

# 大型汽轮发电机组轴系位置调整\*

郭 力 堀 幸夫\*\*

(湖南大学机械与汽车工程学院)

〔摘要〕 本文研究了大型汽轮发电机组轴系动态位置的最优调整。用有限元法及考虑各轴承油膜力非线性,建立了大型汽轮发电机组轴系非线性方程组。用无约束极小化方法求解了转子在工作转速范围内轴心实际位置。

关键词 汽轮发电机组 轴承—转子系统 非线性振动

分类号 TH113

## 0 引言

电力工业是国民经济的命脉,电力工业的核心关键设备——大型汽轮发电机组的调整工作,对其性能有相当大的影响。而在大型汽轮发电机组轴系调整中,标高的影响至关重要。标高的变化对系统的特性存在较大影响,因为标高变化导致轴承负荷分配变化,负荷分配变化又引起一系列其它性能变化。机组在运行时,转子所承受的油膜力是非线性的。

另外,为保证机组运行可靠性,必须使转子在各种工作转速下,各联轴器处所承受的应力和各支承处所受的力达到最小程度。为此,适当调整轴承标高范围就不失为一种好措施。

## 1 转子运动方程

### 1.1 转子系统传递关系

经推导,大型汽轮发电机组轴系转子的传递关系可写为

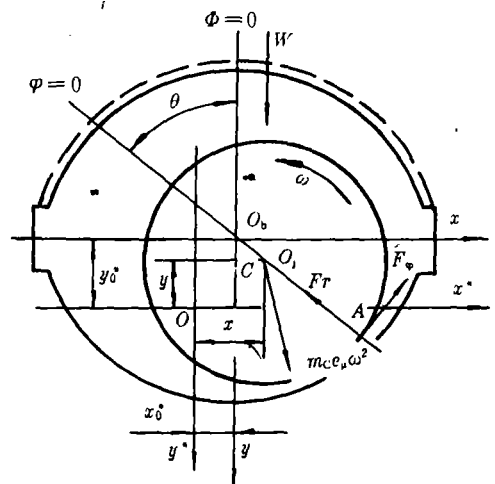


图 1 轴承位置

\*“八五”国家重大技术装备攻关项目

\*\* 日本国东京大学名誉教授

收稿日期 1995—11—07

$$\begin{Bmatrix} X \\ \varphi \\ M \\ S \end{Bmatrix}_K^R = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \end{bmatrix}_{K-1} \begin{Bmatrix} X \\ \varphi \\ M \\ S \end{Bmatrix}_{K-1}^R + \begin{Bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \end{Bmatrix}_{K-1} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \tilde{M} \\ \tilde{S} \end{Bmatrix}_K \quad (1a)$$

$$\begin{Bmatrix} y \\ \psi \\ N \\ Q \end{Bmatrix}_K^R = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \end{bmatrix}_K \begin{Bmatrix} y \\ \psi \\ N \\ Q \end{Bmatrix}_{K-1}^R + \begin{Bmatrix} G_1 \\ G_2 \\ G_3 \\ G_4 \end{Bmatrix}_{K-1} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \tilde{N} \\ \tilde{Q} \end{Bmatrix}_K + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -mg \end{Bmatrix}_K \quad (1b)$$

这里  $\begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \end{bmatrix}_{K-1}$  为支承  $K-1, K$  之间传递阵。 $\tilde{M}, \tilde{N}$  为轴承处油膜扭矩, 一般认为其值很小可略去。 $\tilde{S}, \tilde{Q}$  为轴承处的非线性油膜力。当考虑到轴承处力平衡关系及轴两端边界条件时, 可得如下轴系位移(转角)间关系式

