

悬臂转子系统振动特性分析

安学利, 周建中, 李超顺, 刘 力

(华中科技大学 水电与数字化工程学院, 湖北 武汉 430074)

摘 要: 推导建立了考虑转轮叶片作用的悬臂转子系统动力学方程。对运动微分方程进行数值积分, 分析了质量偏心、转轮叶片质量及轴承之间的距离等对悬臂转子系统振动特性的影响。数值分析结果表明, 随着圆盘 2 质量偏心的不断增加, 转子系统的径向位移近似线性增大; 当转轮叶片质量、轴承之间的距离等取不同值时, 转子系统径向位移的变化情况较为复杂。圆盘 1 的径向位移值可能会大于、等于或小于圆盘 2 的径向位移值。

关 键 词: 悬臂转子; 叶片质量; 质量偏心; 径向位移; 轴承间距离

中图分类号: TH133.3 文献标识码: A

引 言

随着大容量发电机组的不断采用, 安全生产对机组轴系的稳定性要求也越来越高。旋转机械在设计中经常采用悬臂式转子系统, 在此类系统中转轮以等速转动, 系统的受力属于悬臂梁类型, 抗干扰力差, 容易引起机械振动, 造成机组运行的不稳定性^[1~5]。大型旋转机械的轴系通常是由多级转轮叶片和转轴所组成的复杂系统。叶片是旋转机械中最重要的部件之一, 易受到离心力、气流力和水流动力等周期性激振力的作用, 使轴系产生振动^[6~11]。为了提高旋转机械的工作效率及确保系统的安全稳定运行, 建立合适的动力学模型, 分析计算悬臂转子系统的振动特性是非常必要的。此项研究不仅具有理论意义, 而且具有重要的工程应用价值。

为了使悬臂转子系统振动分析更为合理、更为接近现场实际情况, 对转轮叶片作用下悬臂转子系统的振动特性进行系统的分析, 建立了悬臂转子系统的动力学模型, 研究不同参数对悬臂转子系统振动特性的影响。

1 转子系统动力学方程

为了很好地了解和掌握悬臂转子系统的动力学行为, 有必要构造最基本的悬臂转子系统模型。假设悬臂转子系统模型由主轴、2 个圆盘、3 个导轴承和转轮叶片等部分组成, 如图 1 所示。该模型只考虑转子系统的径向振动, 忽略推力轴承对转子系统振动的影响, 假设转子为刚性的, 3 个导轴承为滑动轴承。圆盘 1 位于导轴承 B_1 、 B_2 中部; 圆盘 2 位于转子系统底部; 沿圆盘 2 周向均匀分布着一组完全相同的叶片。每个叶片结构可以看成一端固结在圆盘 2 上(即转轮叶片与主轴同速转动, 它们无相对位移)、一端与质点连接的一根不计质量的刚性细杆结构。质点、固结点和转子中心 3 点在同一直线上, 如图 2 所示。

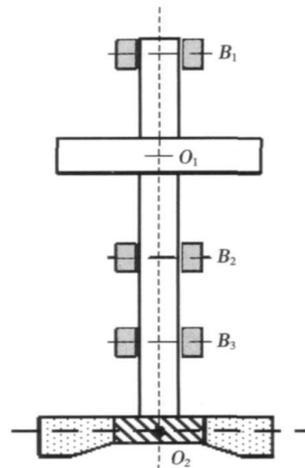


图 1 悬臂转子系统图

图 2 中, O_2' 为圆盘 2 几何中心, 坐标为 (x_2, y_2) ; 令 (x_{0i}, y_{0i}) 为第 i 个叶片质心坐标, 有 $x_{0i} = x$

收稿日期: 2008-04-16; 修订日期: 2008-12-22

基金项目: 科技部水利部公益性行业科研专项经费基金资助项目(200701008); 国家自然科学基金雅砻江联合研究重点基金资助项目(50539140); 高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(20050487062)

