



中华人民共和国国家标准

GB/T 19874—2005/ISO 10814:1996

机械振动 机器不平衡敏感度和 不平衡灵敏度

Mechanical vibration—Susceptibility and sensitivity
of machines to unbalance

(ISO 10814:1996, IDT)

2005-08-31 发布

2006-04-01 实施



中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局
中国国家标准化管理委员会

发布

中 华 人 民 共 和 国
国 家 标 准
机械振动 机器不平衡敏感度和
不平衡灵敏度

GB/T 19874—2005/ISO 10814:1996

*

中国标准出版社出版发行
北京复兴门外三里河北街16号
邮政编码:100045

网址 www.bzchs.com

电话:68523946 68517548

中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷
各地新华书店经销

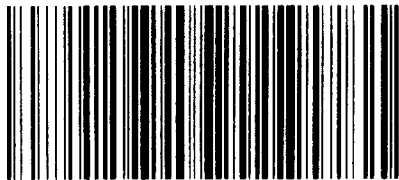
*

开本 880×1230 1/16 印张 1 字数 23 千字
2006年3月第一版 2006年3月第一次印刷

*

书号: 155066·1-27199 定价 12.00 元

如有印装差错 由本社发行中心调换
版权专有 侵权必究
举报电话:(010)68533533



GB/T 19874-2005

前 言

本标准等同采用国际标准 ISO 10814:1996《机械振动 机器不平衡敏感度和不平衡灵敏度》(英文版)。

为便于使用,本标准做了如下编辑性修改:

- a) 用“本标准”代替“本国际标准”;
- b) 增加了目次;
- c) 按照 GB/T 1.1 的要求删去国际标准的前言;引言放在正文之前;

本标准的附录 A、附录 B 是资料性附录。

本标准由中国机械工业联合会提出。

本标准由全国机械振动与冲击标准化技术委员会(SAC/TC53)归口。

本标准起草单位:郑州机械研究所。

本标准主要起草人:姜元峰、时永华、马卫平、张刚、黄润华、吴庆十。

引 言

在制造期间的转子平衡(例如按 GB/T 9239 和 GB/T 6557 的规定进行转子平衡),如果没有其他的振源,通常在运行中足以达到合格的振动标准。但是也会有例外,在新机投产期间有的机组就必须进行附加平衡。另外,新机投产后,有些机器可能有时、甚至经常地需要现场再平衡。

在新机投产期间,如果振动不能令人满意,其原因有可能是不适当的平衡或组装误差。另外一个重要原因可能是组装后的机器对正常平衡允差以内相对较小的剩余不平衡特别灵敏。

如果振动幅值不能令人满意,首先要尝试在现场进行动平衡以减小振动。如果用相对较小的校正质量能减小较大的振动,表明机器对不平衡有高的灵敏度。例如:运行转速靠近某个共振转速并且系统阻尼小的机器。

灵敏度高的机器,它对不平衡的改变也有高的敏感度,可能需要频繁地进行现场再平衡。例如,这可能由运行期间的磨损、温度、质量、刚度和阻尼的改变引起。

如果机器的不平衡和其他状态基本不变,必要时仅调整平衡可能就足够了。否则,可能要对机器进行修改,以改变共振转速、阻尼或其他参数。因此,有必要考虑机器可允许的灵敏度值。

机器灵敏度的可重复性受一些因素的影响,并且在运行过程中可能会发生变化。某些热力机器,特别是具有滑动轴承的机器,模态振动特性随某些运行参数(例如蒸汽压力和温度、局部进汽或油温)变化。对于电机,其他参数(例如励磁电流)也可能影响振动特性。总之,机器的振动特性受机器的设计特性,包括转子和支承(包括基础)状态耦合的影响。应该注意后者可能随时间而变化,例如由于磨损和破裂。

本标准只涉及由不平衡引起的基频的振动。然而,应认识到不平衡并不是引起基频振动的唯一原因。

目 次

前言	I
引言	II
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语和定义	1
4 机器按敏感度分类	2
5 模态灵敏度值	2
6 在运行状态下靠近某个共振转速的模态灵敏度的试验确定	5
7 局部灵敏度的数值	6
8 局部灵敏度的试验确定	7
9 有阻尼不平衡灵敏度分析	7
附录 A (资料性附录) 奈奎斯特图方法举例	8
附录 B (资料性附录) 按模态灵敏度分类的举例	9
参考文献	10

