(13)

刚性转子动不平衡量的在线识别法*

75-78

The on-Line Identifying Method for the Dynamic Unbalance of the Rigid Rotator

TH113.25

唐一科 顾乾坤
Tang Yike Gu Qiankun
(重庆大学机械工程一系，重庆，630044)

摘要 讨论了刚性转子动不平衡量在线识别的基本原理，提出用影响系数矩阵法进行不平衡量的解算，用加试重法求取影响系数矩阵的元素，并用模拟实验验证了识别方法的准确性。最后讨论了在线识别的软硬件方案。

关键词 动平衡；影响系数；在线识别；刚性转子
中国图书资料分类法分类号 TH113.25

ABSTRACT The basic principles of the on-line identifying method for the dynamic unbalance of rigid rotators were discussed. The influent coefficient matrix was proposed to calculate the unbalance, and the matrix elements were obtained by adding the trial weight. The identifying accuracy was verified by simulation tests. Finally, discussed the schemes of the software and hardware of the on-line identification.

KEYWORDS dynamic balance; influent coefficient; on-line identification; rigid rotator

0 引 言

机器转子的动平衡技术，在机械设计与制造过程中历来占有十分重要的地位。随着现代化机器产品高速、高效、高精度的发展趋势，许多机器都在动平衡质量方面提出了更为严格的要求，一些重要设备不仅提高了零部件制造时的动平衡等级，而且对设备整机的现场动平衡也提出了要求，有的甚至要求在设备运行的情况下，对其动平衡状态的变化情况进行现场监视。

为了适应整机现场动平衡的需要，近年来已发展了若干刚、柔性转子现场动平衡方法，如“振幅相位法”和“振幅法”，“影响系数法”和“振型圆法”等。对刚性转子来说，“振幅相位法”是指对转子支承的振动进行测量时，需同时了解振动信号的振幅和相位，再按一定方式解算出校正面上原始不平衡量的大小和方向。这种方法因测试仪器（如闪光动平衡仪等）必须具备测相功能而使成本大大增加。“振幅法”则是仅利用对转子不同平衡状态下（如在校正面的不同位置上加试重），支承上同一点的多个振幅测量值，按推导出的理论公式解算出转

* 收文日期 1992-12-12

子校正面上的不平衡量大小和方向。但这种方法又必须付出多次开停机器的代价。因此，在需要在线识别和快速平衡的场合，其应用受到了很大的限制。

随着信号处理技术和计算机辅助测量技术的日趋成熟，实现计算机在线监视设备转子动平衡状态和计算机辅助动平衡测试已成为可能。本文针对这一事实，探讨了采用计算机辅助测试和监视转子动平衡状态的原理和方法，建立了刚性转子双面动平衡测试系统的影响系数矩阵，并将复矩阵转化为实矩阵，简化了求解过程。在对系统进行初始标定时，提出了加试重以解算影响系数矩阵元素的方法。同时，还导出了单面平衡问题的解算和测试技术，最后用实验验证了理论结果的正确性，并提出了用这些理论成果进行在线识别或监视转子单、双面不平衡量的具体方案。

1 基本原理

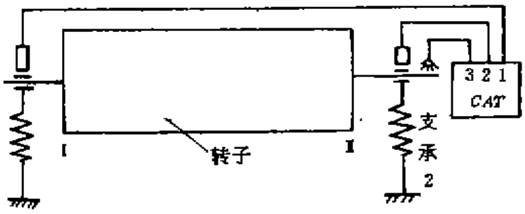

图 1 双面动平衡检测系统

图1所示为刚性转子双面动平衡检测系统框图，其中 CAT 为微机在线检测系统，接口1、2读取振动信号检测值，接口3读取转子相位的光电脉冲。设转子校正面 I 、Ⅱ分别有原始不平衡量 $\bar{G}_{10} = G_{10}e^{j\theta_{10}}$，$\bar{G}_{20} = G_{20}e^{j\theta_{20}}$，转子以一定转速旋转时，在支承 1、2 上分别检测到的振动位移量为 $\bar{A}_{10} = A_{10}e^{j\alpha_{10}}$、$\bar{A}_{20} = A_{20}e^{j\alpha_{20}}$，则根据线性假设条件可得到如下矩阵方程：

$$\begin{bmatrix} \bar{U}_{11} & \bar{U}_{12} \\ \bar{U}_{21} & \bar{U}_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{G}_{10} \\ \bar{G}_{20} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{A}_{10} \\ \bar{A}_{20} \end{bmatrix} \tag{1}$$

式中 $\bar{U}_{kl} = U_{kl}e^{j\varphi_{kl}}$ 称为第 l 校正面上的不平衡量对第 k 支承振动量的影响系数，如果令：

$$\bar{U}_{kl} = U_{klr} + jU_{kli} = U_{kl}\cos\varphi_{kl} + jU_{kl}\sin\varphi_{kl}$$

$$\bar{G}_{10} = G_{10r} + jG_{10i} = G_{10}\cos\theta_{10} + jG_{10}\sin\theta_{10}$$

$$\bar{G}_{20} = G_{20r} + jG_{20i} = G_{20}\cos\theta_{20} + jG_{20}\sin\theta_{20}$$