作者简介: 周建中(1959-), 男, 湖北武汉人, 华中科技大学教授。

+ $l_i \cos \Phi_{0i}$, $y_{0i} = y + l_i \sin \Phi_{0i}$, l_i 为叶片质心到转轴形心距离, 故可得第 i 个叶片的动能表达式:

$$T_{0i} = \frac{1}{2} m_{0i} (\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2 + l_i^2 \dot{\Phi}_{0i}^2 + 2l_i \dot{\Phi}_{0i} \dot{y}_2 \cos \Phi_{0i} - 2l_i \dot{\Phi}_{0i} \dot{x}_2 \sin \Phi_{0i}) + \frac{1}{2} J_{0i} \dot{\Phi}_{0i}^2 \quad (1)$$

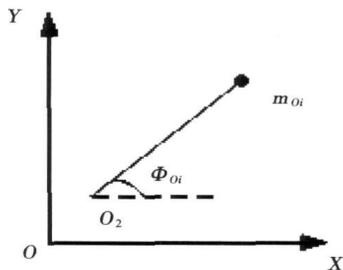


图 2 转轮叶片位置示意图

式中: m_{0i} —第 i 个叶片的质量; J_{0i} —第 i 个叶片过质心的转动惯量; Φ_{0i} —第 i 个转轮叶片角位移, 可写为 $\Phi_{0i} = \omega t + \alpha_{0i}$, 其中 ω 为转子转速, $\alpha_{0i} = 2\pi(i-1)/n$ 表示第 i 个叶片的位置。考虑到转轮叶片完全相同, 因此有 $m_{0i} = m_{01}$, $J_{0i} = J_{01}$, $l_i = l_1$, m_{01} 为第 1 个叶片的质量, J_{01} 为第 1 个叶片过质心的转动惯量, l_1 为第 1 个叶片的质心到转子形心距离。因此, n 个转轮叶片的总动能可表示为:

$$\sum_{i=1}^n T_{0i} = \left[\frac{1}{2} m_{01} (\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2 + l_1^2 \omega^2) + \frac{1}{2} J_{01} \omega^2 \right] n + m_{01} l_1 \omega y_2 \sum_{i=1}^n \cos \Phi_{0i} - m_{01} l_1 \omega x_2 \sum_{i=1}^n \sin \Phi_{0i} \quad (2)$$

悬臂转子系统的总动能包括圆盘 1、圆盘 2 和转轮叶片动能, 为:

$$T = \frac{1}{2} m_1 (\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2 + e_1^2 \dot{\phi}_1^2 + 2e_1 \dot{\phi}_1 \dot{y}_1 \cos \phi_1 - 2e_1 \dot{\phi}_1 \dot{x}_1 \sin \phi_1) + \frac{1}{2} (J_1 + m_1 e_1^2) \dot{\phi}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 (\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2 + e_2^2 \dot{\phi}_2^2 + 2e_2 \dot{\phi}_2 \dot{y}_2 \cos \phi_2 - 2e_2 \dot{\phi}_2 \dot{x}_2 \sin \phi_2) + \frac{1}{2} (J_2 + m_2 e_2^2) \dot{\phi}_2^2 + \left[\frac{1}{2} m_{01} (\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2 + l_1^2 \omega^2) + \frac{1}{2} J_{01} \omega^2 \right] n + m_{01} l_1 \omega y_2 \sum_{i=1}^n \cos \Phi_{0i} - m_{01} l_1 \omega x_2 \sum_{i=1}^n \sin \Phi_{0i} \quad (3)$$

式中: m_1 —圆盘 1 质量; (x_1, y_1) —圆盘 1 形心坐标; e_1 —圆盘 1 偏心量; $\phi_1 = \omega t$ —圆盘 1 转过的角度; J_1 —圆盘 1 过形心的转动惯量。 m_2 —圆盘 2 质量; (x_2, y_2) —圆盘 2 形心坐标; e_2 —圆盘 2 偏心量; $\phi_2 = \omega t$ —圆盘 2 转过的角度; J_2 —圆盘 2 过形心的转动惯量。

图 1 中, B_1, O_1, B_2, B_3, O_2 分别是轴承 1、圆盘 1、轴承 2、轴承 3 和圆盘 2 的形心, 其中 $|B_1 B_2| = a$,