机械振动 机器不平衡敏感度和 不平衡灵敏度

1 范围

1.1 本标准规定了确定机器对不平衡的振动灵敏度的方法,并且规定以相应的共振转速对工作转速的逼近函数作为评价指南。

本标准将机器依据其对不平衡变化的敏感度分成若干组。

本标准给出了如何将灵敏度数值应用于实际情况的建议。

1.2 第4章中将机器按敏感度分成3种类型,不同类型机器的灵敏度在第5章中说明。该灵敏度值可以用于在整个工作转速范围内最好只有一个共振转速的简单机器系统。这些灵敏度值也可以用于工作转速范围内有多个共振转速的机器,但要求这些共振转速之间彼此相隔较远(例如相隔大于20%)。

这些推荐的灵敏度值对任何机器类型不一定用作验收规范,而是给出了如何避免过大的缺陷或避免过分的、难以达到的要求的指南。也可用作有关研究的基础,例如,在某些具体场合可能需要较精确地确定灵敏度。如果充分考虑到所提供的灵敏度值,在大多数情况下预期能满意地运行。

仅考虑灵敏度值并不能保证运行时振动不超过给定的振幅值,很多其他的振源也可能引起振动,但这些不是本标准的内容。

2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过本标准的引用而成为本标准的条款。凡是注日期的引用文件,其随后所有的修改单(不包括勘误的内容)或修订版均不适用于本标准,然而,鼓励根据本标准达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件,其最新版本适用于本标准。

ISO 1925:1990 机械振动 平衡术语

ISO 2041:1990 机械振动与冲击 术语

3 术语和定义

ISO 1925:1990 和 ISO 2041:1990 确立的以及下列术语和定义适用于本标准。

3.1

不平衡敏感度 susceptibility to unbalance

在某工作期限内,以机器本身发生显著不平衡变化的概率表示。

3.2

不平衡灵敏度 sensitivity to unbalance

机器振动响应对不平衡变化的量度。

注:不平衡灵敏度通常用3.2.1和3.2.2中两种方法的数学表示。

3.2.1

局部灵敏度 local sensitivity

转子在规定的转速下,在指定测量平面上位移或速度矢量变化对某一平面上不平衡矢量变化的比值。

局部灵敏度可表示为:

$$S_{k,r} = \frac{|\Delta \bar{S}_k|}{|\Delta \bar{U}_r|} \dots\dots\dots (1)$$

式中:

$\Delta \bar{S}_k$ —— 平面 k 中基频振动的变化值;

$\Delta \bar{U}_r$ ——加在转子平面 r 上试重的变化值(或试重组的变化值)。

注:局部灵敏度常称为“影响系数”,它是一个有量纲的量。

3.2.2

模态灵敏度 M_n modal sensitivity

模态位移矢量变化对模态偏心矩(模态不平衡量除以模态质量)变化之比。它是一个无量纲的量。

实际确定模态灵敏度时应细心地提取有关的模态分量。

第 n 阶模态不平衡量对机器激励的灵敏度可表示为

$$M_n = \frac{\left(\frac{\Omega}{\omega_n}\right)^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + 4\zeta_n^2 \left(\frac{\Omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad \dots\dots\dots (2)$$

式中:

Ω ——旋转转速;

ω_n ——第 n 阶无阻尼共振转速;