$$\begin{aligned} & \begin{Bmatrix} X \\ \varphi \\ y \\ \psi \end{Bmatrix}_{K+1} - \begin{bmatrix} H_{12} & 0 \\ 0 & H_{12} \end{bmatrix}_K^{-1} \begin{bmatrix} H_{11} & 0 \\ 0 & H_{11} \end{bmatrix}_K \begin{Bmatrix} X \\ \varphi \\ y \\ \psi \end{Bmatrix}_K + \begin{Bmatrix} H_{22} & 0 \\ 0 & H_{22} \end{bmatrix}_{K-1} \begin{bmatrix} H_{12} & 0 \\ 0 & H_{12} \end{bmatrix}_{K-1}^{-1} \begin{Bmatrix} X \\ \varphi \\ y \\ \psi \end{Bmatrix}_{K-1} \\ & + \begin{Bmatrix} H_{22} & 0 \\ 0 & H_{22} \end{bmatrix}_{K-1} \begin{bmatrix} H_{12} & 0 \\ 0 & H_{12} \end{bmatrix}_{K-1}^{-1} \begin{bmatrix} H_{11} & 0 \\ 0 & H_{11} \end{bmatrix}_{K-1} \begin{Bmatrix} x \\ \varphi \\ y \\ \psi \end{Bmatrix}_{K-1} = \begin{Bmatrix} H_{12} & 0 \\ 0 & H_{12} \end{bmatrix}_K^{-1} \begin{Bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ G_1 \\ G_2 \end{Bmatrix}_K \\ & - \begin{Bmatrix} H_{22} & 0 \\ 0 & H_{22} \end{bmatrix}_{K-1} \begin{bmatrix} H_{12} & 0 \\ 0 & H_{12} \end{bmatrix}_{K-1}^{-1} \begin{Bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ G_1 \\ G_2 \end{Bmatrix}_{K-1} + \begin{Bmatrix} S_3 \\ S_4 \\ G_3 \\ G_4 \end{Bmatrix}_{K-1} + \begin{Bmatrix} \tilde{M} \\ \tilde{S} \\ \tilde{N} \\ \tilde{Q} \end{Bmatrix}_K + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -mg \end{Bmatrix}_K \quad (2) \end{aligned}$$

### 1.2 运动关系建立

将上式展开, 分别得到  $X^*OZ^*, y^*OZ^*$  截面内(如图 1 所示)矩阵方程

$$\begin{cases} KX = C + E \\ KY = D + F \end{cases} \quad (3)$$

其中:  $X = [X_1, X_2, \dots, X_J]^T$ ;

$$K = K_{11} - K_{12}K_{22}^{-1}K_{21};$$

$$C = C_1 - K_{12}K_{22}^{-1}C_2;$$

$$E = E_1 - K_{12}K_{22}^{-1}E_2;$$

$$D = D_1 - K_{12}K_{22}^{-1}D_2, F = F_1 - K_{12}K_{22}^{-1}F_2.$$

这里,  $J$  为轴系中轴承个数。

## 2 考虑油膜力非线性时方程建立与求解

### 2.1 油膜力非线性拟合表达式

如图 1 所示, 油膜力可表示为

$$\begin{cases} \tilde{S} = -F_s \sin\theta - F_\varphi \cos\theta \\ \tilde{Q} = -F_s \cos\theta + F_\varphi \sin\theta \end{cases} \quad (4)$$

对于大机组, 转子稳定运行时, 由于水平方向分力占整个油膜力很小比例, 故可设

$$\tilde{S} = 0, \tilde{Q} = W \quad (5)$$

为使结果符合实际及快速方便, 对油膜力、偏心率、偏位角关系采用多项式拟合。即

$$\begin{cases} F = \frac{\mu\omega RL}{\psi^2} (a_n \theta^n + a_{n-1} \theta^{n-1} + \dots + a_1 \theta + a_0) \quad (n \geq 1) \\ e = b_n \theta^n + b_{n-1} \theta^{n-1} + \dots + b_1 \theta + b_0 \end{cases} \quad (6)$$

