

离心压缩机电机振动建模分析及改进

陈虹微[†] 王荣杰

(福建龙岩学院机电系, 龙岩 364012)

摘要 针对福建龙岩某厂离心压缩机工作中电机振动的实际故障,从产生的机理分析入手,认为电机振动主要是机械原因、电气原因和安装原因造成的. 振动信号大多数是一些周期信号、准周期信号、或平稳随机信号,故障特征频率都与转子的转速有关,等于转子的回转频率及其倍频或分频. 以振动微分方程为基础,推导出电机振动的临界转速数学模型,得出电机的振动故障是由于工作转速与临界转速过于接近造成的. 将轴的直径减小,使一阶临界转速变低,从而消除振动故障.

关键词 离心压缩机, 电机, 振动, 模型, 临界转速

引言

离心压缩机是石油化工等部门生产中广泛应用的大型旋转机械设备,在实际生产中发挥着重要的作用. 但实践证明由于其长期连续高速旋转,且设备结构复杂,容易发生设备故障,甚至造成巨大的经济损失和人员伤亡. 究其原因振动问题是生产中的主要故障^[1]. 人们越来越关注离心压缩机的振动问题,国内外关于离心压缩机振动的机理、信号分析、检测和诊断方法有很多研究,并已取得不少成果,使离心压缩机的可靠性、安全性和经济性不断提高^[2]. 但在工作中对离心压缩机电机引起的振动故障却重视不够,因为其振幅较小,振动不够强烈往往被忽视. 对其振动的危害和机理分析较少,对振动故障的诊断也仅仅凭经验或从频谱图上判断,准确性不高,改进措施缺乏针对性^[3]. 目前在离心压缩机电机的研究上,对特定振动故障的原因分析很多^[4],而系统归纳总结振动原因较少;对故障定性分析较多^[5],而运用数学建模来进行数值定量分析几乎没有;对某个振动故障进行诊断很多,而总结振动故障特征类型、阐述普遍性诊断方法的较少^[6-8];对电机临界转速的计算方法很多,而利用计算临界转速建立振动模型用于振动诊断较少^[9-11]. 针对龙岩市化工厂一台 H125-7/0.98 离心式压缩机工作中振动值超标的实际故障,经对该

压缩机检查,发现振动是由电机引起的. 那么,离心压缩机电机振动有什么危害,由什么原因造成,如何快速诊断? 本文将从电机振动机理分析入手,系统总结归纳电机振动故障的类型、特征及简单常用的诊断方法;通过动力学分析,建立电机振动模型,利用模型精确计算电机轴的临界转速,可快速明确振动的原因和改进方法. 把模型计算与振动故障诊断结合起来,对其他的振动故障分析及诊断也有一定的借鉴作用.

1 电机振动机理分析

电机是离心压缩机的动力装置,电机的振动轻则造成噪声、缩短设备使用寿命,重则导致停机停产等重大经济损失. 因此对电机的振动进行分析和研究是必要的. 电机振动的主要原因有机械、电气和安装等^[12].

1.1 电机振动产生的危害

振动是一种常见现象,离心压缩机电机振动将产生不同的危害.

一是降低效率,消耗能量. 二是加剧电机轴承的磨损. 三是发生碰摩,振动会使转子磁极松动,动静件相互摩擦. 四是绝缘击穿,引发事故,振动导致电机端部绑线松动,绝缘电阻变低. 五是轴弯曲断裂,无法工作,停机停产. 六是影响压缩机主要部件,缩短寿命,或引发其他部件损伤,导致事故发

生.

1.2 电机振动的原因

电机由其本体、机座和它的负载一起构成一个系统,这个系统主要是因电机内部的电磁力,及输入端受到的扭转冲击,输出端受到的电网冲击力造成了定子铁心、定子绕组、机座、转子及轴承五大部件可能以其固有频率自由振动,也可能以多种频率强迫振动.下面分别加以分析之.

1.2.1 机械原因

机械原因引起的电机振动主要是电机转子的弯曲振动、转子的扭转振动和轴承的振动.

1) 电机转子弯曲振动

电机转子的弯曲振动是最常见的机械原因引发的振动,又主要是由转子的质量不平衡引起的.转子的质量不平衡可分为静不平衡、动不平衡或者二者兼有.另外转子固有振动特性也会造成振动.如转子的临界转速与电机工作转速接近,就会产生振动.