ζ_n ——第 n 阶模态的阻尼比。

在转速等于共振转速的条件下, M_n 近似为 $1/(2\zeta_n)$ 。对于小阻尼,在共振时趋向最大,用 Q_n 表示;它只受阻尼大小的影响。

注:模态灵敏度有时称为第 n 阶模态的振动放大因子。

4 机器按敏感度分类

4.1 类型 I:低敏感度

这种类型的机器在运行期间遭受明显不平衡变化的概率低。典型的是转子质量比支承质量大、在清洁环境中运行、磨损可忽略、由温度变化引起的转子变形小等。

举例:造纸机辊筒、印刷机辊筒及高速真空泵。

4.2 类型 II:中等敏感度

这种类型的机器在运行期间遭受明显不平衡变化的概率中等。例如,环境温度变化大和(或)中等程度磨损的转子。

举例:介质清洁的泵、电枢,燃气和蒸汽轮机,工业用的小型涡轮发电机及涡轮压缩机。

4.3 类型 III:高敏感度

这种类型的机器在运行期间遭受明显不平衡变化的概率高。例如在产生沉积物的环境中运行的风机,在泥浆中工作的泵,具有高度磨损和在腐蚀环境中运行的转子。

举例:离心机、风机、螺旋输送机和锤式碎矿机。

5 模态灵敏度值

5.1 模态灵敏度范围 A 至 E

由图 1 到图 3,模态灵敏度按工作转速低于和高于机器系统的共振转速分类。选择其范围界限所用的方法是靠近某共振转速时,放大因子为一常数。图 1 到图 3 中的曲线是由等式(2)导出。其范围界限取决于按敏感度分类的机器类型(在相同的灵敏度范围,类型 III 机器比类型 I 机器的阻尼比小)。

一般对于下列的灵敏度范围,可望达到表 1 给出的相应的运行状态。使用图 1 到图 3 的例子在附录 B 中给出。

5.2 模态灵敏度的特征

5.2.1 尽管范围 A 从理论上看来似乎是最理想的,但从成本和现实性考虑,可能经常需要机器在较高的模态灵敏度状态工作。

5.2.2 高性能机器(例如计划大修周期短的机器)允许选用较高的模态灵敏度值。

5.2.3 进行现场动平衡不现实或者不经济的机器,可能需要选用较小的模态灵敏度值。

5.2.4 从模态灵敏度的角度考虑,模态灵敏度常常不能足以保证机器所有部件上的振动不超过限值(见第7章和第8章)。

5.3 加速旋转的转子

对于在运行中需经常迅速加速通过所有共振转速的机器,因为定常状态响应没有足够的时间发展,允许采用较高的模态灵敏度值。不经常启、停的机器采用较高的模态灵敏度值也是可以接受的。

图4表明了单自由度系统的模态灵敏度以旋转加速度的函数减小。然而,对于大多数实际的加速率这种影响小,可以忽略。

这种模态灵敏度的减小可以计算,应考虑以下各点:

- 假定以恒定的旋转加速度通过共振转速;
- 在尽可能靠近共振转速的定常状态下进行模态灵敏度试验(如有可能);
- 在快速加速或减速期间,因为响应有延迟,最大振幅发生在不同于转子共振转速的转速时。

表 1

模态灵敏度范围	可望达到的运行状态
A: 很低的灵敏度	很平稳的共振转速,难以察觉
B: 低灵敏度	平稳,小而且稳定的振动
C: 中等灵敏度	可接受的,中等及轻微的非定常振动
D: 高灵敏度	对不平衡敏感,可能要求定期的现场平衡
E: 很高的灵敏度	对不平衡太敏感,要避免