$|B_2 B_3| = b$, $|B_3 O_2| = c$, $|B_1 O_1| = |O_1 B_2|$ 。有:

$$r_3 = \frac{2(a+b+c)r_1 - ar_2}{a+2b+2c} \quad (4)$$

$$r_4 = \frac{2(b+c)r_1 + ar_2}{a+2b+2c} \quad (5)$$

$$r_5 = \frac{2cr_1 + (a+2b)r_2}{a+2b+2c} \quad (6)$$

式中: r_1, r_2 —圆盘 1、2 的径向位移; r_3, r_4, r_5 —系统运动时转轴在轴承 1、2、3 处的径向位移。

不考虑悬臂转子系统运动时重力势能的变化, 假定叶片结构为刚性细杆结构, 即转轮无结构变形, 综合式(4)~式(6), 悬臂转子系统势能可表示为:

$$U = \frac{1}{(a+2b+2c)^2} \{ (x_1^2 + y_1^2) [2k_1(a+b+c)^2 + 2k_2(b+c)^2 + 2k_3 c^2] + \frac{1}{2} (x_2^2 + y_2^2) [k_1 a^2 + k_2 a^2 + k_3 (a+2b)^2] + \sqrt{x_1^2 + y_1^2} \sqrt{x_2^2 + y_2^2} [-2ak_1(a+b+c) + 2ak_2(b+c) + 2ck_3(a+2b)] \} \quad (7)$$

式中: k_1, k_2, k_3 —轴承 1、2、3 的支承刚度; $(x_3, y_3), (x_4, y_4), (x_5, y_5)$ —系统运动时转轴几何中心在轴承 1、2、3 处的坐标。

假设转子系统对应于各广义坐标的广义力分别是 $Q_{x_1} = -c_1 \dot{x}_1$, $Q_{y_1} = -c_1 \dot{y}_1$, $Q_{x_2} = -c_2 \dot{x}_2$, $Q_{y_2} = -c_2 \dot{y}_2$ 。由拉格朗日方程可得悬臂转子系统运动微分方程:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + \frac{x_1}{(a+2b+2c)^2} \{ 4k_1(a+b+c)^2 + 4k_2(b+c)^2 + 4k_3 c^2 + \frac{\sqrt{x_2^2 + y_2^2}}{\sqrt{x_1^2 + y_1^2}} [-2ak_1(a+b+c) + 2ak_2(b+c) + 2ck_3(a+2b)] \} = m_1 e_1 \omega^2 \cos \phi_1 \quad (8)$$

$$m_1 \ddot{y}_1 + c_1 \dot{y}_1 + \frac{y_1}{(a+2b+2c)^2} \{ 4k_1(a+b+c)^2 + 4k_2(b+c)^2 + 4k_3 c^2 + \frac{\sqrt{x_2^2 + y_2^2}}{\sqrt{x_1^2 + y_1^2}} [-2ak_1(a+b+c) + 2ak_2(b+c) + 2ck_3(a+2b)] \} = m_1 e_1 \omega^2 \sin \phi_1 \quad (9)$$

$$(m_2 + m_{01}) \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + \frac{x_2}{(a+2b+2c)^2} \{ k_1 a^2 + k_2 a^2 + k_3 (a+2b)^2 + \frac{\sqrt{x_1^2 + y_1^2}}{\sqrt{x_2^2 + y_2^2}} [-2ak_1(a+b+c) + 2ak_2(b+c) + 2ck_3(a+2b)] \} = m_2 e_2 \omega^2 \cos \phi_2 + m_{01} l_1 \omega^2 \sum_{i=1}^n \cos \Phi_{0i} \quad (10)$$

$$(m_2 + m_{01}) \ddot{y}_2 + c_2 \dot{y}_2 + \frac{y_2}{(a+2b+2c)^2} \{ k_1 a^2 + k_2 a^2 + k_3 (a+2b)^2 + \frac{\sqrt{x_1^2 + y_1^2}}{\sqrt{x_2^2 + y_2^2}} [-2ak_1(a+b+c) + 2ak_2(b+c) + 2ck_3(a+2b)] \} = m_2 e_2 \omega^2 \sin \phi_2 + m_{01} l_1 \omega^2 \sum_{i=1}^n \sin \Phi_{0i}$$

$$2ak_2(b+c)+2ck_3(a+2b)]\} = m_2e_2\omega^2\sin\phi_2 + m_{01}l_1\omega^2\sum_{i=1}^n\sin\phi_{0i} \quad (11)$$