2) 电机转子的扭转振动

转子系统的外界扭矩的瞬变所引起的转子系统的扭振,可以产生累积疲劳破坏,进而导致转子寿命缩短,引发严重的电机事故.

3) 电机轴承引起的振动

轴承的制造精度,对电机振动有重要影响,精度差导致剧烈的机械振动.轴承润滑情况也会影响系统的振动.过稠的润滑脂对滚动体振动阻尼作用的效果差,过稀将导致干摩擦.轴承的油膜涡动和油膜振荡,也会引起系统的振动.

1.2.2 电气原因

电气原因引发的电机振动,主要是气隙不均匀,定子绕组损坏等造成的.

1) 气隙不均匀引起的振动

气隙不均匀,会使电机工作中的激磁电流发生较大变化,从而产生单边次拉力,严重时会发生动静件碰摩,产生振动,甚至使电机发生扫膛.

2) 定子绕组损坏引起的振动

定子绕组经常受到绕组中的电流与漏磁通的作用力、转子磁拉力、绕组热胀冷缩力等几种力的影响,引起了绕组的系统频率或者倍频率振动.

3) 电磁力引起的振动

电磁力主要造成定子铁心的振动,产生椭圆形、三角形、四边形等振型.当定子叠片铁心内有交

变磁场通过时,会产生轴向振动,若铁心未压紧、松动,铁心就会产生剧烈的振动,严重时造成折断.

1.2.3 安装原因

安装原因引发的电机振动主要电机与负载之间的连接、机座的松动、变形等造成的.

1) 连接不当引起的振动

电机与负载机械之间的安装连接不对中,必然造成电机运行时的干扰力使得机组产生振动.

2) 机座松动、变形引起的振动

机座浇注上有缺陷,基础强度不够,激振力使机座变形、松动造成电机振动.

2 电机振动故障特征及诊断方法

离心压缩机电机的振动信号大多数是一些周期信号、准周期信号、或平稳随机信号,其各组成部分振动故障的特征有一个共同之点,即它们的故障特征频率都与转子的转速有关,等于转子的回转频率(简称转频,又称工频)及其倍频或分频.因此,分析振动信号的频率与转频的关系是诊断电机故障的一把钥匙.

2.1 故障特征

下面对几种常见的故障性质、振动频率及振动方向进行阐述:

1) 不平衡. 主要振动频率: $1 \times \text{rpm}$; 振动方向: 周向及径向,以水平径向影响最明显; 轴心轨迹: 稳定圆或略椭圆. 2) 不对中. 主要振动频率: $1 \times \text{rpm}$, $2 \times \text{rpm}$; 振动方向: 轴向及径向; 轴心轨迹: 香蕉形或8字形. 3) 轴弯曲. 振动频率: $1 \times \text{rpm}$, $2 \times \text{rpm}$, $3 \times \text{rpm}$, $4 \times \text{rpm}$; 振动方向: 径向及轴向; 轴心轨迹: 稳定圆或略椭圆. 4) 机械松动及变形. 振动频率: $1 \times \text{rpm}$, $2 \times \text{rpm}$, 也可能存在 $3 \times \text{rpm}$ 的高次谐频及 $0.5 \times \text{rpm}$ 和 $1.5 \times \text{rpm}$ 分量等; 振动方向: 松动方向; 轴心轨迹: 混乱, 重心漂移. 5) 裂纹. 振动频率: $1 \times \text{rpm}$, $2 \times \text{rpm}$, $3 \times \text{rpm}$; 振动方向: 径向, 轴向; 轴心轨迹: 双椭圆. 6) 轴承振动. 振动频率: $1/2 \times \text{rpm}$, $1 \times \text{rpm}$; 振动方向: 径向; 轴心轨迹: 双椭圆, 或扩散, 不规则^[13].

2.2 诊断方法

对振动故障的诊断,目前应用广泛的有二种方法.一是信号分析法,主要是:(1)对信号特征作出识别,得出表面原因.可跟踪故障的变化和发展.(2)对信号特征作出机理性阐述,得出深层次原

因.此步举足轻重,去伪存真.(3)按故障机理寻找具体振动原因.在处理层面上作出分析,对操作具有指导意义.如振动频率 > 1kHz 的高频振动,一般是轴承损伤.振动频率 < 5 × rpm 工频的低频振动,一般是不平衡、不对中、轴弯曲、配合松动、油膜振荡等故障.二是模型算法.主要是:利用振动理论和动力学为基础,建立振动模型,以实验或仿真来验证模型,并以模型的计算结果来判断振动原因.