表 1 轴承结构及安装参数

№	D[m]	C[mm]	$\phi$	m	L/D	$\mu$ [N·S/m <sup>2</sup> ]	xf [mm]	Yf [mm]
1	0.36	0.56	0.00311	0.55	0.65	0.01798	0.0	1.119
2	0.36	0.56	0.00311	0.55	0.65	0.01798	0.0	0.197
3	0.48	0.835	0.00348	0.57	0.65	0.01418	0.0	0.0
4	0.48	0.835	0.00348	0.57	0.65	0.01418	0.0	0.0
5	0.45	0.675	0.003	0.556	0.8	0.01179	0.0	0.208
6	0.45	0.675	0.003	0.556	0.8	0.01179	0.0	2.477

表 2 3000 r/min 时,各轴承静特性数据

项目 轴 承	无量纲载荷 $\Phi_p$	偏心率 $e$	偏位角 $\theta^\circ$
1*、2* $\phi 360$	0.1913	0.2750	135.0000
	0.7824	0.3350	115.0000
	1.4918	0.3907	100.0000
	2.7177	0.4315	85.0000
	4.7255	0.4584	70.0000
	8.6184	0.4821	55.0000
13.8303	0.4955	45.0000	
3*、4* $\phi 480$	0.4870	0.2538	135.0000
	1.3740	0.3201	115.0000
	2.9059	0.3880	100.0000
	5.6292	0.4300	85.0000
	10.0718	0.4450	70.0000
	15.5511	0.4498	60.0000
11.2589	0.4498	45.0000	
5*、6* $\phi 450$	2.0309	0.2408	90.0000
	4.2529	0.3500	85.0000
	6.2506	0.3995	80.0000
	10.8140	0.4410	70.0000
	17.3615	0.4600	60.0000
	26.3475	0.4654	50.0000

表 2 采用迭代偏心率的方法,由文献[2]提供,求得 6 个轴承在紊流工况及迭代温升条件下的静特性数据。从计算的数据及实际重载椭圆轴承的轴心轨迹来看,存在以下特点:

如图 2 所示,曲线  $O_0CB$  为椭圆轴承轨迹。轴心轨迹常常分为两段:一段是由  $O_0$  到  $C$  点,

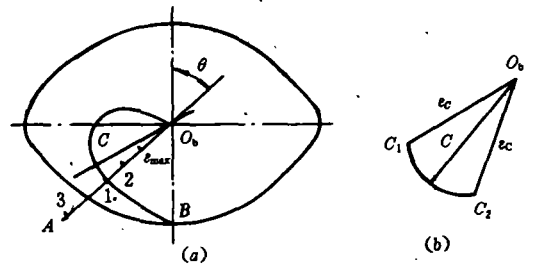


图 2 椭圆轴承轨迹

表现为偏心率  $e$  随着载荷增加而变大,在  $C$  点  $e$  到达最大值  $e_{max}$ , 另一段是由  $C$  点至  $B$  点,表现为  $e$  反而随载荷的增大而稍有减小。因此,在轴心轨迹  $O_0CB$  中,偏心率  $e$  不仅不是严格的单值函数,而且在重载区各点的偏心率  $e$  相差甚小。因此,对于某个给定的  $e$  来说,可能存在两个偏位角与之对应。例如表 2 中 3\*、4\* ( $\phi 480$ ) 轴承,当  $e = 0.44979$  时,有  $\theta = 60^\circ$  及  $45^\circ$  两个偏位角与之对应。

而从 1\*、2\* ( $\phi 360$ ) 轴承及 5\*、6\* ( $\phi 450$ ) 轴承来看,表中所列出的  $\Phi_p, \theta$  数据

在  $\epsilon < \epsilon_{max}$  时均是单调的,这说明此时的轴心轨迹至少位于  $O_bC$  弧段内,  $\Phi_p \sim \theta, \epsilon \sim \theta$  呈现了较好的单值对应关系。而 3<sup>#</sup>、4<sup>#</sup>( $\Phi 480$ ) 轴承,因同一  $\epsilon$  下,  $\theta$  具有双值性,说明在对称于  $O_bC$  连线两侧,  $\epsilon$  相等,而  $\theta$  值不同,这样  $\epsilon_{max}$  要比 0.44979 大。