2 数值计算及分析

为了解悬臂转子系统的运动状态,研究参数变化时系统表现出的各种特性,需要对系统运动微分式(8)~式(11)进行数值模拟。所选用的计算参数分别为: $m_1=25\text{ kg}$, $m_2=18\text{ kg}$, $m_{01}=7\text{ kg}$, $e_1=0.0005$, $e_2=0.0003$, $\omega=15\text{ Hz}$, $k_1=500\,000\text{ N/m}$, $k_2=400\,000\text{ N/m}$, $k_3=300\,000\text{ N/m}$, $c_1=650\text{ N}\cdot\text{s/m}$, $c_2=530\text{ N}\cdot\text{s/m}$, $l_1=0.05\text{ m}$, $n=8$, $a=0.4\text{ m}$, $b=0.15\text{ m}$, $c=0.15\text{ m}$ 。

2.1 质量偏心对转子系统振动特性的影响

当转轴的回转频率 $\omega=15\text{ Hz}$,圆盘2的质量偏心 e_2 取 $0.5\sim 3\text{ mm}$ 之间不同值,其它计算参数不变时,转子系统径向位移如图3所示。从图中可以看出,随着 e_2 的不断增大,转子系统中圆盘1、2的径向位移都近似线性增大;圆盘2的径向位移增加的幅度要大于圆盘1,且圆盘2的径向位移始终大于圆盘1的径向位移。转子系统中,圆盘2的径向振动幅值与圆盘1的径向振动幅值之差,随着 e_2 的增大而增大。也就是说,随着质量偏心 e_2 的不断增大,转子系统的稳定性越来越差,且圆盘2运行状态恶化明显。作为典型悬臂转子系统的水轮发电机组系统,有时机组振动超标的主要原因就是机组转子质量偏心过大^[12~14]。这时需要对故障机组进行转子动平衡试验,以有效地平衡转子的质量偏心,达到机组减振的目的。

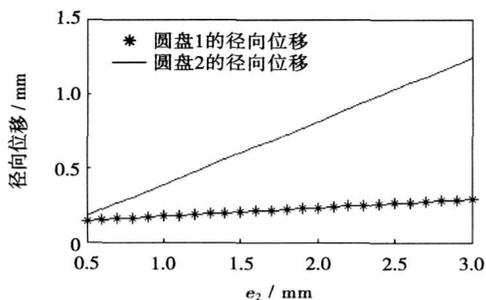


图3 质量偏心 e_2 取不同值时转子系统径向位移图

2.2 转轮叶片质量对转子系统振动特性的影响

图4是叶片质量取 $0\sim 9\text{ kg}$ 之间不同值,其它计算参数不变时,转子系统径向位移图。从图中可以看出,随着转轮叶片质量的不断增加,转子系统径向

位移的变化情况较为复杂。当 $m_{01}=0\sim 1.4\text{ kg}$ 时,圆盘1径向位移缓慢增大,在 $m_{01}=1.4\text{ kg}$ 时,达到最大值 0.24 mm ;当 $m_{01}=1.4\sim 9\text{ kg}$ 时,圆盘1径向位移持续缓慢减小,在 $m_{01}=9\text{ kg}$ 时,达到最小值 0.13 mm 。但是,在 $m_{01}=7.34\sim 8.01\text{ kg}$ 时,圆盘1径向运动会发生分岔现象,说明在转轮叶片质量取这个区间不同值时,圆盘1的运动非常不稳定。