信号分析法是一种常用的方法,可以用普通的仪表来读取特征参数.但由于很多振动故障的特征差别不大,诊断往往不准确;而模型算法,由于公式推导繁杂,一般不愿去做,特别是有些微分方程是用近似方法代替,计算也有误.目前,由于计算机的快速发展,简化了模型计算,而且计算方法不断优化,计算结果更趋于精确,越来越得到广泛应用.

针对龙岩市化工厂离心机压缩机的电机振动的实际故障,从表 1 的振动数据可以看出该电机后垂直方向峰值达 3.80mm/s,随着负荷增大,水平方向峰值达到 7.31mm/s.主要振动源是 50Hz 的基频振动,也有少量的 100Hz 二倍频振动,而高次谐波振动值很小.根据国标 GB10068 - 2000 规定的电机振动限值:普通级是 2.8mm/s,优等级是 1.8mm/s.从电机学原理可知,电磁振动基本上都分布于高频端且当电源切断时将明显消失,这就可以排除掉电磁振动因素.也就是可以判断为电机振动是来源于机械振动.

机械振动可能有下面几方面造成:定子机座的刚性不够或者机座的固有频率接近基频和倍频发生了共振;转子质量偏心,平衡精度不够;转子刚性差;转子临界转速接近电机工作转速,发生共振.

表 1 电机实际振动测量值

Table 1 Practical vibration measuring values of motor

vibration value/mm/s	shaft extension		Shaft unextension	
	horizontal	vertical	horizontal	vertical
total vibration value	7.31	7.08	6.98	6.73
50Hz vibration value	6.97	6.61	6.76	6.58

为了消除对机座的疑虑,我们对机座分别进行了临时的加固、加重和去重法进行检查.结果表明,电机振动值没有明显的变化.接着我们对动平衡机和平衡精度进行复核校验,也没有发现问题.那么剩下的影响因素就是临界转速无疑.

3 电机振动的建模

从电机振动故障特征可知,不同原因引发的振动有不同的振动频率和振幅,而振动频率又与转速有关.临界转速是指数值等于转子固有频率时的转速,转子如果在临界转速下运行,会出现剧烈的振动,而且轴的弯曲度明显增大,长时间运转还会造成轴的严重弯曲变形甚至折断.电机转子的振幅在临界转速时达到最大值.一个转子有几个临界转速,分别叫做一阶临界转速,二阶临界转速……临界转速的大小与轴的结构,粗细,叶轮质量及位置,轴的支承方式等因素有关.特别是实际工作中因为一些因素的改变,而使原先的临界转速发生改变.因此,从数值来确定振动原因,必须求解临界转速.

3.1 建模的基础

振动微分方程可表示为:

$$[F][M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = [F']\sin\omega t \quad (1)$$

式中 $[F]$ - 柔度矩阵,为对称阵类型,需专门构造;

$$[F] = \begin{bmatrix} f_{11}f_{12}\cdots f_{1j}\cdots f_{1n} \\ f_{21}f_{22}\cdots f_{2j}\cdots f_{2n} \\ \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \\ f_{i1}f_{i2}\cdots f_{ij}\cdots f_{in} \\ \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \\ f_{n1}f_{n2}\cdots f_{nj}\cdots f_{nn} \end{bmatrix}$$

其中, $f_{11}, f_{22}, \cdots, f_{ij}, f_{nn}$ 表示转子轴上单位作用力在其作用点处产生的挠度(m), f_{ij} 表示在 i 点处施加单位作用力时在 j 点处产生的挠度(m).单位力作用下各质点的挠度计算,首先需要用解连续梁的三弯矩方程法,解出各个支撑(轴承)处的截面弯矩 M_i ($i=0, 1, 2, \cdots, n$),再由材料力学挠度计算法计算出相应的挠度值.

$[M]$ —质量阵,为对角阵,当转子结构一定时,易于建立;

$\{\ddot{X}\}$ —加速度列向量.

$[C]$ —阻尼矩阵

$[K]$ —刚度矩阵

$\{X\}$ —位移列向量;

$[F']$ —单边磁拉力与惯性力合并的激振力矩阵.

轴上任意一振动质点的运动皆为简谐运动,速

度方程为:

$$X_i = A_i \sin(\omega_i t + \varphi) \quad (2)$$

加速度方程为:

$$\ddot{X}_i = -\omega_i^2 A_i \sin(\omega_i t + \varphi) \quad (3)$$

式中 $i = 1, 2, 3 \dots n$;

A_i —振幅(m);

ω_i —振动的固有圆频率(rad/s);

T —时间(s);

φ —振动的相位角(rad).