为避免同一偏心率  $\epsilon$  下  $\Phi_p$  及  $\theta$  的双值问题,我们采用以偏位角为自变量,载荷及偏心率为自变量的函数表达式拟合。

从三种形式的椭圆轴承的静特性数据看,当  $\theta$  值在  $45^\circ$  到  $100^\circ$  之间时,  $\epsilon$  值在 0.465 到 0.38 之间变化。且在额定工作转速  $\Omega = 3000 \text{ r/min}$  附近,每个轴承的偏心率  $\epsilon$  及偏位角  $\theta$  一般均落在上面的取值范围。因而对  $\Phi_p \sim \theta, \epsilon \sim \theta$  的拟合表达式,未经特别说明,均认为是在上面的范围内进行的。下面是 6 个 3 种型式轴承  $\Phi_p \sim \theta, \epsilon \sim \theta$  拟合表达式:

无量纲承载力  $\Phi_p$  与偏位角  $\theta$  关系(角度计):

$$\left. \begin{aligned} \Phi 360: \Phi_p &= 0.002554\theta^2 \\ &- 0.5543\theta + 31.377 \\ \Phi 480: \Phi_p &= -0.001076\theta^3 \\ &+ 0.2414\theta^2 - 18.265\theta + 474.82 \\ \Phi 450: \Phi_p &= 0.00969\theta^2 - 1.94\theta \\ &+ 99.1 \end{aligned} \right\} (7)$$

偏心率与偏位角  $\theta$  关系(角度计):

$$\left. \begin{aligned} \Phi 360: \epsilon &= -0.00002296\theta^2 \\ &+ 0.001527\theta + 0.4676 \\ \Phi 480: \epsilon &= -0.0000275\theta^2 \\ &+ 0.002775\theta + 0.3855 \\ \Phi 450: \epsilon &= -0.00013514\theta^2 \\ &+ 0.014947\theta + 0.0559 \end{aligned} \right\} (8)$$

验算表明,式(7)~(8)在工作转速附近拟合实际数据情况良好,能较好地反映它们之间的规律。表 3~4 列出了各轴承在  $\Omega = 2500、3000、3500 \text{ r/min}$  时,  $\Phi_p \sim \theta, \epsilon \sim \theta$  的拟合值与实际计算值的误差。由两表可见,拟合误差小。

## 2.2 方程的建立及实例的计算

综合下式及式(3),可得如下 2J 维非线性方程组

表 3  $\Phi 360$  轴承 3 种转速下  $\Phi_p \sim \theta$  的拟合情况

项目 转速	偏位角[°]	计算载荷值 [无量纲]	拟合载荷值 [无量纲]	误差 [%]
2500	100	1.602	1.487	7.2
	85	2.8458	2.7142	4.6
	70	5.252	5.0905	3.1
3000	100	1.4918	1.487	0.288
	85	2.7177	2.7142	0.13
	70	4.7255	5.0906	7.7
	55	8.6184	8.6164	0.02
3500	100	1.558	1.487	4.56
	85	2.752	2.7142	1.37
	70	5.042	5.0906	0.96
	55	9.151	8.6164	5.84

表 4  $\Phi 360$  轴承 3 种转速下  $\epsilon \sim \theta$  的拟合情况

项目 转速	$\theta$ [°]	$\epsilon$	拟合值 $\epsilon'$	误差 [%]
2500	100	0.38	0.3908	2.8
	85	0.42	0.4315	2.7
	70	0.452	0.462	2.2
	55	0.482	0.4821	0.02
3000	100	0.3907	0.3908	0.02
	85	0.4315	0.4315	0.0
	70	0.4584	0.462	0.78
	55	0.4821	0.4821	0.0
3500	100	0.389	0.3908	0.46
	85	0.43	0.4315	0.35
	70	0.465	0.462	0.65
	55	0.482	0.4821	0.02