当 $m_{01}=0\sim 1.4\text{ kg}$ 时,圆盘2径向位移以较快的速度增大,在 $m_{01}=1.4\text{ kg}$ 时,达到最大值 0.96 mm ;当 $m_{01}=1.4\sim 9\text{ kg}$ 时,圆盘2径向位移开始快速减小,但从 $m_{01}=4\text{ kg}$ 开始,放缓了径向位移减小的速度,在 $m_{01}=9\text{ kg}$ 时,径向位移为 0.06 mm 。同圆盘1类似,圆盘2在 $m_{01}=7.34\sim 8.01\text{ kg}$ 时,径向运动也会出现分岔现象,说明圆盘2在转轮叶片质量取这个区间不同值时,它的运动也是非常不稳定的。

当 m_{01} 在区间 $0\sim 5\text{ kg}$ 时,圆盘1径向位移值小于圆盘2;而当 m_{01} 在区间 $5\sim 9\text{ kg}$ 时,圆盘1径向位移值大于圆盘2(复杂分岔运动区除外)。此结论成立的前提条件是不考虑转轮叶片和机组其它部件的相互作用。例如,在水电机组中,转轮叶片数与活动导叶数相互干涉会引发机组的振动。这种振动现象在活动导叶数和转轮叶片数相差1时比较容易发生。防止这种现象的措施包括改变转轮叶片数量、加大叶片和导叶间的距离等^[15]。

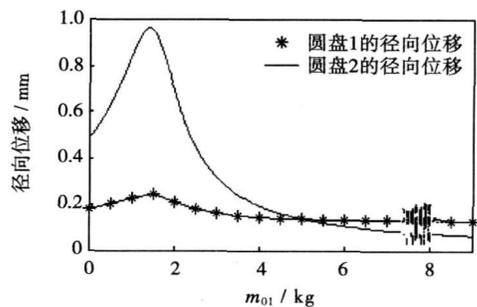


图4 叶片质量取不同值时转子系统径向位移图

2.3 轴承1、2之间的距离对转子系统振动特性的影响

当轴承1、2之间的距离 a 取 $0.1\sim 0.6\text{ m}$ 之间不同值,其它计算参数不变时,转子系统径向位移如图5所示。从图中可以看出,随着 a 的不断增大,转子系统中圆盘1、2的径向位移都会逐步减小;它们减小的速度近似相同。当 a 在区间 $0.1\sim 0.6\text{ m}$ 时,圆盘1的径向位移值始终大于圆盘2,此时,圆盘1的运动稳定性要劣于圆盘2。

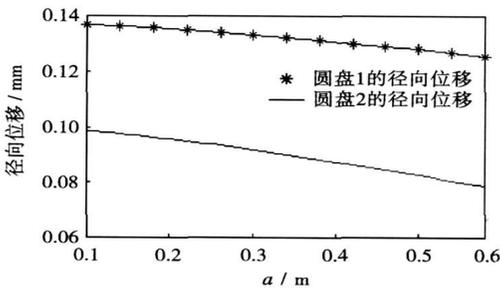


图5 轴承1、2之间的距离取不同值时系统径向位移图

2.4 轴承2、3之间的距离对转子系统振动特性的影响

图6是轴承2、3之间的距离 b 取 $0.05 \sim 0.25$ m 之间不同值, 其它计算参数不变时, 转子系统径向位移图。从图中可以看出, 随着轴承2、3之间的距离 b 的不断增大, 转子系统的径向位移的变化情况较为复杂。当 $b=0.05 \sim 0.119$ m 时, 圆盘1径向位移出现分岔, 说明 b 取这个区间不同值时, 圆盘1径向运动比较复杂。当 $b=0.12 \sim 0.25$ m 时, 圆盘1径向运动从复杂的分岔运动变为较简单的周期1运动, 此时随着轴承2、3之间的距离 b 的不断增大, 圆盘1径向位移值开始缓慢增大, 在 $b=0.25$ m 时, 位移值为 0.14 mm。