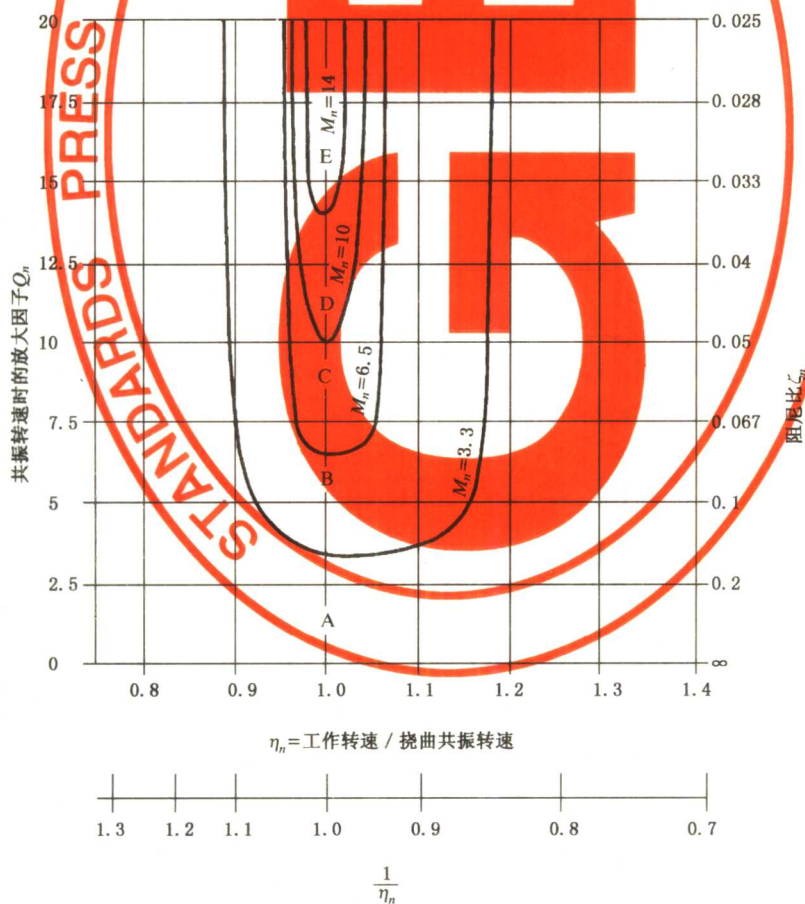


图 1 类型 I 机器的模态灵敏度范围 A 至 E

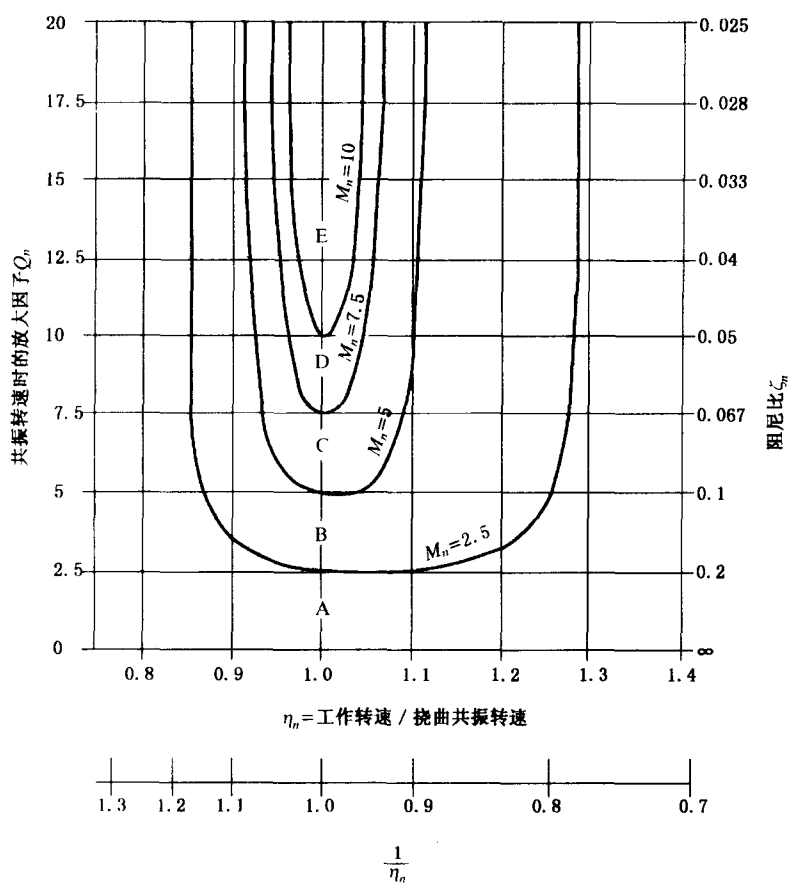


图 2 类型 II 机器的模态灵敏度范围 A 至 E

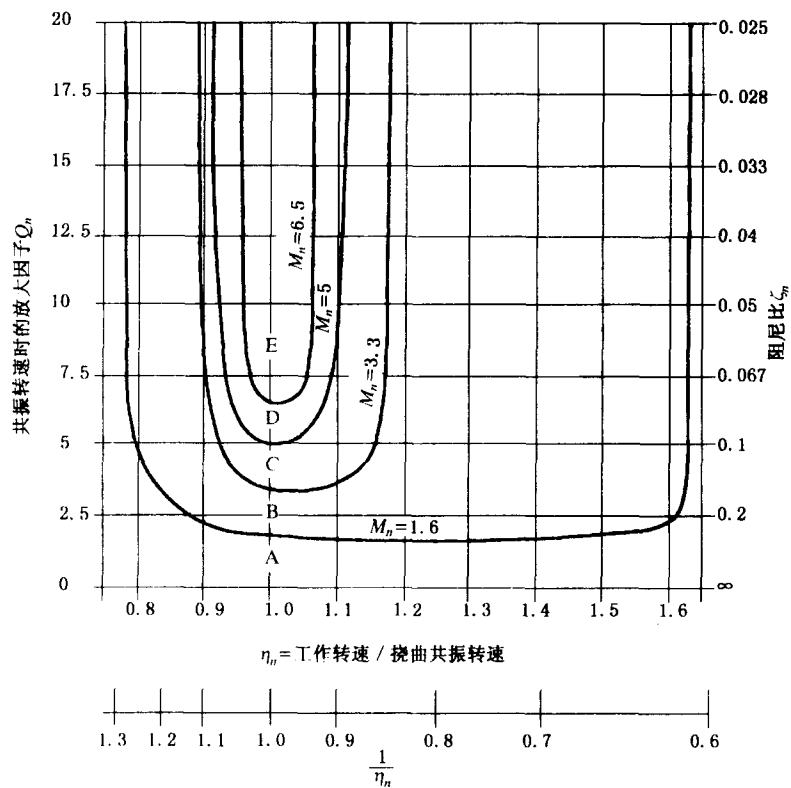


图 3 类型 III 机器的模态灵敏度范围 A 至 E

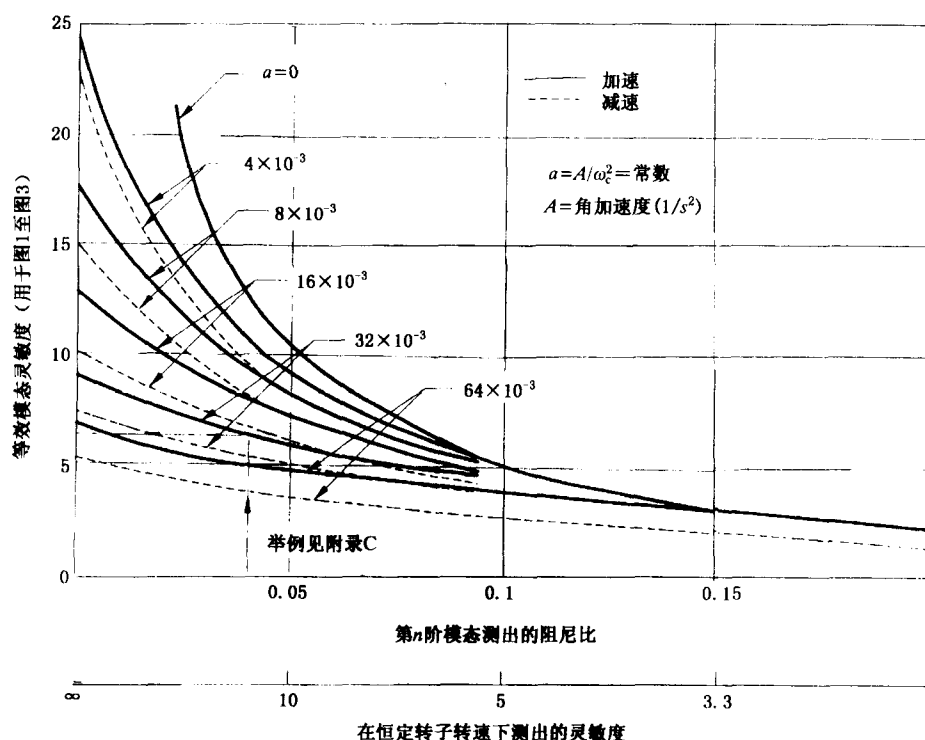


图4 模态灵敏度作为阻尼比和旋转加速度的函数而减小

6 在运行状态下靠近某个共振转速的模态灵敏度的试验确定

通常测量基频振动的幅值和相位,可以用 6.1 中的奈奎斯特(Nyquist)图方法确定。如果只能测量幅值,则应使用 6.2 中的方法确定。

6.1 奈奎斯特图的方法

在共振转速时,不平衡灵敏度和系统阻尼有很大的关系。由于阻尼本身可能与很多参数有关,建议在尽可能接近机器正常工况下(例如,正常的工作温度下)进行灵敏度试验。

