

核反应堆立式主泵泵轴涡动特性研究

李 振¹, 王洪凯¹, 袁少波²

(1. 福建福清核电有限公司 福清, 350318)

(2. 中国核动力研究设计院 成都, 610213)

摘要 针对国内多个核电厂反应堆主泵存在泵轴不稳定涡动导致振动报警的问题,对涡动特性进行了深入研究。首先,对主泵轴进行了转子动力学分析;其次,对主泵振动包括涡动频率、涡动幅值等进行了测试,研究了泵轴涡动的原因及涡动源位置。结果表明:立式主泵轴系半频涡动频率略低于 0.5 倍频,在 0.43~0.49 倍频范围内变化;涡动幅值时高时低,但并不呈发散趋势,总体处于动态平衡;主泵轴振动波动的幅度主要由半频涡动的波动幅度决定;主泵轴系的半频涡动为泵轴下部轴承水膜涡动引起,非电机轴油膜涡动引起。为降低轴系涡动的影响,提出了泵轴下部轴承的优化建议。

关键词 主泵; 振动; 涡动; 立式

中图分类号 TH113.1; TM623; TB535

引 言

核电厂反应堆主泵是一回路核心设备,许多学者对主泵振动进行了研究。任朝晖等^[1]对主泵转子轴承系统碰摩故障进行分析,发现碰摩刚度、碰摩间隙和不平衡偏心量对碰摩转子系统响应具有重要的影响。袁少波等^[2]对秦山三厂主泵振动问题进行了分析,发现抗震垫对主泵振动有较大影响。肖良瑜等^[3]发现主泵屏蔽电机半速涡动频率与定子系统固有频率耦合造成电机振动异常。杨璋^[4]研究了三轴承支承主泵轴的特性,发现三轴承支承立式结构主泵的振动稳定性较差。李振等^[5-6]对主泵现场振动问题进行了分析,指出主泵轴系存在涡动现象。目前,国内多台机组的立式主泵均存在泵轴涡动,给主泵的运行造成一定困扰,亟需对涡动特性进一步深入研究,以便对主泵振动故障进行准确诊断。

笔者以 3 个核电厂的同型反应堆主泵为研究对象,对主泵轴系进行了转子动力学分析,研究了主泵泵轴的涡动原因,测量并分析了涡动特性,提出了降低涡动的措施,为立式主泵涡动分析和处理提供一定的指导。

1 主泵振动模型的建立与理论分析

立式主泵由电机、泵及联轴器 3 个部分构成。

电机上部布置 1 个油润滑径向轴承,下部布置 1 个径向和推力组合油润滑轴承。推力轴承上部为主瓦,下部为副瓦。电机中下部布置了 1 个质量较大的飞轮,电机和泵轴通过联轴器连接。泵轴上部为三级机械密封,隔离一回路高温高压放射性冷却剂。在泵轴下部布置 1 个水润滑石墨轴承。

由于笔者只研究主泵轴系振动特性,因此只保留轴上主要特征,建立如图 1 所示的主泵简化物理模型。4 个电涡流振动测点位于电机下轴承和泵联轴器处。在主泵正常运行时,基本不考虑轴向振动,振动测量点只测量径向振动,并忽略推力轴承的动力作用。

将简化的主泵物理模型当作多盘转子进行研究。主泵转子被划分为有限个截面,采用传递矩阵法建立数学模型^[7-9]。因主泵上部轴承为奇数,可将主泵转子系统视为各项异性支撑来分析,主泵转子的第 i 个截面状态矢量 Z_i 与第 $i+1$ 个截面状态矢量 Z_{i+1} 的关系为

$$Z_{i+1} = T_i Z_i + F_i \quad (1)$$

其中: T_i 为两截面之间构件的传递矩阵; F_i 为构件的外力状态。

$$Z_i = [f \quad e]_i^T =$$

$$[M_x \quad Q_x \quad M_y \quad Q_y \quad X \quad A \quad Y \quad B]_i^T \quad (2)$$