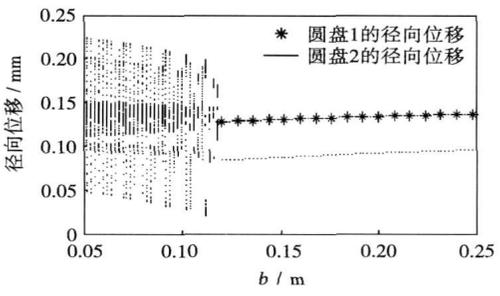


图6 轴承2、3之间的距离取不同值时转子径向位移图

通过分析图6可以发现, $b=0.05 \sim 0.119$ m 也是圆盘2的径向位移的复杂分岔区, 此时圆盘2径向运动是非常不稳定的。当 $b=0.12 \sim 0.25$ m 时, 圆盘2径向位移由复杂运动变为简单的周期1运动, 其径向位移值也是缓慢增大, 在 $b=0.25$ m 时, 位移值为 0.095 mm。当轴承2、3之间的距离 b 在区间 $0.12 \sim 0.25$ m 时, 圆盘1径向位移值大于圆盘

2.5 轴承3与圆盘2之间的距离对转子系统振动特性的影响

当轴承3与圆盘2之间的距离 c 取 $0.05 \sim 0.3$ m 之间不同值, 其它计算参数不变时, 转子系统径向位移如图7所示。从图中可以看出, 随着 c 的不断增大, 转子系统径向位移的变化情况较为复杂。当 $c=0.05 \sim 0.079$ m 时, 圆盘1径向为复杂的拟周期运动, 振动很不稳定。当 $c=0.08 \sim 0.30$ m 时, 圆盘1径向运动变为周期1运动, 径向位移值变化平缓, 起初缓慢增大, 增至 0.1307 mm 后, 开始缓慢减小, 在 $c=0.30$ m 时, 位移值为 0.13 mm。

同圆盘1情况类似, 当轴承3与圆盘2之间的距离 $c=0.05 \sim 0.079$ m 时, 圆盘2径向为非常复杂的分岔运动; 通过分析圆盘2径向位移的 Poincaré 图和轴心轨迹图, 发现此时圆盘2为拟周期运动。当 $c=0.08 \sim 0.30$ m 时, 圆盘2径向位移由复杂的拟周期运动变为简单的周期1运动, 此时位移值变化也较为平缓。

在圆盘1、圆盘2为周期1运动时, 即当轴承3与圆盘2之间的距离 c 在区间 $0.08 \sim 0.30$ m 时, 圆盘1径向位移值大于圆盘2。水轮发电机组导轴承的作用是, 承受机组转动部分的径向机械不平衡力和电磁不平衡力, 维持机组主轴在轴承间隙范围内稳定运行^[6]。在工程实际中, 导轴承的布置位置应尽量靠近转轮, 这样转轮悬臂值小, 主轴临界转速高, 机组运行更加稳定可靠^[7]。文献[18]研究了涡摆耦合悬臂转子的稳定性, 通过分析发现悬臂轴的长度对转子系统的稳定性影响十分明显, 有可能使系统出现非线性及混沌特性。

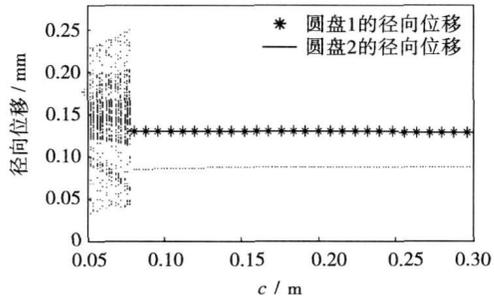


图7 轴承3与圆盘2之间的距离取不同值时转子径向位移图

3 结论

(1) 随着圆盘2的质量偏心 e_2 的不断增大, 转子系统中圆盘1、2的径向位移都近似线性增大; 圆

盘 2 的径向位移值始终大于圆盘 1 的径向位移值。

(2) 转轮叶片质量、轴承 2、3 之间的距离 b 、轴承 3 与圆盘 2 之间的距离 c 取不同值时, 转子系统径向位移的变化情况较为复杂, 存在分岔现象。圆盘 1 的径向位移值可能大于、等于或小于圆盘 2 的径向位移值。

