

(7) 40 - 44

汽轮发电机组轴系磁阻尼器抑振方案 优选计算分析

Optimization of Magnet Damper Arrangement for Rotor Vibration Control of Large Turbine Generator Set

黄文振
Huang Wenzhen

TM 311
TM 113-25

(重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆, 630044)

A 摘要 采用有限元与轴承及磁阻尼器动特性线性简化模型建立大型汽轮机转子系统不平衡振动响应计算模型; 选择典型不平衡状态, 采用多种磁阻尼器布置方案对 BBC 公司汽轮发电机组轴系振动的抑振效果进行分析对比优选, 结果表明在中压转子段采用大阻尼参数磁阻尼器抑振效果最佳。

关键词 汽轮发电机组; 振动控制; 振动分析

磁阻尼器

中国图书资料分类法分类号 TH113.25

ABSTRACT considering the Combination of several typical rotor unbalance conditions and possible arrangements of magnet damper, rotor unbalance vibration of a large BBC turbine-generator set has been analyzed by finite element method. Linear simplification of dynamical characteristics of journal bearing and magnet damper was taken into account in the analysis. Numerical results show that the optimum vibration control effect could be achieved when the damper located at middle pressure stage.

KEYWORDS turbine-generator set; vibration control; vibration analysis

0 引 言

大型机组轴系振动常会造成零件过大动载, 疲劳与早期破坏, 严重振动事故甚至会导致整机破坏, 因此控制机组振动一直受到普遍关注。降低振动一方面可以从设计、制造、安装、平衡等环节尽可能消除振动发生的根源。近年来随着转子动力学理论与实验研究不断深入, 设计与制造工艺水平以及动平衡技术水平的提高, 已经有了控制振动的相当多的方法与措施。尽管如此, 由于机组庞大, 影响因素众多, 且运行中还会产生影响系统动特性的状态变

* 收文日期 1994-03-03
教委基金资助项目

化。仅依靠设计、制造及平衡尚不能解决所有振动问题。采用磁阻尼轴承或挤压油膜轴承控制振动是解决转子振动问题的另一重要途径，已在某些场合获得了成功。

采用附加的阻尼减振装置能提高系统阻尼，增加抗振性。显然阻尼减振装置的参数与在多跨轴系中的布置将会影响其抑制振动的效果。如何实现最佳布置是首先面临的问题。显然在实际机组上进行多方案穷举试验在经济上是不可取的。本文采用有限元模型计算不平衡响应，进行阻尼器布置的多方案计算分析，比较抑振效果，从中优选出最佳方案。

1 转子-轴承系统模型

本文采用了有限元模型与线性化油膜轴承动力学刻画该机组轴系的动态特性。BBC 机组转子-油膜轴承系统的简化模型如图 1，其中数字代表节点编码。该轴系由高、中、低压及发电机转子组成，如图 2。与国产 200 MW 机组不同，它没有短轴，结构较紧凑，全长近 27 m。轴系采用了 5 个油膜轴承支承。