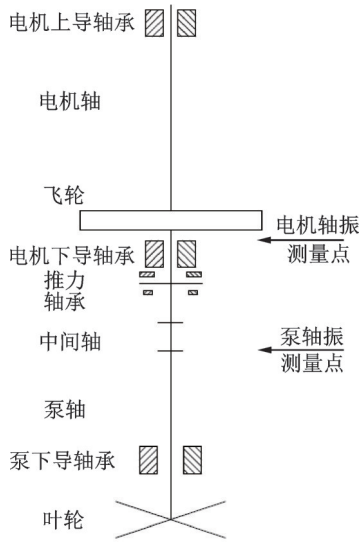


图 1 主泵简化物理模型

Fig.1 Physical model of main coolant pump

其中: M_x, Q_x, X 和 A 分别为截面 i 的 x 向弯矩、剪力、位移和挠角; M_y, Q_y, Y 和 B 分别为截面 i 的 y 向弯矩、剪力、位移和挠角。

$$u_{22i} = \begin{bmatrix} 1 - \frac{l^3(1-\nu)}{6EJ}(mS^2 + K_{sxx}) & l + \frac{l^2}{2EJ}I_dS^2 & -\frac{l^3(1-\nu)}{6EJ}K_{sxy} & \frac{l^2}{2EJ}I_p\omega S \\ -\frac{l^2}{2EJ}(mS^2 + K_{sxx}) & 1 + \frac{l}{EJ}I_dS^2 & -\frac{l^2}{2EJ}K_{sxy} & \frac{l}{EJ}I_p\omega S \\ -\frac{l^3(1-\nu)}{6EJ}K_{syr} & -\frac{l^2}{2EJ}I_p\omega S & 1 - \frac{l^3(1-\nu)}{6EJ}(mS^2 + K_{syy}) & l + \frac{l^2}{2EJ}I_dS^2 \\ -\frac{l^2}{2EJ}K_{syr} & -\frac{l}{EJ}I_p\omega S & -\frac{l^2}{2EJ}(mS^2 + K_{syy}) & 1 + \frac{l}{EJ}I_dS^2 \end{bmatrix};$$

l, m, E 和 J 分别为构件的长度、质量、材料弹性模量和轴端截面积; I_d, I_p 分别为直径转动惯量和极转动惯量; $\nu = 6EJ / (k_tGA l^2)$, 为考虑剪切的影响系数, k_t 为截面系数, G 为剪切模量, A 为截面积; ω 为转速; S 为复数频率。

u_{11i} 和 u_{21i} 只与构件自身物理性质有关。 u_{12i} 和 u_{22i} 除了与构件自身物理性质有关外, 还与该段总支撑的刚度系数 $K_{sxx}, K_{sxy}, K_{syr}$ 和 K_{syy} 有关。这 4 个刚度系数组成总支撑矩阵 K_S 为

$$K_S = [K + SC][K + SC + K_b + SC_b + S^2m_b]^{-1}[K_b + SC_b + S^2m_b] \quad (4)$$

其中: K_b, C_b 和 m_b 分别为轴承座的刚度矩阵、阻尼矩阵和质量矩阵。

立式主泵整体坐落在泵壳上, 水平方向无固定支撑, 因此不考虑轴承座的刚度、阻尼和质量, 轴系的运动只与轴承的刚度矩阵 K 和阻尼矩阵 C 有关

$$T_i = \begin{bmatrix} u_{11} & u_{12} \\ u_{21} & u_{22} \end{bmatrix}_i \quad (3)$$

$$\text{其中: } u_{11i} = \begin{bmatrix} 1 & l & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & l \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_i;$$

$$u_{12i} = \begin{bmatrix} -l(mS^2 + K_{sxx}) & I_dS^2 & -lK_{sxy} & I_p\omega S \\ -(mS^2 + K_{sxx}) & 0 & -K_{sxy} & 0 \\ -lK_{syr} & -I_p\omega S & -l(mS^2 + K_{syy}) & I_dS^2 \\ -K_{syr} & 0 & -(mS^2 + K_{syy}) & 0 \end{bmatrix}_i;$$

$$u_{21i} = \begin{bmatrix} \frac{l^2}{2EJ} & \frac{l^3}{6EJ}(1-\nu) & 0 & 0 \\ \frac{l}{EJ} & \frac{l^2}{2EJ} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{l^2}{2EJ} & \frac{l^3}{6EJ}(1-\nu) \\ 0 & 0 & \frac{l}{EJ} & \frac{l^2}{2EJ} \end{bmatrix}_i;$$

$$\begin{cases} K = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \\ C = \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \end{cases} \quad (5)$$

其中: k_{xx}, k_{yy} 为 x, y 方向的液膜刚度系数; k_{xy}, k_{yx} 为 x, y 方向的交叉液膜刚度系数; c_{xx}, c_{yy} 为 x, y 方向的液膜阻尼系数; c_{xy}, c_{yx} 为 x, y 方向的交叉液膜阻尼系数。