$$\begin{cases} x = x_0^* + e \sin \theta \\ y = y_0^* - e \cos \theta \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & \dots & k_{1J} \\ k_{21} & k_{22} & \dots & k_{2J} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ k_{J1} & k_{J2} & \dots & k_{JJ} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e_1 \sin \theta_1 + x_{01}^* \\ e_2 \sin \theta_2 + x_{02}^* \\ \dots \\ e_J \sin \theta_J + x_{0J}^* \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C(1) \\ C(2) \\ \dots \\ C(J) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{r1} \sin \theta_1 + F_{\varphi 1} \cos \theta_1 \\ F_{r2} \sin \theta_2 + F_{\varphi 2} \cos \theta_2 \\ \dots \\ F_{rJ} \sin \theta_J + F_{\varphi J} \cos \theta_J \end{bmatrix} = 0$$

$$\begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & \dots & k_{1J} \\ k_{21} & k_{22} & \dots & k_{2J} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ k_{J1} & k_{J2} & \dots & k_{JJ} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -e_1 \sin \theta_1 + y_{01}^* \\ -e_2 \sin \theta_2 + y_{02}^* \\ \dots \\ -e_J \sin \theta_J + y_{0J}^* \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D(1) \\ D(2) \\ \dots \\ D(J) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} m_1 g m_2 g \\ \dots \\ m_J g \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -F_{r1} \cos \theta_1 + F_{\varphi 1} \sin \theta_1 \\ -F_{r2} \cos \theta_2 + F_{\varphi 2} \sin \theta_2 \\ \dots \\ -F_{rJ} \cos \theta_J + F_{\varphi J} \sin \theta_J \end{bmatrix} = 0 \quad (10)$$

对于上式,采用无约束的极小化方法,求出 $(e_i, \theta_i) (i = 1, 2, 3, \dots, J)$ 。那么轴心的实际位置:

$$\begin{cases} x_i = x_{0i}^* + C_i e_i \sin \theta_i \\ y_i = y_{0i}^* - C_i e_i \cos \theta_i \end{cases} \quad (11)$$

作为算例,我们对某大型汽轮发电机组轴系进行求解。表 5 仅是在 $\Omega$ 为 3000 转/分时的偏心率、偏位角以及轴颈中心相对于基准坐标系 $X^*OY^*$ 的实际位置,本例选取初始值 $e_i = 0.42, \theta_i = 65^\circ (i = 1 \sim 6)$

表 5 额定转速下轴心位置

No	1*	2*	3*	4*	5*	6*
$e$	0.464	0.471	0.455	0.455	0.449	0.480
$\theta [^\circ]$	68.75	64.42	52.14	53.85	67.69	72.28
$x(\text{mm})$	0.242	0.288	0.300	0.307	0.280	0.277
$y(\text{mm})$	1.025	0.083	-0.283	-0.224	0.09	2.389

