱销断裂故障^[10]。油膜失稳通常表现为低频为 $0.5X$ ^[11],而某 70 MW 汽轮机组轴承振动频谱中出现了 $0.313X$ 频率分量^[12]。某 600 MW 核电汽轮机组 3 号瓦轴承振动出现了 6.25 Hz、22 Hz 低频分量^[13]。随着上述难以用油膜失稳理论解释的可倾轴承故障现象的增多,该问题正在得到重视。有学者指出这种现象与瓦块颤振有关^[14]。瓦块颤振是一种瓦块在柱销、支点、轴颈约束下作往复径向移动、摆动的现象。文献[15-16]研究了可倾轴承结构参数对瓦块摆角的影响,发现瓦块摆角与偏心及间隙比有关,与转速、粘度等无关。文献[17]研究了升速过程中可倾轴承上瓦块动态响应,发现瓦块不稳定振动频谱中有明显的低频成分,一定转速后出现了频率锁定现象,其对应幅值随转速增加而增大。文献[18]研究了上瓦进油边收敛油楔形状改变对不稳定振动的影响。

本文建立可倾轴承油膜-瓦块流固耦合动力学模型,以某可倾轴承为例,计算分析升速过程中瓦块动态响应情况,研究预载荷及转速对可倾瓦块不稳定振动的影响,解释了某 660 MW 汽轮机组可倾瓦块不稳定振动故障现象。

1 油膜-瓦块流固耦合分析模型

1.1 全局坐标系与局部坐标系

以单瓦块为例进行分析,建立如图 1 所示可倾轴承单瓦块坐标系统。图中 O_0 为瓦块支点, O 为轴承中心, O_j 为轴颈中心, O_1 、 O_2 分别为瓦块初始位置与摆动后中心。 R 为轴颈半径, R_p 为瓦块内径, R_B 为各瓦块支点处内瓦面公切圆半径, d 为瓦块厚度, $\delta = R_p - R_B$ 为瓦块预载量, θ_m 为瓦块支点周向位置角, γ_m 为瓦块摆角, ψ 为弹簧作用点到支点弧角, α_m 、 β_m 分别为瓦块出油边、进油边到支点弧角。

如图 1 所示,以轴承中心 O 为原点,建立坐标系 XOY ,以此作为可倾轴承全局坐标系。以瓦块没有摆动时的中心 O_1 为原点,瓦块中心 O_1 指向支点 O_0 为正方向,建立局部坐标系 $\xi_1 O_1 \eta_1$ 。以摆动后的瓦块中心 O_2 为原点,以 O_2 指向支点 O_0 为正方向,建立固结于瓦块的局部坐标系 $\xi_2 O_2 \eta_2$ 。

局部坐标系与全局坐标系间转换关系为

图 1 可倾轴承单瓦块模型示意图

$$\begin{cases} \begin{pmatrix} \xi_1 \\ \eta_1 \end{pmatrix} = \mathbf{P} \begin{pmatrix} e_0 \cos \varphi_0 + \delta \sin \theta_m \\ e_0 \sin \varphi_0 - \delta \cos \theta_m \end{pmatrix} \\ \mathbf{P} = \begin{pmatrix} \cos \theta_m & \sin \theta_m \\ -\sin \theta_m & \cos \theta_m \end{pmatrix} \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} \begin{pmatrix} \xi_2 \\ \eta_2 \end{pmatrix} = \mathbf{Q} \begin{pmatrix} \xi_1 - (R_p + d) \\ \eta_1 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} R_p + d \\ 0 \end{pmatrix} \\ \mathbf{Q} = \begin{pmatrix} \cos \gamma_m & \sin \gamma_m \\ -\sin \gamma_m & \cos \gamma_m \end{pmatrix} \end{cases} \quad (2)$$