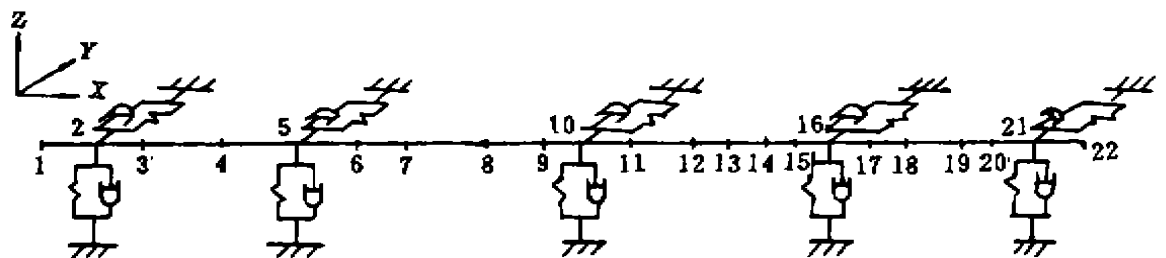


图 1 转子-轴承系统简化计算模型

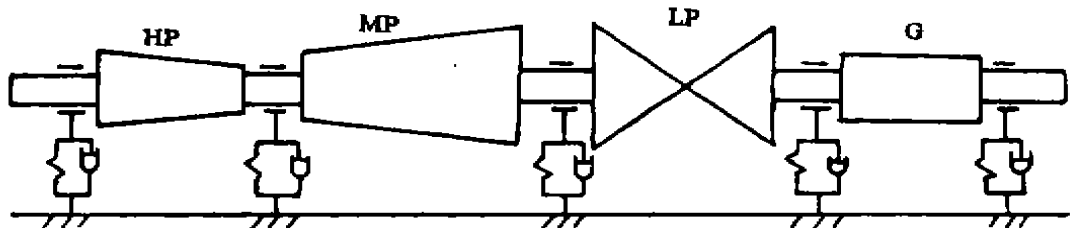


图 2 BBC 机组转子构成

转子模型采用三维梁单元，可计入陀螺效应、转动惯量、阻尼、剪切力等因素。模型中考虑了各轴段上由叶片、发电机绕组等组件的附加质量，联轴器按等效轴段处理。

油膜轴承作线性化处理并略去交叉刚度及交叉阻尼项，可以用四个动特性系数表示为：

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_z \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} K_{xx} & 0 \\ 0 & K_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Y \\ Z \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} C_{xx} & 0 \\ 0 & C_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{Y} \\ \dot{Z} \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中 K 、 C 分别为刚度与阻尼系数，且 $K = K(\Omega)$ ， $C = C(\Omega)$ ， Y 和 Z 分别为轴颈相对轴承的位移， F_x 、 F_z 为油膜作用于轴颈的力。

磁阻尼减振轴承则进一步简化为仅含阻尼项的线性化模型，即 $K_{xx} = K_{zz} = 0$ ，且设 $C_{xx} = C_{zz} = \gamma$ ，轴承简化力学模型如图 3(a) 与 (b)。

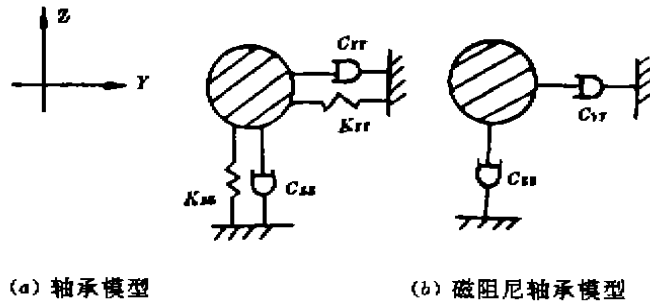


图3 轴承模型

模型中未计入轴承座与基础的特性对转子—轴承系统的影响,即假定基础为刚性的。

2 不平衡响应计算

对转子系统各单元的运动方程进行综合可得整个系统的运动方程如下

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{U}_1 + \Omega J_1 \dot{U}_2 + K_1 U_1 &= Q_1 \\ M_1 \ddot{U}_2 - \Omega J_1 \dot{U}_1 + K_1 U_2 &= Q_2 \end{aligned} \quad (2)$$

M_1, J_1, K_1 分别为总体质量、总回转惯量和总刚度矩阵, Q_1, Q_2 为外部激振力, 如不平衡力等, U_1, U_2 则为各节点位移向量

$$\begin{aligned} U_1 &= [Y_1, \theta_{r1}, Y_2, \theta_{r2}, Y_3, \theta_{r3}, \dots, Y_n, \theta_{rn}]^T \\ U_2 &= [Z_1, \theta_{a1}, Z_2, \theta_{a2}, Z_3, \theta_{a3}, \dots, Z_n, \theta_{an}]^T \end{aligned}$$

在方程(2)中计入油膜轴承动特性及外阻尼后应有

$$\begin{bmatrix} M_1 & 0 \\ 0 & M_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{U}_1 \\ \ddot{U}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} + G \\ C_{21} - G & C_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{U}_1 \\ \dot{U}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{11} + K_1 & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} + K_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \end{bmatrix} \quad (3)$$