### 3 轴心位置的最优化求解

图 3 为某大型汽轮发电机组轴系示意图。

标高调整的原则,是作用于轴承的载荷在许用值内及作用于联轴器上的应力最小。为了求出这个调整范围,我们先求出在满足上面的条件下轴心的位置。

$$\begin{pmatrix} F_{x1} \\ F_{x2} \\ \dots \\ F_{xNB} \\ F_{y1} \\ F_{y2} \\ \dots \\ F_{yNB} \\ M_1 \\ \dots \\ M_K \\ N_1 \\ \dots \\ N_K \\ S_1 \\ \dots \\ S_K \\ Q_1 \\ \dots \\ Q_K \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} k_{11} & k_{12} & \dots & k_{1,NB} \\ k_{21} & k_{22} & \dots & k_{2,NB} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ k_{NB,1} & k_{NB,2} & \dots & k_{NB,NB} \\ & & & & k_{11} & k_{12} & \dots & k_{1,NB} \\ & & & & k_{21} & k_{22} & \dots & k_{2,NB} \\ & & & & \dots & \dots & \dots & \dots \\ & & & & k_{NB,1} & k_{NB,2} & \dots & k_{NB,NB} \\ P_{11} & P_{12} & \dots & P_{1,NB} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ P_{K1} & P_{K2} & \dots & P_{K,NB} \\ P_{11} & P_{12} & \dots & P_{1,NB} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ P_{K1} & P_{K2} & \dots & P_{K,NB} \\ & & & & q_{11} & q_{12} & \dots & q_{1,NB} \\ & & & & \dots & \dots & \dots & \dots \\ & & & & q_{K1} & q_{K2} & \dots & q_{K,NB} \\ & & & & q_{11} & q_{12} & \dots & q_{1,NB} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ & & & & q_{K1} & q_{K2} & \dots & q_{K,NB} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \dots \\ x_{NB} \\ y_1 \\ y_2 \\ \dots \\ y_{NB} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} F_{x1}^0 \\ F_{x2}^0 \\ \dots \\ F_{x,NB}^0 \\ F_{y1}^0 \\ F_{y2}^0 \\ \dots \\ F_{y,NB}^0 \\ M_1^0 \\ \dots \\ M_K^0 \\ N_1^0 \\ \dots \\ N_K^0 \\ S_1^0 \\ \dots \\ S_K^0 \\ Q_1^0 \\ \dots \\ Q_K^0 \end{pmatrix} \quad (12)$$

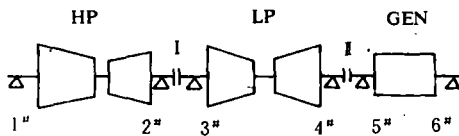


图 3 大型汽轮发电机组示意图

对于 NB 个轴承中 K 个联轴器, 参见式 (1) ~ (3), 可得如下矩阵方程式 (即式 (12))。上式中,  $F_{x1}^0, F_{x2}^0, \dots, F_{x,NB}^0; F_{y1}^0, F_{y2}^0, \dots,$

$F_{y,NB}^0$  为轴系的静载荷, 即按  $x_0^0, y_0^0$  安装时的静载荷, 而  $M_i^0, S_i^0, Q_i^0 (i = 1, 2, \dots, K)$  为静态弯矩及剪力, 在联轴器处应为零。考虑到联轴器与相邻轴承比较接近, 为简化分析, 设上式中  $M_i, N_i, S_i, Q_i (i = 1, 2, \dots, K)$  近似取轴承处的值。  $F_{ij} (i, j = 1, 2, \dots, NB), P_{ij}, q_{ij} (i = 1, 2, \dots, K; j = 1, 2, \dots, NB)$  为系数。

为了求出轴心最优调整位置, 设目标函数:

$$G = \sum_{i=1}^{NB} \alpha_i [(F_{xi} - F_{xi}^0)^2 + (F_{yi} - F_{yi}^0)^2] + \sum_{j=1}^K [\beta_j (M_j^2 + N_j^2) + \gamma_j (S_j^2 + Q_j^2)] \quad (13)$$

式中  $\alpha_i, \beta_j, \gamma_j$  为加权系数。

同样, 根据上面算例, 计算出了一组在

满足目标条件下, 3000 转 / 分时轴心位置在  $x, y$  方向的最佳位置, 见表 6,  $\alpha_i, \beta_j, \gamma_j$  均为 1.0。

表 6 轴心最优位置

(mm)

No	1	2	3	4	5	6
$x$	0.373	0.154	0.144	0.219	0.229	0.169
$y$	1.296	-0.843	-0.856	0.037	0.217	1.649

#### 4 结论

1 采用有限元模型,对转子系统建立传递矩阵方程;又结合偏位角迭代,计算了轴颈中心位置。

2 提出了解决轴系静特性问题的一种目标函数,采用无约束优化计算中的 DFP 变度量算法,求解了轴心最佳动态位置,进而为解

决轴承标高的调整问题提供了依据。在额定工作转速附近  $\phi_p \sim \theta$  及  $\varepsilon \sim \theta$  关系采用曲线拟合,计算结果是好的。