式中, e_0 、 φ_0 分别为轴颈中心在全局坐标系中偏心距及偏位角; $\mathbf{P}$ 、 $\mathbf{Q}$ 为坐标系变换基底; (ξ_1, η_1) 、 (ξ_2, η_2) 分别表示轴颈中心 O_j 在局部坐标系 $\xi_1 O_1 \eta_1$ 、 $\xi_2 O_2 \eta_2$ 中坐标。

1.2 油膜力计算

局部坐标系 $\xi_2 O_2 \eta_2$ 中轴颈中心 O_j 坐标为

$$\begin{cases} \xi_2 = e_0 \cos(\theta_m - \varphi_0 + \gamma_m) + (R_p + d)(1 - \cos \gamma_m) - \delta \sin \gamma_m \\ \eta_2 = -e_0 \sin(\theta_m - \varphi_0 + \gamma_m) + (R_p + d) \sin \gamma_m - \delta \cos \gamma_m \end{cases} \quad (3)$$

轴颈偏心率 e_2 和偏位角 φ_2

$$\begin{cases} e_2 = \sqrt{\xi_2^2 + \eta_2^2} \\ \tan \varphi_2 = \eta_2 / \xi_2 \quad \varphi_2 \in [0, 2\pi) \end{cases} \quad (4)$$

油膜厚度为

$$h = c + e_2 \cos(\theta - \varphi_2) \quad \theta \in [\Phi_{a1}, \Phi_{a2}] \quad (5)$$

式中, $c = R_p - R$ 为轴承半径间隙; $\Phi_{a1} = 3\pi/2 - \alpha_m$ 、 $\Phi_{a2} = 3\pi/2 + \beta_m$ 分别为瓦块出油边、进油边周向位置角。

局部坐标系下 Reynolds 方程为

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial y} \left(H^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \lambda} \right) = 3 \frac{\partial H}{\partial \theta} + \frac{6}{\Omega} \frac{\partial H}{\partial t} \quad (6)$$

式中, $H = h/C$ 为无量纲油膜厚度; h 为油膜厚度; D 为轴颈直径; L 为轴承宽度; η 为润滑油动力粘度; Ω 为轴转动频率; $\lambda = 2z/L$ 为轴承宽度方向无量纲长度; $\bar{p} = p/[2\Omega\eta(R/C)^2]$ 为无量纲油膜压力。

选用雷诺边界条件, 采用中心差分法求解得到局部坐标系中压力分布, 积分求得局部坐标系下油膜合力矩及合力

$$\begin{cases} M_0 = \int_{-B/2}^{B/2} \int_{\phi_{a1}}^{\phi_{a2}} R \sin(3\pi/2 - \theta) p R d\theta dy \\ F_{\xi 2} = + \int_{-B/2}^{B/2} \int_{\phi_{a1}}^{\phi_{a2}} p R \sin \theta d\theta dy \\ F_{\eta 2} = - \int_{-B/2}^{B/2} \int_{\phi_{a1}}^{\phi_{a2}} p R \cos \theta d\theta dy \end{cases} \quad (7)$$

将局部坐标系下的油膜力和力矩转换到全局坐标系

$$\begin{cases} M = M_0 \\ \begin{bmatrix} F_X \\ F_Y \end{bmatrix} = \mathbf{Q}^{-1} \mathbf{P}^{-1} \begin{bmatrix} F_{\xi 2} \\ F_{\eta 2} \end{bmatrix} \end{cases} \quad (8)$$

1.3 油膜-可倾瓦块流固耦合动力学模型

图 2 给出了某四瓦可倾轴承装配图。轴承上瓦瓦背出油侧安装有制动弹簧。轴承上瓦受到重力、油膜力、瓦背制动弹簧反作用力复合作用。

图 2 可倾轴承装配图

瓦背制动弹簧反作用力为

$$F_2 = \begin{cases} k[C_r - C_0] & C_r \geq C_0 \\ 0 & C_r < C_0 \end{cases} \quad (9)$$