式(5)中: k_{xx} 和 k_{yy} 对应的保守弹性力, 轴心涡动 1 周, 其总做功为 0; c_{xx} 和 c_{yy} 对应的阻尼力, 其恒做负功将消耗能量; k_{xy} 和 k_{yx} 对应非保守弹性力; c_{xy} 和 c_{yx} 对应的阻尼力, 在 1 周中做功可正可负, 即可向转子系统输入能量或者耗散能量。如果 1 周涡动中, 输入能量小于阻尼耗散能量, 涡动将越来越小; 若输入能量大于阻尼耗散能量, 涡动越来越大, 系统将失稳。

对于多盘转子系统, 将各截面状态联立, 可建立

整体运动学矩阵方程为

$$M\ddot{X} + i\omega_0 G\dot{X} + CX + KX = F \quad (6)$$

其中： M 为质量矩阵； i 为虚数单位； ω_0 为转动角频率对角阵； G 为陀螺矩阵； C 和 K 分别为包括轴承及轴系的阻尼矩阵和刚度矩阵； F 为外部激励矩阵； X, \dot{X}, \ddot{X} 分别为广义位移、速度、加速度坐标列阵。

对于该主泵，外部激励主要是较为稳定的不平衡和不对中激励，该类激励一般不是诱发不稳定涡动的因素。由图 1 分析可知，引起轴系不稳定的运动可能由 3 个轴承非保守弹性力引起，但具体是由哪个轴承所引起，需要进一步对涡动进行测量和分析。

2 涡动特性测试分析

2.1 涡动频率

图 2 为泵轴振动频谱图，拾取的信号为图 1 中主泵轴振信号。图中振幅最大的 3 个频率分别为 11.9, 25 和 49.4 Hz，分别对应接近基频频率的一半（简称半频，记为 0.5X）、1 倍频（基频，即转频，记为 1X）和 2 倍频（记为 2X）。其中，0.5X 的幅值约为 102 μm ，超过了 1X 的幅值。

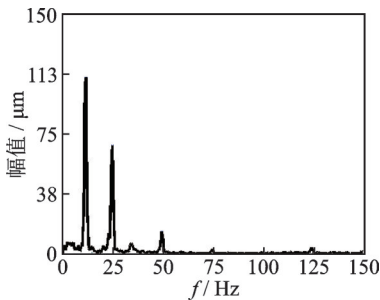


图 2 泵轴振动频谱图

Fig.2 Pump shaft vibration spectrum

主泵轴振动与 2 个因数有关：①外力振动；②自激振动，这部分与其自身传递矩阵振动参数有关。1X 和 2X 主要由不平衡和不对中引起，属于外力振动；0.5X 不是基频的一半，而是略小于基频的一半，与交叉刚度和阻尼有关。根据转子动力学理论可知，这是一种典型的自激涡动。表 1 为某段时间内 12 次精细频谱分析中 0.5X 频率的数值。由表可见，半频频率在 10.75~12.20 Hz 分布，对应 0.43X~0.49X，其频率并不固定，呈随机性变化。

从测试得到的涡动频率可见，轴系出现了半频涡动，其中存在非保守弹性力，且非保守弹性力引起的频率一直在变化。

表 1 半频涡动频率

Tab.1 Half whirl frequency

序号	半频频率值/Hz	对应倍频
1	11.60	0.47
2	11.50	0.46
3	11.63	0.47
4	11.67	0.47
5	12.16	0.49
6	11.67	0.47
7	11.51	0.46
8	11.39	0.46
9	12.20	0.49
10	11.55	0.47
11	12.06	0.49
12	10.75	0.43

2.2 涡动幅值

根据 2.1 节可知，泵轴振动主要由 1 倍频和半频 2 种频率组成。图 3 所示为主泵处于稳定运行阶段随机取 60 s 内泵轴振动通频幅值（即所有频率均计入的振动幅值）、1X 幅值和 0.5X 幅值特性趋势。由图可见：通频幅值出现较大波动，其波动幅度约为 100 μm ；1X 较为稳定，其波动幅度小于 25 μm ；0.5X 波动幅度较大，波动幅度达到 125 μm 。分析通频、1X 和 0.5X 的幅值波动特征可知，波动并无明显规律，属于随机性波动，通频幅值波动趋势与半频幅值波动趋势基本一致。由此可见，泵轴振动幅值波动是由于半频涡动幅值波动所引起。