在很多情况下,靠近给定的共振转速时,系统的响应只是相应的模态起主导作用,其特性可以等效于一个单自由度系统模型。在这种情况下,阻尼和挠曲共振转速能够在缓慢升速或降速时,当转速变化率小时测量得到。

这样一个单自由度系统描述的第 n 阶模态的振动可由下式表示:

$$Q_n \approx \frac{\omega_n \times \Omega_{45}}{\omega_n^2 - \Omega_{45}^2} \dots\dots\dots (3)$$

式中:

Q_n ——最大模态灵敏度,当转子转速等于共振转速($\Omega = \omega_n$)时,等于 M_n 的值;

Ω_{45} (或 Ω_{135})——从共振转速时的相位算起有 $\pm 45^\circ$ 相位移的转速。

附录 A 给出了采用该方法的例子。

在某些情况下,奈奎斯特图上的幅值和相位图形可能不规则,这是由于有多个模态彼此靠近引起的。这时,可在转子上加一试验重组激发关注的模态,用由此试验重组产生的响应矢量差的方法来计算该模态灵敏度。

除了位于靠近挠曲主振型节点的传感器之外,其余的基频振动数据都可以用该方法处理,但是用在振幅较大处传感器的振动数据处理将得到更精确的结果。

6.2 波德图方法

如果只有基频的位移幅值与转速的关系曲线图,可以用图 5 中所示的方法求出振动放大因子 Q_n 。

如果 ω_n 是相应于最大振动幅值 S_{ω_n} 的转速,而 Ω_1 和 Ω_2 是位移为最大幅值的 0.707 时的转速,则放大因子是:

$$Q \approx \frac{\omega_n}{\Omega_2 - \Omega_1} \quad \dots\dots\dots (4)$$

此方法有精度限制,如果阻尼小,或共振曲线的形状明显受相邻模态或其他因素的影响,采用 6.1 中说明的一个试重组可能是有用的。

测量仪器的响应速度及采样点数的不足也可能影响其精度。

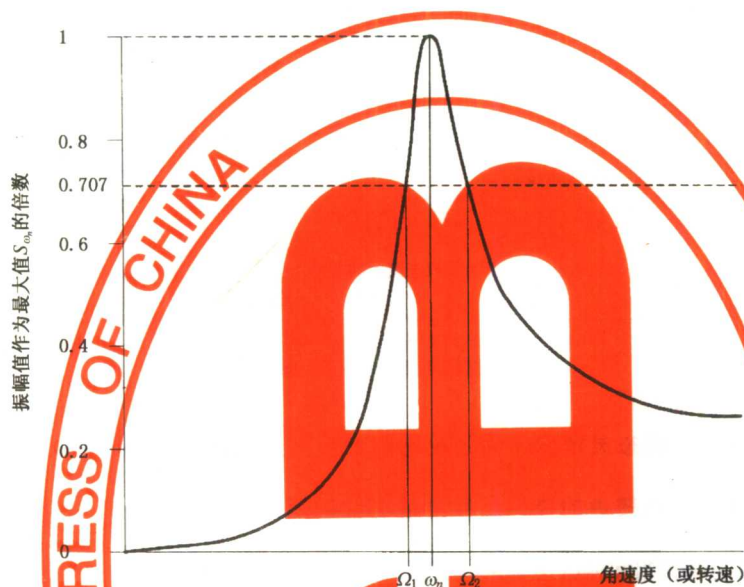


图 5 确定模态灵敏度的波德图方法

7 局部灵敏度的数值

有时,例如具有外悬部分的转子,转子上有有限间隙部件的转子,或者在共振转速附近运行的转子,通常更关注包括共振转速在内的工作转速范围内的各个转速下的局部灵敏度(影响系数)。