则(1)式可整理成如下实矩阵方程

$$\begin{bmatrix} U_{11r} & -U_{11i} & U_{12r} & -U_{12i} \\ U_{11i} & U_{11r} & U_{12i} & U_{12r} \\ U_{21r} & -U_{21i} & U_{22r} & -U_{22i} \\ U_{21i} & U_{21r} & U_{22i} & U_{22r} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} G_{10r} \\ G_{10i} \\ G_{20r} \\ G_{20i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{10r} \\ A_{10i} \\ A_{20r} \\ A_{20i} \end{bmatrix} \tag{2}$$

式中

$$A_{10r} = A_{10}\cos\alpha_{10}, \qquad A_{10i} = A_{10}\sin\alpha_{10}$$

$$A_{20r} = A_{20}\cos\alpha_{20}, \qquad A_{20i} = A_{20}\sin\alpha_{20}$$

(2) 式称为实影响系数矩阵方程，可简写成

$$[U]\{G_0\} = \{A\} \tag{3}$$

解(3)式可得：

$$\begin{cases} G_{10} = \sqrt{G_{10r}^2 + G_{10i}^2} \\ \theta_{10} = \mathrm{tg}^{-1}(G_{10i} / G_{10r}) \\ G_{20} = \sqrt{G_{20r}^2 + G_{20i}^2} \\ \theta_{20} = \mathrm{tg}^{-1}(G_{20i} / G_{20r}) \end{cases} \tag{4}$$

显然，解算出不平衡量 G_{10}、θ_{10}、G_{20}、θ_{20} 的关键是知道影响系数矩阵$[U]$中的各元素 U_{M}. 事实上，对于任一新的测试系统、动平衡机架或工作现场的机器，均可以采取加试重的方法来获取 $\overline{U}_{M}$，这个工作实质上是对测试系统进行标定。标定方法如下：

首先在校正面 I 上，半径 r_1 角度 β_1 处加一已知试重 G_1，则 $\overline{G}_1 = G_1 e^{j\beta_1}$，按与以上相同的条件使转子运转，检测到支承 1、2 的振动位移值分别为 $\overline{A}_{11} = A_{11}e^{j\alpha_{11}}$，$\overline{A}_{21} = A_{21}e^{j\alpha_{21}}$，则由(1)式可得：

$$\begin{bmatrix} \overline{U}_{11} & \overline{U}_{12} \\ \overline{U}_{21} & \overline{U}_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \overline{G}_{10} + \overline{G}_1 \\ \overline{G}_{20} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \overline{A}_{11} \\ \overline{A}_{21} \end{bmatrix} \tag{5}$$

停机并取下 G_1，按上述方式在校正面 II 上，半径 r_2 角度 β_2 处加试重 G_2，则 $\overline{G}_2 = G_2 e^{j\beta_2}$，设在运转状态下检测到的支承位移值分别为：$\overline{A}_{12} = A_{12}e^{j\alpha_{12}}$，$\overline{A}_{22} = A_{22}e^{j\alpha_{22}}$，仿(1)式又得：

$$\begin{bmatrix} \overline{U}_{11} & \overline{U}_{12} \\ \overline{U}_{21} & \overline{U}_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \overline{G}_{10} \\ \overline{G}_{20} + \overline{G}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \overline{A}_{12} \\ \overline{A}_{22} \end{bmatrix} \tag{6}$$

从(1)、(5)、(6)三式可得：

$$\overline{U}_M = (\overline{A}_M - \overline{A}_{M0}) / \overline{G}_i \tag{7}$$

由于 $U_{MR} = U_M\cos\varphi_M$，$U_{MI} = U_M\sin\varphi_M$，因此可求得 U_{MR} 和 U_{MI}，将其代入(2)式，解矩阵方程可以求得 G_{10R}、G_{10I}、G_{20R}、G_{20I}，从而得到原始不平衡量的大小 G_{10}、G_{20}、θ_{10}、θ_{20}。

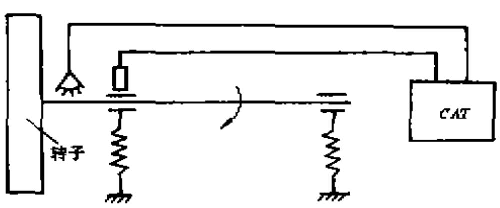

图 2　单面平衡检测系统

对于图 2 所示可简化为单面平衡的转子，宜采用如下方式处理。设系统原始不平衡量为 $\overline{G}_0 = G_0 e^{j\theta_0}$，机器运转时在近转子支承上检测到振动位移量为 $\overline{A}_0 = A_0 e^{j\alpha_0}$，由线性系统假设可得：