因交叉项系数假定为零, 故子阵 $C_{ij} = K_{ij} = [0], i \neq j$, 磁阻尼轴承由上节假定按特殊轴承计入, 它的动特性参数在阻尼阵中的位置排列由其安装位置确定。(3)式可简记为

$$M\ddot{U} + C(\Omega)\dot{U} + K(\Omega)U = Q \quad (4)$$

不平衡量已知时, 不平衡力为 $Q = \Omega^2 B e^{j\omega t}$, 此时可假定 $U = X e^{j\omega t}$, 代入(4)有

$$[K(\Omega) - M\Omega^2 + jC(\Omega)\Omega]X = B\Omega^2 \quad (5)$$

转速一定时可以根据轴承动特性与转速的关系确定(5)的系数阵, 求解上面复系数线性方程组可以解出任意节点位置处在转速 Ω 下的不平衡响应。

改变磁阻尼轴承的轴向安装位置与参数, 假定一组最常见的不平衡分布状态, 即可进行多种组合方案下的响应计算, 对抑振效果进行评价。

3 不平衡响应与抑振效果计算与分析

为考查机组的固有振动, 首先对低压转子存在不平衡力偶时, 在较高转速区, 即角速度 $\Omega \in (100, 500) \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ 内的响应进行了计算。

不平衡力及位置由偏心质量 m 、偏心距 e 、 Ω 及角度 ϕ (下标为不平衡力所处位置的节点号) 确定。

$$m_{11} = 0.136 \text{ kg}, e_{11} = 1 \text{ m}, \phi_{11} = 0^\circ$$

$$m_{13} = 0.136 \text{ kg}, e_{13} = 1 \text{ m}, \phi_{13} = 180^\circ$$

如图 1. 响应值分别取自节点 $j = 3, 8, 13, 18, 19$, 即各转子的中间位置, 磁阻尼器位于 $j = 3$, 阻尼参数为 $\gamma = 5.12 \times 10^7 \text{ Ns/m}$.

响应分析结果如图 4, 5, 由图可知在转速区 $100 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} < \Omega < 500 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ 之间存在有两个临界转速, 它们分别是中压与高压转子的临界转速, 较低的是中压转子临界转速, $\Omega = 145 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$. 首先应决定最佳安装位置以获得最佳减振效果. 由于结构上的限制, 安装位置是有限的, 尽管如此, 采用穷举法试装确定最佳位置仍是极不经济的.

根据机组情况选择一组可能性大的不平衡状态, 改变磁阻尼轴承安装位置与参数进行不平衡响应的多方案计算与比较, 显然是解决上述问题的最佳方法.

为此, 选择了下面一组有代表性的不平衡状态, 如表 1.

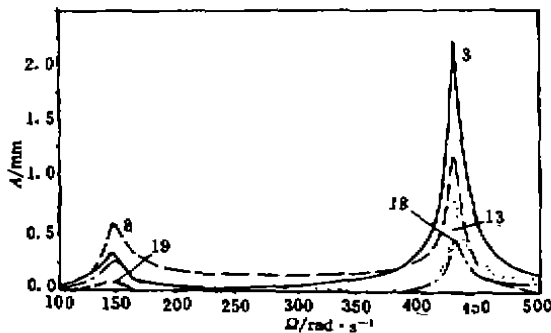


图 4 转子不平衡响应(Y 向) 数字代表节点码

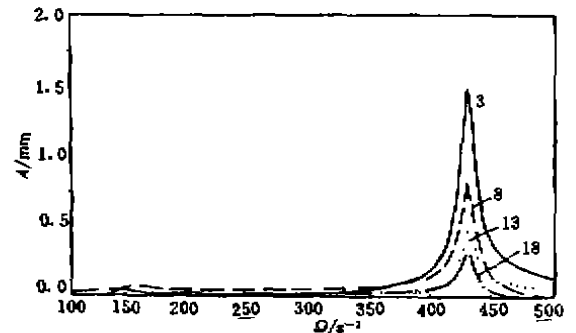


图 5 转子不平衡响应(Z 向)

表 1 不平衡状态组

组别	m_i	e_i	ϕ_i	示意图
a $i = 4$	0.09 kg	1 m	0°	
b $i = 12$	0.54 kg	1 m	0°	
c $i = 11, 13$	0.27 kg	1 m	180°	

按结构要求, 磁阻尼轴承拟布置在中、高、低压转子的节点 $j = 6, 9, 15$ 处.