(3) 随着轴承 1、2 之间的距离 a 的不断增大, 转子系统中圆盘 1、2 的径向位移值都会持续减小; 且它们减小的速度近似相同; 圆盘 1 的径向位移值始终大于圆盘 2。

参考文献:

- [1] 秦卫阳, 孟光, 任兴民. 双盘裂纹转子的非线性动态响应与混沌[J]. 西北工业大学学报, 2002, 20(3): 378—382
- [2] 陈宏, 李鹤, 张晓伟等. 双盘悬臂裂纹转子—轴承系统的动力学分析[J]. 振动工程学报, 2005, 18(1): 113—117.
- [3] 于涛, 韩清凯, 李善达等. 双悬臂转子系统动力学特性及不平衡响应分析[J]. 振动测试与诊断, 2007, 27(3): 186—189.
- [4] 任朝晖, 陈宏, 李鹤等. 双盘悬臂转子轴承系统碰摩故障数值仿真与实验分析[J]. 中国机械工程, 2006 17(17): 1829—1833.
- [5] 张韬, 孟光. 双盘悬臂转子系统碰摩响应的分叉与混沌特性分析[J]. 上海交通大学学报, 2002, 36(6): 839—843.
- [6] 王立刚, 曹登庆, 胡超等. 叶片振动对转子—轴承系统动力学行为的影响[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2007, 28(3): 320—324.
- [7] 杨建刚, 高 豐. 大型旋转机械叶片—轴弯扭耦合振动问题的研究[J]. 动力工程, 2003, 23(4): 2569—2573.
- [8] 秦 飞, 陈立明. 失调叶片—轮盘系统耦合振动分析[J]. 北京工业大学学报, 2007, 33(2): 126—128
- [9] 商大中, 曹承佳, 李宏亮. 考虑刚体运动与弹性运动耦合影响的旋转叶片振动有限元分析[J]. 计算力学学报, 2000, 17(3): 332—338.
- [10] 晏水平, 黄树红, 韩守木. 汽轮发电机组叶片振动对轴系扭转振动的影响[J]. 华中理工大学学报, 2000 28(11): 17—19.
- [11] AL-NASSAR Y N, AL-BEDDOOR B O. On the vibration of a rotating blade on a torsionally flexible shaft[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003 259(5): 1237—1242
- [12] 刘保生, 姚大坤, 胡建文. 动平衡消除水轮发电机振动故障[J]. 大电机技术, 2005(3): 5—8
- [13] 姚 泽, 黄青松. 动平衡方法处理水电机组振动故障实例[J]. 水电自动化与大坝监测, 2007 31(1): 61—63
- [14] 王 千, 张恩博. 长甸 2 号水轮发电机组振动原因分析[J]. 东北电力技术, 2007(8): 17—19.
- [15] 蒋菊平. 水轮机和发电机振动及主轴摆动的原因及对策[J]. 东方电机, 1998(4): 20—30.
- [16] 甘肃省电力工业局合编. 水轮发电机组运行技术[M]. 北京: 中国电力出版社, 1996.
- [17] 高建铭, 林洪义, 杨永萼. 水轮机及叶片泵结构[M]. 北京: 清华大学出版社, 1992.
- [18] 袁惠群, 李 东, 周 硕, 等. 涡摆耦合悬臂双盘碰摩转子的稳定性分析[J]. 振动与冲击, 2008 27(7): 109—112

(编辑 何静芳)

新技术、新产品

MHI 为加拿大提供联合循环电站

据《Gas Turbine World》2008 年 11—12 月号报道, MHI(日本三菱重工)为 ENMAX 绿色电力公司供应 800 MW 烧天然气的燃气轮机联合循环电站。

2×1 联合循环电站将由 2 台 MHI M501G1 燃气轮机(每台额定输出功率为 264.4 MW)和 1 台额定输出功率为 271.7 MW 的汽轮机提供动力, 装置净输出功率为 800.5 MW, 效率为 58.6%。