3.2 临界转速

对于(3)式可用矩阵迭代法求解,参考文献[11].其相应的自由振动特征频率为:

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi} \quad (4)$$

从而得到电动机转子的 n 个临界转速的表达式:

$$n_{ci} = \frac{60\omega_i}{2\pi} \quad (5)$$

式中 f_i —第 i 个自由振动的特征频率(s^{-1}); n_{ci} —转子的第 i 个临界转速(rpm).

如果是柔性转子,则 ω 可简单表示为

$$\omega_i = \left(\frac{i\pi}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{EJ}{m}} \quad (6)$$

式中:

l —轴长度;

EJ —轴截面抗弯刚度;

m —轴质量.

3.3 振幅

在周期干扰力 $P \cos(2\pi n_i t)$ 作用下,转子稳态强迫振动的振幅为^[14]:

$$A_i = \frac{Pf_i}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{2\pi n}{\omega_i}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{2y2\pi n}{\omega_i}\right)^2}} \quad (7)$$

上式中,令

$$\beta_i = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{2\pi n}{\omega_i}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{2y2\pi n}{\omega_i}\right)^2}} \quad (8)$$

则 β_i 称为载荷放大因子.

式(8)中, y 为阻尼比. 不考虑阻尼时,载荷放大因子变为:

$$\beta_i = \frac{1}{|1 - (2\pi n/\omega_i)^2|} \quad (9)$$

则(7)式变为:

$$A_i = Pf_i \beta_i \quad (10)$$

振幅是物体动态运动或振动的幅度. 振幅是振动强度和能量水平的标志,是评判机器运转状态优劣的主要指标. 振幅分别采用振动的位移、速度或加速度值加以描述、度量,三者可以通过微分或积分进行换算. 目前,应用比较多的是用振动的速度来描述.

3.4 振动模型

一般将工作转速与临界转速的比值 $\xi = 0.85 \sim 1.15$ 的范围称为共振区,如工作转速为 2900rpm 时,相应的共振区为 2465 ~ 3335rpm. 如果电机转速在共振区内,那么,振动就会增大,振动值就会超标. 综上,离心压缩机电机振动模型公式为:

$$\frac{n}{n_c} = 0.85 \sim 1.15 \quad (11)$$

即:通过相关公式求出电机临界转速,如工作转速与其之比在此区域,则迅速判断电机振动就是由临界转速引起. 这种方法可避免电机振动时拆机检查,快速诊断,简单实用.

3.5 验证

由于电机轴上的质点是沿轴向连续分布的,可以采用离散质量的方法求解柔度矩阵 $[F]$,再利用建立的振动微分方程,将模型的数值编制成计算机程序上机求解临界转速和振幅载荷放大系数,具体计算过程不阐述,计算结果见表 2.

从表 2 可知,随着轴质量的不断细分,离散个数的增多,临界转速的计算结果逐渐收敛于某个定值,这也说明计算方法是合理的.

表 2 临界转速求解结果

Table 2 Numerical solution of critical speed

Particle allotment	resonant frequency/Hz	Critical speed/rpm	Load amplification factor
1	64.65	3820.21	2.61
10	51.50	3035.32	29.89
60	52.36	3158.64	13.53
90	51.82	3200.55	13.21

上述提到的龙岩市化工厂 H125 - 7/0.98 离心压缩机,其电机为 JKS800 - 2 型,转速为 2972rpm,从表 2 发现,当离散个数为 90 时,临界转速趋于 3200.35rpm,正好在 2526 - 3418rpm 共振区内,引发较大的振动.此时,轴承将产生非常规的载荷,从表 2 看出,载荷放大系数 13.21,亦即是正

常的 13 倍.

另外,利用 HG8902C 采集器对电机的 5 个测点进行数据采集,并与模型计算结果进行对比,实测值与计算值见表 3.从表中看出,二者比较吻合.这也说明模型是正确的.