式中, k 、 C_0 分别为制动弹簧刚度、初始间隙; 制

动弹簧与瓦背实际间隙 C_r 表达式为

$$C_r = \gamma_m(R_p + d)\psi + \delta_m \quad (10)$$

考虑瓦块径向运动及摆动, 瓦块双自由度系统动力学方程为

$$\begin{cases} m\ddot{\delta}_m + c_1\dot{\delta}_m = F_m(\delta_m, \dot{\delta}_m, \gamma_m, \dot{\gamma}_m) + F_2 \cos \psi + mg \sin \theta_m \\ I\ddot{\gamma}_m + c_2\dot{\gamma}_m = M_m(\delta_m, \dot{\delta}_m, \gamma_m, \dot{\gamma}_m) + \psi(R_p + d)F_2 \end{cases} \quad (11)$$

式中, δ_m 、 γ_m 分别为瓦块径向位移、摆角; F_m 、 M_m 分别为油膜施于瓦块合力径向分量、合力矩; c_1 、 c_2 分别为阻尼系数; m 、 I 分别为瓦块质量、转动惯量。

1.4 响应计算方法流程

采用 NewMark- β 法计算振动响应, 时间步长设为 1×10^{-5} s, 积分参数 γ 、 β 均为 0.5, 位移、摆角初始值均为 0。

计算时, 首先根据瓦块径向位移及摆角, 计算局部坐标系下油膜厚度分布; 然后计算局部坐标系下瓦块所受油膜力、力矩及制动弹簧反作用力; 最后根据 NewMark- β 法计算下一时刻瓦块径向位移与摆角。如此循环, 计算求得瓦块各时刻位移、摆角。

2 可倾轴承瓦块不稳定振动现象分析

2.1 计算分析

文献[17]针对可倾轴承不稳定振动展开了试验研究。为使计算具有可比性, 本文计算以该轴承作为本文研究对象, 轴承参数如表 1 所示。

表 1 试验轴承参数表

直径 D/mm	长度 L/mm	半径 间隙 C/mm	瓦块 数量 N	瓦块 张角 $\alpha/(\circ)$	瓦块 厚度 d/mm	弹簧 作用角 $\psi/(\circ)$
300.91	149.80	0.45	6	54	50	20

图 3 给出了转速分别为 1 620 r/min、2 400 r/min、2 700 r/min、3 000 r/min 时瓦块摆动及径向位移频谱。低转速时, 瓦块振动很小。转速较高时, 瓦块出现不稳定的摆动和径向运动, 其频率为 22 Hz 左右。

图 4 和图 5 给出了升速过程中瓦块摆角及径向位移瀑布图, 图 6 给出了瓦块摆角及径向位移幅值随转速变化情况。转速升高至 1 080 r/min 左右, 瓦块不稳定振动现象越来越明显, 出现较大的 0.5X 左右低频分量。转速升至 2 200 r/min 左右, 随着转速升高, 不稳定振动频率被锁定在 22 Hz 左右, 但该频率对应的振动幅值增加。

图3 瓦块各转速动态响应频谱变化

图4 瓦块摆动频率瀑布图计算结果

图5 瓦块径向位移频率瀑布图计算结果

文献[17]在6瓦可倾轴承正上方瓦块背部装载加速度传感器,测试瓦块在升速过程中动态响应。图7给出了试验测得升速过程中瓦块摆角随转速变化情况。转速升高到2000 r/min后,上瓦振动频谱中逐渐出现略低于0.5X低频分量。转速进一步升高至3000 r/min,瓦块动态响应低频频率为24 Hz左右,不随转速变化,但幅值随转速升高而增大。