$$\overline{A}_0 = \overline{U}\,\overline{G}_0 \tag{8}$$

式中，$\overline{U} = Ue^{j\varphi}$ 称为不平衡量对支承振动的影响系数。如果在转子不平衡校正面上，半径为 r 角度为 β 处加一已知试重 $\overline{G}$，则 $\overline{G} = Ge^{j\beta}$，在运转条件相同的情况下，检测到支承上振动位移值为 $\overline{A}_1 = A_1 e^{j\alpha_1}$，仿(8)式可得：

$$\overline{A}_1 = \overline{U}(\overline{G}_0 + \overline{G}) \tag{9}$$

由(8)、(9)两式可得：

$$\overline{U} = (\overline{A}_1 - \overline{A}_0) / \overline{G} \tag{10}$$

再由(8)式可得到原始不平衡量 $\overline{G}_0$ 为：

$$\overline{G}_0 = \overline{A}_0 / \overline{U} = \frac{A_0}{U} e^{j(\alpha_0 - \varphi)}$$

即：

$$G_0 = A_0/U, \theta_0 = \alpha_0 - \varphi \tag{11}$$

2　实验验证及在线识别方案

为了验证理论分析的正确性，本文选用标准转子进行模拟实验。首先用动平衡机经多次平衡，获得一个平衡精度极高的转子，如图 1 所示，当近似其残余不平衡量为零时，人为在转子两校正面上分别加一已知不平衡量，作为模拟不平衡量，然后用前述方法进行测试，并识别出该不平衡量的大小和位置，所得结果与预加模拟不衡量进行比较如表 1. 这里相位误差公式取为：误差 = [(模拟值 − 计算值) / 360] × 100%. 为了进一步说明问题，按计算结果对转子进行动平衡，实施后测得 $A'_{10} = 15$，$A'_{20} = 10$，原始振动 $A_{10} = 880$，$A_{20} = 380$，两支承振幅的一次降低率分别为 94.88% 和 97.41%.

表 1

	$G_{10}(g)$	θ_{10}(度)	$G_{20}(g)$	θ_{20}(度)
模拟值	5.252	180	5.210	0
本文方法处理值	5.094	178.04	5.06	4.14
误差	3.0%	0.54%	2.9%	1.15%

此外，对单面平衡的模拟转子，按前面理论部分的要求进行实验，当模拟量为 $G'_0 = 10.362$ g，$\theta'_0 = 0°$ 时，本文方法识别值为 $G_0 = 10.198$ g，$\theta_0 = 360°$，按识别值进行平衡校正后，支承振幅的一次平衡降低率为 93.66%，仍达到了较理想的平衡效果。

下面进一步讨论运用前面的理论成果进行在线识别或监视转子单、双面不平衡状态的实施方案。根据理论分析，我们知道：通过加试重法求得转子系统的影响系数矩阵后，只要启动转子运转并检测其振动，则通过前面的公式可以得到转子不平衡量的大小和相位。因此，对于一定的转子系统，可以先加两次试重（双面平衡）或一次试重（单面平衡）求得影响系数矩阵，然后在转子的运转状态下，通过在线检测支承振幅值，运用前面的理论成果，在线识别出转子的不平衡量或监视转子的不平衡状态的变化情况。整个测量系统的硬件框图如图 3 所示。该系统可以完成转子振动数据采集、不平衡量大小和相位的解算等工作，本文理论结果和控制方案已用于某厂专用自动平衡机的研制，限于篇幅，本文不作详细说明。

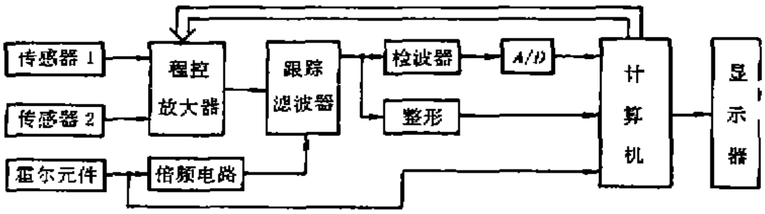

图 3 检测系统硬件框图

3 结 论

运用本文实影响系数矩阵法在线检测和识别刚性转子单、双面原始不平衡量，可获得满意的工程效果。单、双面转子平衡问题的模拟实验，证明了本文理论假设和公式推导的正确性。根据理论分析结果，设计的微机在线检测和识别系统的硬、软件方案，已获得初步成功。该系统不仅适用于传统动平衡机的技术改造，而且为设计新一代计算机辅助式动平衡机提供了方便。对此稍作进一步工作，即可开发出基于实影响系数矩阵法的现场智能动平衡仪。

参 考 文 献

1 Michel Lalanne and Guy Ferraris. Rotordynamics Prediction in Engineering. John Wiley & Sons Ltd. 1990

2 William T. Thomson. Theory of Vibration with Applications. Prentice-hall Inc. Engiewood cliffs, 1972

3 Tang Yike. A new method for the spot test of double-faced dynamic unequilibrium of the rigid rotator, XI ICPR Augest, 1991, HEFEI

4 顾乾坤，唐一科. 计算机辅助动平衡机测量分析系统的研究. 机械科学与技术. 1992(4)

5 王汉英等. 转子平衡技术与平衡机. 北京：机械工业出版社，1988