#### 参 考 文 献

- 1 富沢正雄. 多轴受轴系のアラインメントと軸受荷重分布の検討. 日本机械学会论文集(C编), 57 卷 533 号 (1991-1), 171~176
- 2 徐龙祥. 大型汽轮发电机组轴系稳定性及相关问题的研究. 西安交通大学博士论文, 1989
- 3 堀 幸夫. すべり軸受ご支持され十二ロータの安定性におよぼす地震波の影響. 日本机械学会论文集(C编), 1989, 611~617
- 4 Nelson H D, et al. Nonlinear analysis of rotor-bearing systems using component mode synthesis. Trans. of the ASME, 1983, 105, 606-614

(渠源 编辑)

作者简介:郭力, 31 岁, 博士, 毕业于西安交通大学。主持一项国家自然科学基金和二项国家机械工业技术发展基金研究。获国家教委科技进步一等奖, 是机械工业部青年学术骨干。在国内外学术刊物上发表论文二十余篇, 多次获优秀论文奖。(通讯处: 410082 长沙市岳麓山)



### 柴油机制造集成系统首期工程通过国家鉴定

由上海沪东造船厂为主开发的国家重点企业技术开发项目“柴油机制造集成系统”首期工程(CADIS-I), 日前在上海通过国家鉴定。

利用计算机辅助船用大功率柴油机制造集成系统, 能够使工厂柴油机的整个生产活动优化, 实现人力、物力、财力的合理安排, 全面提高生产技术和管理水平, 增强柴油机在国际市场上的竞争能力。该工程自 1993 年起部分系统投入实际运行以来, 即取得良好的经济效益, 生产能力比原先提高了一倍, 有效地克服了工厂造船生产品种多、批量小、生产准备工作周期长、生产管理难度大等问题, 且实用性强, 效果显著。专家们认为, 该系统属国内首创, 达到了国际先进水平。

(邵天骏 供稿)

大型汽轮发电机组轴系位置调整=The Adjustment of Shafting Location for a Large-sized Turbo-generator Unit [刊,中]/Guo Li (Hunan University)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. 1996,11(5).-315~321

An optimum adjustment is investigated of the shafting dynamic location of a large-sized turbogenerator unit. By the use of a finite element method and by taking account of the non-linearity of bearing oil film force established are the shafting nonlinear equation group of the said turbogenerator. With the help of an unconstrained minimization method solved is the axle center actual location of the rotor within its working speed range. **Key words:** turbogenerator unit, bearing-rotor system, nonlinear vibration

采用喷嘴吹扫的方法防止锅炉引风机积灰振动=The Prevention of Exhaust Fan Ash-Buildup and Vibration by the Use of a Nozzle Purging Method [刊,中]/Lu Tai, Cui Changlin (Northeast Electrical Engineering Institute)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1996,11(5).-322~325

One of the common failures occurring during the operation of a power plant boiler unit is its exhaust fan ash buildup and vibration. A brief description is given of the experimental study results of the prevention of exhaust fan blade ash buildup by the use of simple nozzle purging techniques as well as its practical utilization on-site. The design and calculation method of nozzle groups has also been presented. **Key words:** boiler, fan, vibration, nozzle

高压加热器系统内部故障的 Fuzzy 诊断=Fuzzy Diagnostics of Malfunctions within a High-pressure Heater System [刊,中]/Li Luping (Changsha Electrical Engineering School)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1996,11(5).-326~328

Edited and Published by Harbin 703 Research Institute and Editorial Staff of this Journal

Printer: Printing House of Harbin Institute of Technology

Address: P. O. Box 77, Harbin China

Tel: (0451)5650888—2092

Fax: (0451)5662885

Post Code 150036

Periodical Registration: ISSN1001-2060  
CN23-1176/TK

Distributed by China International Book Trading Corporation,  
P. O. Box 399, Beijing, China