比较图4、图5和图6可知,计算与实验结果中瓦块不稳定振动随转速变化特征相似。

图6 瓦块振动幅值随转速变化情况

图7 瓦块动态响应频率瀑布图试验结果

2.2 瓦块颤振过程细化分析

图8给出了3000 r/min时不稳定振动发生后瓦块摆动和径向位移时域图。图9给出了瓦块几种典型工作状态。

图8 瓦块动态响应时域图

图9 瓦块动态响应典型状态

瓦块颤振过程 3 个阶段细化分析如下。

(1) 1-2 过程, 瓦块支撑在支点上摆动阶段。状态 1 瓦块与支点接触, 瓦块惯性及油膜力作用下瓦块逆转动方向摆动。

(2) 2-3-4(6-7-8、10-11-12)过程, 瓦块下沉阶段。状态 2 油膜收敛间隙偏出油侧, 瓦块逆转动方向摆动。因瓦块间隙较大, 油膜力小, 重力作用下瓦块下沉。下沉过程中, 油膜收敛间隙向进油侧移动, 瓦块逆转动方向摆动变缓, 摆角最大点状态 3。随着瓦块下沉, 油膜间隙减小, 油膜力增大, 下沉趋势变缓, 顺转动方向力矩越来越大, 摆动速度加剧, 收敛间隙逐渐向出油侧移动。瓦块至下沉最低点状态 4, 摆角接近 0° 。

(3) 4-5-6(8-9-10、12-13-11)过程, 瓦块上浮阶段。状态 4 油膜压力大于重力, 瓦块上浮, 间隙增大, 油膜力矩减小, 瓦块顺转动方向摆动变缓, 直到最大值状态 5 为止, 收敛间隙继续向出油侧移动。油膜压力减小, 瓦块上浮变缓, 瓦块在逆转动方向油膜力矩作用下逆转动方向摆动, 回到径向位移极小值点状态 6。

在此过程中, 瓦块没有固定支点, 在支点上摆动及轴承间隙内多次上下浮动、摆动, 瓦块出现颤振现象。

3 预载荷对瓦块颤振影响

可倾轴承预载荷定义为

$$m_p = 1 - \sigma / C \quad (12)$$

式中, $\sigma = R_B - R$ 为瓦块安装间隙。

图 10 给出了可倾轴承预载荷分别为 0、0.4、0.8 时可倾轴承瓦块径向位移、摆角动态响应时域图。

图 10 不同预载荷情况下瓦块动态响应

(1) $m_p = 0$ 。瓦块出现了不稳定振动, 径向位移与摆动幅度均较大。

(2) $m_p = 0.4$ 。瓦块颤振现象仍然存在, 但径向位移和摆动幅度减小。

(3) $m_p = 0.8$ 。扰动结束后, 瓦块摆角和位移很快恢复到稳定状态, 不稳定振动现象消失。

上述结果表明, 增加可倾瓦块预载荷, 油膜处于良好的挤压承载状态, 油膜压力大于瓦块重力及弹簧反作用力, 瓦块支撑在支点上, 有固定支点, 瓦块颤振故障消除。

4 可倾轴承瓦块颤振故障实例分析

某电厂 2 号汽轮发电机组为 660 MW 超临界汽轮发电机组, 由高中压转子、低压转子 I、II、发电机转子、励磁机轴及 9 个轴承组成。其中低压转子 I 前后 3、4 号轴承为可倾轴承, 轴承装配图如图 2 所示。

图 11 给出了 4 号轴承升降速过程中通频及基频幅值变化情况, 图 12 给出了 x 方向振动瀑布图。转速高于 1 100 r/min 后振动迅速增大, 开始出现低频振动。4 号轴振信号通频幅值远大于工频, 1X 很小, 在转速升高过程中, 低于 0.5 X 低频成分丰富, 高转速时, 该低频对应幅值随转速升高迅速增大, 至 1 390 r/min 因振动过大被迫打闸。