在机器上测得的局部灵敏度是测量平面的位置和试验不平衡的轴向位置的函数,因此它和模态灵敏度不同,模态灵敏度在给定的转子转速下有一个单一的值。

一般只在所关注的转速下必须限制振动幅值的测点才有必要测量局部灵敏度。然后在所关注的转速和位置测得的灵敏度,应当以下列比率进行评价:

$$\frac{\text{允许幅值}}{\text{运行期间允许不平衡量}}$$

注:允许幅值和允许不平衡量可分别由 GB/T 6075.1—1999 和 GB/T 6557—1999 得到。

作为选择,也可用机器制造厂家和用户之间为此目的而相互同意的值来替代。

依照机器的工作参数(转速、转速/共振转速等)将一个系数(≤ 1.0)用于上式来限制最大允许的局部灵敏度也许是适当的。

在升速和降速期间比在工作转速时有较大的振动通常是可以接受的。因此,如果振动不超过商定的限值,在非工作转速的其他转速下有较高的局部灵敏度也是可以接受的。

8 局部灵敏度的试验确定

推荐用对所关注的模态和转速可能产生最大振动响应的平面和可能易于加试重的位置测量局部灵敏度值。

8.1 为机器正常运行做准备。

8.2 将机器升速到要采集数据的转速 Ω , 该转速通常选择为工作转速范围内靠近某一共振转速的转速。等到振动和其他相关参数稳定后, 测量商定平面(K)内的基频振动。测量期间, 转速、负载和能影响振动状态的机器的其他参数应尽可能保持恒定。

8.3 将一试重 $\Delta \bar{U}_r$ 加在商定的转子平面 r 上。该试重应足够大, 使 8.2 中得到的振动有能测出的明显变化。但也不能太大, 以避免机器在要通过的任何转速或者在工作转速下产生危险的振动。有时可能需要加一个试重组。

8.4 在与 8.2 相同的状态下测量振动。

8.5 对于每一个测量平面计算由 8.2 和 8.4 得到的测量值之间的矢量差, 这就是 $\Delta \bar{S}_k$, $\Delta \bar{S}_k$ 的模除以试重 $\Delta \bar{U}_r$ 的模, 得到机器局部不平衡灵敏度:

$$S_{k,r} = \frac{|\Delta \bar{S}_k|}{|\Delta \bar{U}_r|}$$

此 $S_{k,r}$ 是转速 Ω 下的局部灵敏度。应注意系统的线性和测量值的可重复性。

9 有阻尼不平衡灵敏度分析

如果没有相关的试验数据可用, 可以对在升速或运行期间通过或靠近共振转速的机器进行数值分析。这种分析在数学模型中可能包括以下内容:

- 转子和支承系统的刚度、质量和阻尼特性;
- 作为转子转速的函数的轴承和密封的刚度和阻尼;
- 固有频率和相应振型的识别;
- 模态阻尼的计算;
- 在规定的平衡平面、对指定的转子轴向位置进行局部灵敏度计算。

在计算中, 不平衡量应加在对所关注模态适当的位置上。例如, 对于第一阶模态, 不平衡量应放在转子跨度中间附近, 对第二阶模态, 不平衡量应反相放在靠近转子两端。另外, 计算的局部灵敏度值应与在现场能测量的值相比较。

附录 A
(资料性附录)
奈奎斯特图方法举例

不同转速下获得的读数在奈奎斯特图(图 A.1)上,部分列在表 A.1 中。读数的分析表明,一阶共振转速是 $N_1=3\,000\text{ r/min}$,相位角移动 45° 的转速是 $2\,710\text{ r/min}$ 。放大因子 Q_1 可由公式(3)算出。