表 3 振动速度计算值与测量值对比表

Table 3 Comparison of Vibration velocity between measurement value and calculation

point	1	2	3	4	5
Calculated value	5.29	7.58	4.03	1.11	0.51
measured value	4.80	6.97	3.71	1.03	0.48
error/%	9.3	8.0	7.9	7.2	5.9

备注:50Hz、水平方向振动值 单位:mm/s

3.6 误差说明

误差主要是由计算和测量上不够理想造成的.在计算上并没有认真分析振动的频谱特性和时频特性,影响计算的精确.测量上,没有分析电机工况的情况,工况时时在变化,在一种工况下测定的数据,不可能完全符合另一种工况下的测定结果.而且,测量数据时的现场气象条件会影响测量精度,造成计算值和测量结果有误差.但这误差均在 10% 以下,是在可以接受的范围,模型计算出来的数值,在工程上不影响对电机振动故障的原因判断,是能够说明一定问题的.

4 改进

运用建立的模型计算临界转速,其临界转速为 3200.35rpm,在共振区内,这就是电机发生振动的原因,导致轴产生弯曲振动,振动值严重超标.进一步了解该厂的离心压缩机电机的振动情况,发现电

机振动是在电机轴损坏对轴进行处理后,重新投入运行后就发生振动超标,只不过振动不是很强烈,没有引起重视,直到 2010 年 5 月 12 日,该电机后垂直方向峰值达 3.80mm/s,随着负荷增大,水平方向峰值达到 7.31mm/s.才停机查找原因.

为避开共振区,实际工作中通常要求电机的工作转速 n 与一阶临界转速的关系为:刚性轴 $n \leq 0.75n_{c1}$ 、挠性轴: $n \geq 1.4n_{c1}$ ^[15].改进方法有两种:一是增加轴的刚度,提高临界转速,但这种办法由于受到结构制约,如轴承尺寸等,不好操作.另一种方法是降低临界转速,将临界转速降低到工作转速以下.为此,将轴的第一段直径从 215mm 加工到 170mm,转子的一阶临界转速从 3200.35rpm 降为 2600rpm.改轴后投入运行,电机振动值见表 4,对比表 1 可见振动值大大降低,符合国标 GB10068 - 2000 标准.运行一年来,没出现电机振动故障.

表 4 改进后电机实际振动测量值

Table 4 Practical vibration measuring values of the improved motor

vibration value/mm/s	shaft extension		Shaft unextension	
	horizontal	vertical	horizontal	vertical
total vibration value	1.61	1.88	1.68	1.73
50Hz vibration value	1.47	1.56	1.49	1.54

5 结论

离心压缩机中电机振动故障不容忽视,会导致设备使用寿命缩短,造成严重的经济损失.机械原因、电气原因及安装原因都会引发电机振动.电机的振动信号大多数是一些周期信号、准周期信号、

或平稳随机信号,其振动故障的特征频率都与转子的转速有关,等于转子的回转频率及其倍频或分频.运用振动的微分方程,建立电机振动数学模型,通过计算与实测结果对比证明模型正确可行.针对龙岩化工厂离心压缩机电机振动的实际故障,运用模型计算,得出是由于电机的工作转速与临界转速