图 11 4 号轴承振动趋势图

图 12 4 号轴承频率瀑布图

根据本文研究结果及 4 号轴承振动特征, 认为可倾轴承出现了瓦块颤振故障, 决定打开轴承检查。

如图 13 所示, 检查发现轴承上瓦进油边乌金碎裂、瓦背制动弹簧疲劳断裂、柱销孔偏摩。

图 13 4 号可倾轴承故障情况

分析发现 4 号轴承预载荷较小, 上瓦块未能良好承载, 发生了颤振失稳, 瓦块作径向运动及摆动, 瓦背制动弹簧在周期性激励作用下, 瓦背制动弹簧疲劳断裂。弹簧断裂后, 瓦块颤振进一步恶化, 导致进油边与轴颈发生碰擦, 进油边乌金疲劳损坏, 柱销与限定瓦块位置的柱销孔碰撞, 导致柱销孔磨损。

经讨论, 决定增大 4 号轴承上瓦块预载荷并更换瓦背制动弹簧, 使上瓦块油膜一直处于良好的挤压承载状态。处理后再次启机, 机组运行平稳, 不稳定振动故障消除。

5 结论

(1) 瓦块颤振是瓦块在柱销、支点及轴颈约束下作不稳定摆动和径向运动的现象。瓦块颤振发生后, 频谱中有低频分量, 高转速时, 幅值随转速升高而增大, 转速高于一定值后出现频率锁定现象。

(2) 瓦块颤振发生后, 易使瓦背制动弹簧疲劳断裂, 导致颤振进一步恶化, 造成进油边乌金损坏, 柱销孔偏摩等故障。

(3) 预载荷对瓦块颤振影响较大, 增加预载荷可以抑制瓦块颤振, 提高可倾轴承稳定性。

参 考 文 献

- [1] 王丽萍, 乔广, 郑铁生, 等. 可倾瓦轴承的完整动力分析模型及计算方法[J]. 机械工程学报, 2008, 44(1): 75-80.
WANG Liping, QIAO Guang, ZHENG Tiesheng, et al. Analysis and calculate model for the complete dynamical coefficients of tilting-pad bearings[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(1): 75-80.
- [2] 张永芳, 肖良君, 李贤伟, 等. 固定瓦-可倾瓦动压气体轴承-转子系统的非线性运动分析[J]. 机械工程学报, 2018, 54(11): 188-196.
ZHANG Yongfang, XIAO Liangjun, LI Xianwei, et al. Analysis of nonlinear motion of a rotor system supported

by fixed-tilting pad self-acting aerodynamic bearings[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(11): 188-196.