如果一阶和二阶共振转速靠得比较近,或者叠加了次共振,则要求更完善的技术来评估模态性质。

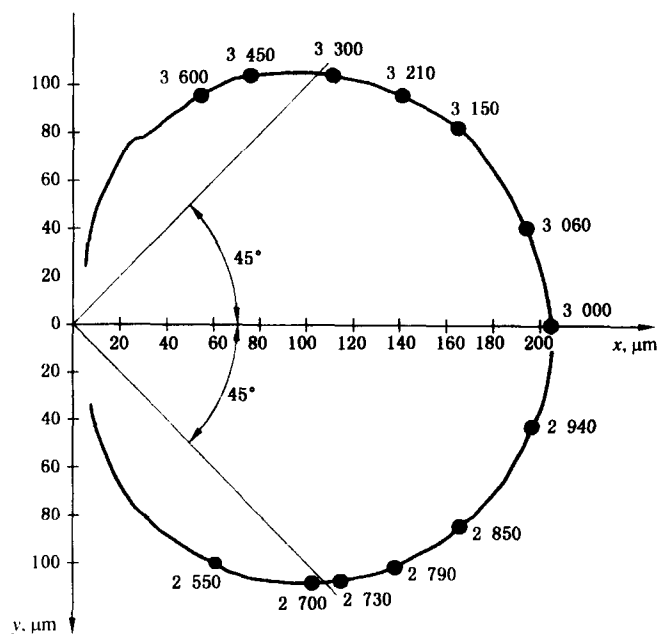


图 A.1 通过共振转速时振动幅值和相位角的奈奎斯特图

表 A.1

N_1	N_{45°	Q_1
3 000 r/min	2 710 r/min	4.91

附录 B

(资料性附录)

按模态灵敏度分类的举例

B.1 例 1

机器:燃气轮机(类型 II);

工作转速:3 000 r/min, 恒定;

第一阶共振转速:2 730 r/min;

不经常启停, 缓慢加速;

现场试验得到的阻尼比 $\zeta=0.04$ 。

注: 由于共振转速非常靠近工作转速, 易得到共振转速时的 Q_0 值, 常用于测量阻尼比; $Q_0=12.5$ 。

此处 $\eta_1=3\,000/2\,730=1.1$

由图 2 可以看出此机器在范围 C 中(中等灵敏度)。

B.2 例 2

机器同上, 但工作转速可变, 最高可达 3 000 r/min, 在此情况下, 由于工作转速范围包含了第一阶共振转速, $\eta_1=1.0$ 。

由图 2 可以看出此机器在范围 E 中(很高灵敏度)。

B.3 例 3

机器同例 1, 转子由 1 000 r/min 加速至 30 000 r/min 需要时间 $t=1.161\text{ s}$ 。

因此, $A=\pi(30\,000-1\,000)/(30\times 1.161)=2\,615\text{ s}^{-2}$

由此得到(见图 4)

$$a = \frac{2\,615}{\left[\frac{2\,730 \times 2\pi}{60}\right]^2} = 32 \times 10^{-3}$$

由现场试验的阻尼比: $\zeta=0.04$ (注意此阻尼比是在等于共振转速的恒定转速下或者在机器缓慢加速期间通过共振转速时测得的)。

由图 4 可以看出等效模态灵敏度 $Q_1=6.3$ (阻尼比 $\zeta=0.08$)。

此例子仅与通过挠曲共振转速有关, $\eta=1.0$ 。

由图 2 可以看出, 本机器以一种形式通过共振转速, 在范围 C 中(中等灵敏度)。

参 考 文 献

- [1] GB/T 9239—1988 刚性转子平衡品质 许用不平衡的确定 (eqv ISO 1940-1:1986)
- [2] ISO 1940-2:1997, Mechanical vibration—Balance quality requirements of rigid rotors—
Part 2: Balance errors
- [3] GB/T 11348.1—1999 旋转机械转轴径向振动的测量和评定 第1部分:总则 (idt ISO 7919-1:1996)
- [4] GB/T 6075.1—1999 在非旋转部件上测量和评价机器的机械振动 第1部分:总则 (idt ISO 10816-1:1995)
- [5] GB/T 6557—1999 挠性转子机械平衡的方法和准则 (idt ISO 11342:1994)
- [6] API 612, Special Purpose Steam Turbines for Refinery Services.
- [7] API 617, Centrifugal Compressors for General Refinery Services.
- [8] SHIRAKI, K. and KANKI, H. A new vibration criteria for high speed/large capacity turbo machinery. Proceedings of Eighth Turbomachinery Symposium, 1979.
- [9] WUTSDORFF, P. Mebtechnische Untersuchungen leistungsabhängiger Schwingungen an Getriebeturbinen. VDI-Berichte, 536, 1984, pp. 91-104.