根据该合同, MHI 将提供 2 台 M501G1 燃气轮机、2 台余热锅炉和 1 台汽轮机。三菱电气公司将供应连带的发电机。

该电站将建在加拿大艾伯塔省的 Calgary 市, 该项目投资 12 亿加拿大元, 预期于 2012 年投入运行。

(吉桂明 供稿)

超临界循环流化床锅炉技术特点比较 = **A Comparison of Technical Features of Supercritical Circulating Fluidized Bed Boilers** [刊, 汉] / ZHANG Man, BIE Ru-shan (College of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001), WANG Feng-jun, JIANG Xiao-guo (Harbin Boiler Works Co. Ltd., Harbin, China, Post Code: 150046) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(3). — 271 ~ 276

To summarize the technical features of supercritical CFB (circulating fluidized bed) boilers, analyzed were the parameter selection for supercritical boilers and the reasons why CFB boilers are more suitable than pulverized coal boilers for adopting supercritical parameters. The status quo of the study on supercritical CFB boilers both at home and abroad was described in detail. An analysis and comparison of the versions of a supercritical 600 MW CFB boiler for Baima Project proposed by three domestic boiler manufacturers shows that there exists no overriding technical barrier in the design of a supercritical CFB boiler. Moreover, the supercritical CFB combustion technology will become an important clean coal-based power generation technology for coal-fired power plants in China. However, with the in-depth development of research on supercritical CFB boilers, some relevant problems still merit further study and investigation. **Key words:** circulating fluidized bed boiler, supercritical, water wall, technical feature

圆形截面离心压缩机蜗壳内部三维流动的测量与分析 = **Measurement and Analysis of Three-dimensional Flows in the Volute of a Centrifugal Compressor with a Round Section** [刊, 汉] / GAO Li-min, WANG Huan, LIU Bo (Key Laboratory on Airfoil and Cascade Aerodynamics, College of Power and Energy Source, Northwest Polytechnic University, Xi'an, China, Post Code: 710072), WANG Shang-jin (College of Energy Source and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(3). — 277 ~ 280

By utilizing a five-hole probe, measured in detail were three-dimensional flows in the volute of a large-sized low-speed centrifugal compressor with a round section. As a result, a flow velocity distribution and a distribution chart of flow speed, total and static pressure along the radial and circumferential direction in the radial measurement section of the spiral flow passage portion of the volute were given, and the flow rates thus obtained, compared with those obtained from the one-dimensional calculation. It has been found that the measured flow rates in various sections assume an identical variation tendency with those obtained from the one-dimensional calculation. In step with increasing angles, the difference between the calculation results and test ones gradually decreases. In addition, the flows in the volute under test pertain to complex three-dimensional flows, and the flow speed distribution along the radial direction in various radial sections of the volute features a comparatively conspicuous difference from the momentum conservation law. The change in total pressures along the circumferential direction is not manifest. **Key words:** centrifugal compressor, volute, round section, flow measurement

悬臂转子系统振动特性分析 = **An Analysis of the Vibration Characteristics of a Cantilever Rotor System** [刊, 汉] / AN Xue-li, ZHOU Jian-zhong, LI Chao-shun, LIU Li (College of Hydropower and Digital Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan, China, Post Code: 430074) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(3). — 281 ~ 285

Derived and established was a kinetic equation for cantilever rotor systems with the role of rotor blades being taken into account. Through a numerical integration of the motion differential equation, the influence of various factors on the vibration characteristics of a cantilever rotor system was analyzed. The factors include mass eccentricity, rotor blade mass and bearing spacing etc. The numerical analytic results show that with a continuous increase of the mass eccentricity of wheel disk No. 2, the radial displacement of the rotor system will exhibit an approximately linear increase. In case different values are chosen for rotor blade mass and the spacing between bearings etc., the change of the radial displacement of the rotor system becomes relatively complicated. The radial displacement value of wheel disk No. 1 may be greater than, equivalent to or less than that of wheel disk No. 2. **Key words:** overhung rotor, blade quality, mass eccentricity, radial displacement, bearing spacing

叶片的周向前弯角度对低压轴流风扇叶顶泄漏流场的影响 = **Influence of the Circumferential Forward Skew**