过于接近发生共振造成的,将轴的直径降小,使一阶临界转速变低,从而消除振动故障。应用模型方法将计算与振动故障诊断有机结合为早期、尽快、准确发现故障原因提供了方便。

参 考 文 献

- 1 陈虹微. 离心压缩机振动分析与诊断[硕士学位论文]. 青岛:山东科技大学,2006(Chen H W. Analysis of the Vibration and diagnosis of the Centrifugal Compressor [MD Thesis]. Qingdao: Shandong University of Science and Technology, 2006(in Chinese))
- 2 陈虹微. 离心压缩机油膜振荡原因分析及改进. 噪声与振动控制,2011,31(6):176~179(Chen H W. Cause analysis and improvement of the oil whipping of the centrifugal compressor. *Noise and Vibration Control*, 2011,31(6):176~179(in Chinese))
- 3 周秀明. 电机振动故障诊断方法. 机械管理开发,2007(2):45~47(Zhou X M. Motor vibration fault diagnosis methods. *Mechanical Management and Development*, 2007(2):45~47(in Chinese))
- 4 刘振兴,李月棠,张文蓉,等. 基于HHT和广义Fourier变换变频调速异步电动机故障诊断. 同济大学学报,2010,38(12):1832~1835(Liu Z X, Li Y T, Zhang W R, et al. Fault diagnosis way based on HHT and generalized fourier transform in induction motor fed with variable frequency power. *Journal of Tongji University(Natural Science)*, 2010,38(12):1832~1835(in Chinese))
- 5 宋博翰,崔建国,刘东,等. 基于Hilbert-Huang变换得电机故障诊断与仿真技术研究. 沈阳航空工业学院学报,2010,27(4):79~82(Song B H, Chui J G, Liu D, et al. Diagnosis of motor by means of Hilbert-Huang transform and simulation technology. *Journal of Shebyang Institute of Aeronautical Engineering*, 2010,27(4):79~82(in Chinese))
- 6 李德寿. 用有限差分法及矩阵迭代法计算电机转子临界转速. 东方电气评论,1992,6(4):227~230(Li D S. Calculation of motor rotor critical speed with finite difference method and the matrix iterative method. *Dongfang Dianqi Pinglun*, 1992,6(4):227~230(in Chinese))
- 7 吴慧敏,贾启芬. 电机定转子刚体模型非线性振动研究. 动力学与控制学报,2011,9(3):222~226(Wu H W, Jia Q F. Study on nonlinear vibration of rigid model of generator stator and rotor. *Journal of Dynamics and Control*, 2011,9(3):222~226(in Chinese))
- 8 王育平,赵增辉,陈波,袁义坤. 超声电机定子的动力学特性仿真. 动力学与控制学报,2005,3(3):78~82(Wang Y P, Zhao Z H, Chen B, Yuan Y K. Simulation on dynamic characteristics of the stator of ultrasonic. *Journal of Dynamics and Control*, 2005,3(3):78~82(in Chinese))
- 9 Benbouzid M E H. Bibliography on induction motors faults detection and diagnosis. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, 1999,14(4):1065
- 10 王天煜,王凤翔,方程,等. 高速电机转子临界转速计算与振动模态分析. 辽宁工程技术大学学报,2009,28(5):805~808(Wang T Y, Wang F X, Fang C, et al. Critical speed calculation and mode analysis of rotor for high speed motor. *Journal of Liaoning Technical University(Natural Science)*, 2009,28(5):805~808(in Chinese))
- 11 张桂香,王凤利,曾利权. 用传递矩阵法计算笼型电机转子临界转速的研究. 铁道学报,1999,21(5):49~52(Zhang G X, Wang F L, Zeng L Q. A study on calculating of the squirrel-cage rotor critical speed of asynchronous motors by transfer matrix method. *Journal of the China Railway Society*, 1999,21(5):49~52(in Chinese))
- 12 朱开斌,周华亮,王强. 电机振动的产生及控制. 中国造船,2008,49(2):302~304(Zhu K B, Zhou H L, Wang Q, et al. The resson and monitoring of vibration of electromotor. *Shipbuilding of China*, 2008,49(2):302~304(in Chinese))
- 13 李婷,卢卯旺,龙诗颐. 电机振动的频谱分析. 湖南科技学院学报,2005,26(1):39~41(Li T, Lu M W, Long S Y. The spectral analysis of electric machina. *Journal of Hunan University of Science and Engineering*, 2005,26(1):39~41(in Chinese))
- 14 李增亮. 电潜泵潜油电动机转子弯曲振动临界转速分析. 石油机械,2003,(31):18~20(Li Z L. Analysis of critical rotary speed of flexural vibration of ESP motor rotor. *China Petroleum Machinery*, 2003,(31):18~20(in Chinese))
- 15 罗孟杰,胡家焯,徐玉秀,等. 柔性轴电机转子临界转速的动态测试技术研究. 沈阳工业大学学报,1996,18(3):13~17(Luo M J, Hu J X, Xu Y X, et al. Dynamic testing technology research of critical speed flexible shaft motor rotor. *Journal of Shenyang Polytechinc University*, 1996,18(3):13~17(in Chinese))

ANALYSIS AND IMPROVEMENT OF MOTOR VIBRATION MODELING OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR

Chen Hongwei[†] Wang Rongjie

(*Dept of Mechanical and Electrical Engineering, Longyan University, Fujian 364012, China*)

Abstract This paper studied the practical fault of motor vibration of a centrifugal compressor in one factory of Longyan. The analysis of the mechanism showed that the main factors affecting motor vibration were classified into mechanical, electrical and installation. Vibration signals were mostly periodic, quasi-periodic signals, or stationary random signals, and the fault feature frequency was related to the speed of the rotor, equal to the rotor rotating frequency and frequency doubling or frequency demultiplication. Based on the vibration differential equation, a mathematical calculation model of critical speed of motor vibration was established, and the analysis showed that motor vibration fault was due to the close of work speed to critical speed. By decreasing the shaft diameter, the first order critical speed become lowly, and the motor vibration fault had been eliminated.

Key words centrifugal compressor, motor, vibration, model, critical speed