为考查比较中压及高压转子的振动, 响应点选在节点 $j = 3, 4, 6, 7, 8$ 处, 选用中压临界转速 $\Omega = 145 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ 的共振响应峰值 A 比较计算结果. 为比较抑制振动效果, 定义归一化共振不平衡响应峰值 $\bar{A} = A/A_{\max}$, A_{\max} 代表在给定不平衡状态时各不同阻尼轴承轴向布置下的最大共振峰值, 显然, 抑振效果与 \bar{A}^{-1} 成正比. 表 2 比较了各种组合方案下的抑振效果, 计算中磁阻尼轴承的阻尼值为 $\gamma = 5.12 \times 10^7 \text{ Ns/m}$.

由表 2 可知在节点 9, 即中压转子处加装磁阻尼轴承对三种不平衡状态的临界不平衡响应都有最佳的抑振效果. 当磁阻尼器阻尼 γ 增加时, 各响应点振幅值均明显单调下降.

表2 抑振效果 (\bar{A}^{-1})

安装位置	不平衡状态组		
	a	b	c
6	1.00	1.02	1.04
9	2.33	2.70	2.78
15	1.03	1.00	1.00

此外,对不同磁阻尼轴承布置下的各轴承处,即 $j = 2, 5, 10, 16, 21$ 节点处在工作转速 ($\Omega = 314 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$) 下的不平衡响应也进行了分析,结果表明安装位置及阻尼值变化对振幅影响甚微,这显然是由于工作点远离临界区所致。由于受到高压转子临界区的影响,高压转子前轴承 ($j = 2$)、振幅最大,后轴承略小于前轴承其余轴承振幅均远小于高压轴前后轴承振幅。如图6。特别是当不平衡量位于高压段时 ($j = 4$),前轴承振幅高于其他轴承一个数量级,是一头摆动的模态形式。如图7。图中曲线上数字为节点号。

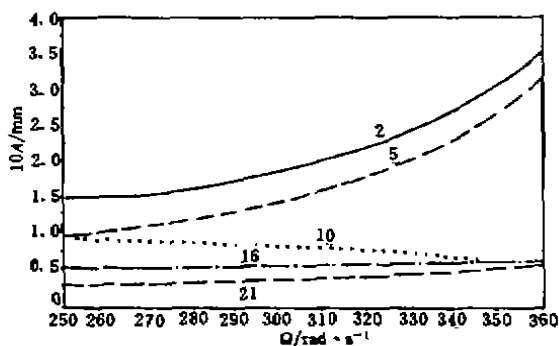


图6 轴承处不平衡响应

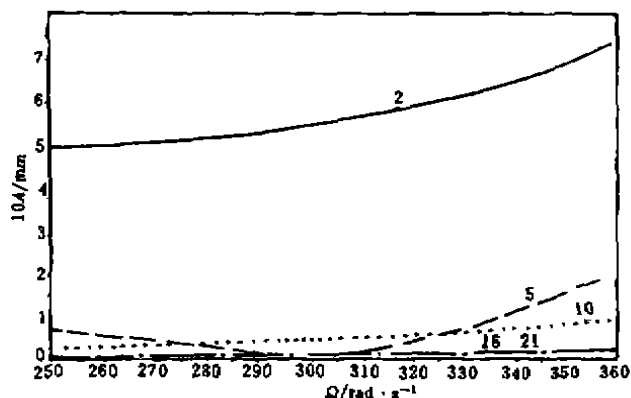


图7 轴承处不平衡响应

4 结束语

振动问题是大型机组的常见问题。振动产生的原因很多,最常见的仍是各种原因造成的不平衡。严重的不平衡可以通过平衡予以解决,但运行中平衡状态的改变(如松动、零件脱落、热弯曲等)并不能及时通过平衡来解决,因此提高机组的抗振能力是很有意义的。

本文采用有限元计算模型进行阻尼轴承减振的多方案不平衡响应的数值模拟,予估抑制振动的效果并优选了布置方案,这一方法可用以对各种类型机组的阻尼减振进行分析,为合理安排阻尼器安装位置与参数提供依据,因而具有重要意义。

参考文献

- 1 黄文振,黄步玉,董勤,龚汉声,何毅. 汽轮发电机组转子——轴承系统动力稳定性分析. 上海交通大学学报, 1990, 24(3), 53~61
- 2 Nevzat Ozguven H, Levent Ozkan Z. Whirl Speeds and Unbalance Response of Multibearing Rotors using Finite Element. J. of Vib., Acoustic, Stress and Reliability in Des., Trans. ASME. 1984, 106(1), 72~79