- [3] 赵卫正, 陈海鑫, 周仁米, 等. 9FA 燃气轮机可倾瓦油膜涡动故障分析与处理[J]. 燃气轮机技术, 2017, 30(4): 63-65.
ZHAO Weizheng, CHEN Haixin, ZHOU Renmi, et al. Oil whirl analysis and treatment of a tilting pad for 9F gas turbine[J]. Gas Turbine Technology, 2017, 30(4): 63-65.
- [4] 郭玉杰, 刘静宇, 石峰. 某型机组低压转子油膜涡动的分析与处理[J]. 汽轮机技术, 2015, 57(2): 142-144.
Guo Yujie, LIU Jingyu, SHI Feng, et al. The analysis and dispose of oil film whirl on a certain low-pressure rotor[J]. Turbine Technology, 2015, 57(2): 142-144.
- [5] 赵卫正, 童小忠, 王小荣, 等. 西门子 9F 燃机轴系异常振动分析与处理[J]. 燃气轮机技术, 2018, 31(3): 53-58.
ZHAO Weizheng, TONG Xiaozhong, WANG Xiaorong, et al. Analysis and treatment of abnormal vibration of a siemens 9F gas turbine generator unit[J]. Gas Turbine Technology, 2018, 31(3): 53-58.
- [6] 陈阳, 杨建刚. 汽轮发电机组滑动轴承油膜振荡故障的分析与治理[J]. 轴承, 2012, 10(9): 25-28.
CHEN Yang, YANG Jiangang. Analysis and treatment of oil whip fault of sliding bearings in turbo-generator unit[J]. Bearing, 2012, 10(3): 25-28.
- [7] 孙永明, 吴士年, 李海鹏, 等. 离心压缩机可倾瓦轴承油膜失稳解析[J]. 风机技术, 2012, 73(6): 73-90.
SUN Yongming, WU Shinian, LI Haipeng, et al. Analysis of tilting-pad bearing oil-film instability in centrifugal compressor[J]. Chinese Journal of Turbomachinery, 2012, 73(6): 73-90.
- [8] SEUNG Y, YUN S, JUN I Y, et al. Dynamic characteristics of composite tilting pad journal bearing for turbinegenerator applications[J]. Composite Structures, 2018, 107(2017): 94-105.
- [9] 马辉, 李辉, 张素燕, 等. 转子系统二阶油膜失稳故障仿真及试验研究[J]. 机械工程学报, 2013, 49(9): 24-29.
MA Hui, LI Hui, ZHANG Suyan, et al. Simulation and experiment research on the second order oil-film instability fault in a rotor system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(9): 24-29.
- [10] 刘玉智. 青岛电厂 300 MW 机组异常振动的诊断与处理[J]. 振动工程学报, 2004, 17(S): 366-368.
LIU Yuzhi. Abnormal vibration diagnosis and treatment of unit 300 MW in Qindao power plant[J]. Journal of Vibration Engineering, 2004, 17(S): 366-368.

- [11] 杨建刚. 旋转机械振动分析与工程应用[M]. 北京: 中国电力出版社, 2007.
- YANG Jiangang. Rotating machinery vibration analysis and engineering application [M]. Beijing: China Electric Power Press, 2007.
- [12] PAOLO P, ANDREA V, STEVEN C, et al. Case history of pad fluttering in a tilting-pad journal bearing[C]// Glasgow: Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air. 2010: 227-233.
- [13] 王大成, 史庆峰, 王苗苗, 等. 汽轮机可倾瓦轴承低频振动诊断与处理[J]. 核动力工程, 2016, 37(S1): 38-42.
- WANG Dacheng, SHI Qingfeng, WANG Miaomiao, et al. Diagnosis and treatment of low-frequency vibration of steam turbine tilting bearing[J]. Nuclear Power Engineering, 2016, 37(S1): 38-42.
- [14] YANG S, KIM C, LEE W. Prevention of fluttering fatigue damage in a tilting pad journal bearing[J]. Tribology International, 2009, 42(6): 816-822.
- [15] 朱爱斌, 杨玉磊, 陈谓, 等. 四瓦可倾瓦轴承瓦块摆动特性[J]. 机械工程学报, 2014, 50(9): 33-47.
- ZHU Aibin, YANG Yulei, CHEN Wei, et al. Swing characteristic of pads in four-pad tilting pad bearing[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(9): 33-47.
- [16] 王永亮, 刘占生, 钱大帅. 可倾瓦轴承瓦块摆动特性[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2011, 43(9): 62-66.
- WANG Yongliang, LIU Zhansheng, QIAN Dashuai. Swing characteristic of pads in tilting pad bearing[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2011, 43(9): 62-66.
- [17] YANG S H, KIM C, LEE Y B. Experimental study on the characteristics of pad fluttering in a tilting pad journal bearing[J]. Tribology International, 2006, 39(7): 686-694.
- [18] HARGREAVES D J, FILLON M. Analysis of tilting pad journal bearing to avoid pad fluttering[J]. Tribology International, 2007, 40(4): 607-612.

作者简介: 赖勇能, 男, 1995 年出生。主要研究方向为转子动力学及轴承系统润滑。

E-mail: laiyongneng@126.com

杨建刚(通信作者), 男, 1970 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为旋转机械故障诊断及处理。

E-mail: jgyang@seu.edu.cn