由第 1 节理论分析可知，在每 1 周涡动中，输入能量和耗散能量可能呈现不同情况。从半频涡动幅值总体趋势来看，涡动没有持续发散，而是时高时低，转轴系统状态总体处于动态变化，没有最终失稳。由此可见，转轴系统的输入能量时而大于耗散能量，时而小于耗散能量，但总体处于一种动态稳定状态。

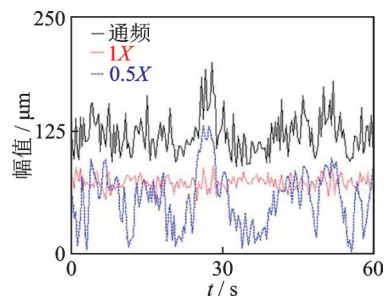


图 3 幅值特性趋势

Fig.3 Amplitude characteristic trend diagram

2.3 涡动源

涡动的起源主要是由于轴承的交叉刚度系数 k_{xy}, k_{yx} 和阻尼系数 c_{xy}, c_{yx} 的油膜力做正功。由图 2 可看出,主泵轴系共有 3 处径向滑动轴承,理论上此 3 处均有可能发生涡动。为了确认涡动位置,对图 2 中电机轴振测量点的振动信号进行频谱分析。图 4,5 分别为电机在空载和带载情况下振动频谱图。

如图 4 所示,电机轴振的优势频率为 25 Hz,其幅值为 46 μm ,其他频率成分幅值非常小,可忽略不计。图 5 中,电机带载时优势频率与图 3 一致,幅值也接近。在图 4,5 中均未发现涡动频率,可排除电机上导轴承和下导轴承涡动的可能性。因此,可推断泵轴的涡动为泵下导轴承所引起,该处润滑冷却剂为水,因而主泵泵轴涡动非油膜涡动,而是水膜涡动。

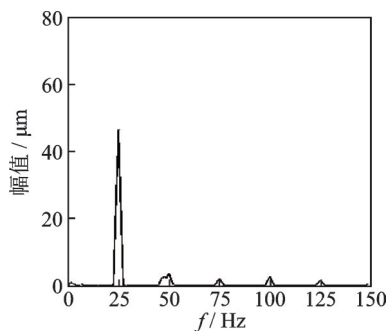


图 4 电机空载频谱

Fig.4 No-load motor spectrum

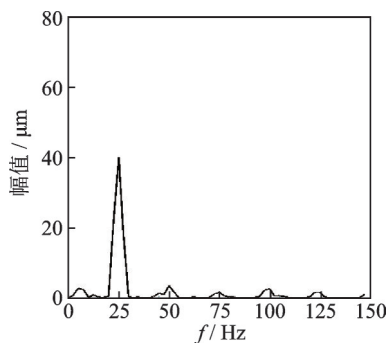


图 5 电机带载频谱

Fig.5 On-load motor spectrum

3 降低涡动措施分析

根据转子动力学理论可知,降低轴系涡动,需减小 k_{xy}, k_{yx} 对应的非保守弹性力及 c_{xy}, c_{yx} 对应的阻尼力。结合流体轴向周向流动 $\lambda\omega$ 理论^[10],降低主泵轴

系涡动措施分析如下。

1) 增大偏心率。在安装阶段将泵轴下部的水导轴承处进行一定偏置,使其增大偏心率。该方法在理论上可行,但实际中偏置量难以定量设置,需要在大量实践后才能实施。

2) 增大不平衡量或者不对中。该方法可在一定程度上抑制轴的涡动现象,但不平衡或不对中均会增加泵轴本身的振动,需要在 1X 幅值和涡动幅值之间进行权衡。

3) 调整轴封水。主泵轴封水注入泵内后分两部分,一部分流向机械密封,另一部分流向泵下导轴承。通过调整轴封水流量,利用轴向流动干扰泵轴的周向流动,打破泵原有的涡动平衡,形成新的涡动平衡。因每台泵的涡动情况不完全一样,因此该方法的效果存在一定的不确定性。

4) 反漩涡技术。在泵下导轴承处改变轴封水进入轴承的方向,以降低该处液体的平均周向速度比。该方法需要对水导轴承的液体入口结构设计进行一定的改进。

5) 改进轴承形状。目前,泵下导轴承为圆筒型,轴颈易发生涡动现象。若优化轴承和轴的间隙,可以改善水膜的刚度,但会影响轴封水的分配。如果间隙减小过多,还会增大轴承磨损的风险,因此不建议对间隙进行改变。针对圆筒型轴承的涡动问题,可采用两油槽、椭圆轴承、错位轴承、三油楔以及可倾瓦轴承等其他型式的轴承。图 6 为几种常见的改进型轴瓦结构示意图,可以降低涡动。该方法不需改变泵内部结构,不影响轴封水分配,改动量较小。

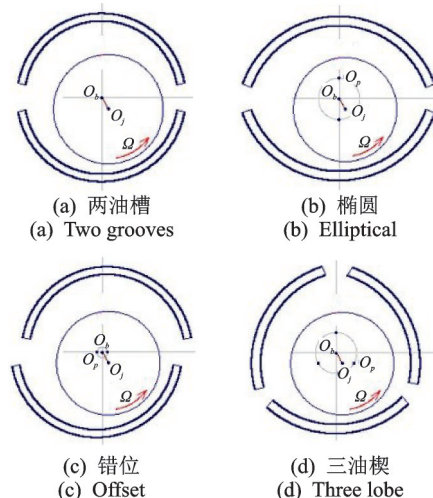


图 6 几种常见改进型轴瓦

Fig.6 Several common types of improved bearing

4 结 论

1) 立式主泵轴系半频振动是一种自激水膜涡动。半频涡动频率略低于0.5倍频,频率值在小范围内变化。

2) 涡动并非持续稳定,涡动幅值时大时小,但并不呈发散趋势,总体处于动态平衡。

3) 主泵轴振动的波动由半频涡动引起,其波动幅度也由半频涡动幅度决定。

4) 主泵轴系的半频涡动为泵轴下部导轴承水膜涡动引起,不是电机轴油膜涡动引起。

5) 建议对轴瓦的形状进行优化,以降低轴系涡动故障。

参 考 文 献

- [1] 任朝晖,陈宏,李鹤,等.某核电站主泵转子-轴承系统碰摩故障分析[J].振动、测试与诊断,2006,26(3):171-174.
REN Zhaohui, CHEN Hong, LI He, et al. Rubbing fault analysis for rotor-bearing system of nuclear power plant[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2006, 26(3):171-174.(in Chinese)
- [2] 袁少波,陈志高,郭龙章,等.秦山第三核电站1#机组3#主泵振动处理[J].核动力工程,2015,36(5):108-110.
YUAN Shaobo, CHEN Zhigao, GUO Longzhang, et al. Assessment of 3# primary pump vibration of unit 1 in Qinshan NPP3[J]. Nuclear Power Engineering, 2015, 36(5):108-110.(in Chinese)
- [3] 肖良瑜,李建伟,宋大风,等.立式屏蔽电机半速涡动异常振动试验分析[J].振动、测试与诊断,2015,35(2):316-321.
XIAO Liangyu, LI Jianwei, SONG Dafeng, et al. Analysis of abnormal vibration of half speed eddy for vertical canned motor[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(2):316-321. (in Chinese)
- [4] 杨璋.三轴承支承主泵振动特性研究[J].核动力工程,2015,36(3):84-77.
YANG Zhang. Study on vibration characteristics of three bearing supporting main coolant pump[J]. Nuclear Power Engineering, 2015, 36(3):84-77. (in Chinese)
- [5] 李振.核电厂主泵振动报警诊断与治理[J].水泵技术,2017(3):38-41.
LI Zhen. Diagnose and treatment of vibration alarm of main coolant pump in nuclear power plants[J]. Pump Technology, 2017(3):38-41. (in Chinese)
- [6] 李振,袁少波.核电厂主泵轴振异常分析[J].核动力工程,2019,40(1):167-171.
LI Zhen, YUAN Shaobo. Analysis for abnormal shaft vibration of main coolant pump in nuclear power plants[J]. Nuclear Power Engineering, 2019, 40(1):167-171. (in Chinese)
- [7] 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,2000:5-13.
- [8] 钟一谔,何衍宗,王正,等.转子动力学[M].北京:清华大学出版社,1987:21-24.
- [9] 顾家柳.转子动力学[M].北京:国防工业出版社,1985:79-91.
- [10] MUSZYNSKA A. Whirl and whip-rotor/bearing stability problem[J]. Journal of Sound and Vibration, 1986, 110(3):443-462.



第一作者简介:李振,男,1986年1月生,硕士、高级工程师。主要研究方向为振动测试与故障诊断。曾发表《核电厂主泵轴振异常分析》(《核动力工程》2019年第40卷第1期)等论文。
E-mail:lizhen276@163.com。