

研究简报

# 刚性转子现场动平衡原理和方法初探

## PRELIMINARY STUDY ON PRINCIPLES AND METHODS OF FIELD DYNAMIC BALANCING OF RIGID ROTOR

陈蓝荪

(上海水产大学工程技术学院, 200090)

Chen Lan-sun

(Engineering and Technical College, SFU, 200090)

绕固定轴回转的物体,称回转子,简称转子。转子被广泛地应用于各类机械中,例如上海水产大学研制的增氧机、膨化机以及冷风机等机械设备上都有这一类高速旋转的部件。通过设计和计算,从理论上可得到平衡的转子部件,但由于制造装配的不准确、材料的不均匀等多种原因,往往使转子对其轴的质量分布不对称,旋转时产生的离心惯性力总和不能取得平衡,诱发设计中无法估计的失衡现象,即不平衡的离心力经过轴和轴承传给机器,使机器产生与转速同周期的振动。这种振动是有害的,将引起严重的振动噪音,造成部件损坏,甚至危及整个机器的正常使用。因此研究各类转子的平衡原理和方法是十分必要的。

### 1 回转子平衡问题的分类和特性

略去重心的影响,转子由于旋转惯性力引起的平衡问题,简称转子的平衡。一般分为挠性转子和刚性转子两大类。

对于挠性转子(见图1,a),其重量大、跨度大、外形趋于细长化,导致自振频率 $n_c$ 低落,而工作转速 $n$ 又很高,即 $n \geq (0.6 \sim 0.75)n_c$ ,在旋转离心惯性力作用下,这类转子将产生较大的弯曲变形,形成既弯曲又回转的复杂振动,发生“弓状旋曲”(Whirling)现象,在 $n = n_c$ 时,转轴将产生弯曲共振[季文美等,1985]。

对于刚性转子(见图1,b),其工作转速 $n$ 一般低于转子的一阶自振频率 $n_c$ ,即 $n < (0.6 \sim 0.75)n_c$ ,这类转子不考虑其转轴的弹性变形,将轴看成刚体。记刚性转子平均宽度为 $b$ ,平均直径为 $D$ 。若 $\frac{b}{D} \leq 0.2$ ,转子的质量可视为分布在同一平面内,形似单盘,例如齿轮,称为单盘转子(见图1,c)。其旋转失衡的起因,是转子的重心不与轴线重合,即在静态时,转子已有一边倒的倾向。因此,这类问题称为转子的静平衡问题。在旋转时,各质量的不平衡惯性力在其平面中,只能形成合力,不能形成合力偶,因而轴承两个反力总是共面且同方向。在单盘平面上,加减适当配重,使重心与轴线重合,转子将得到平衡。

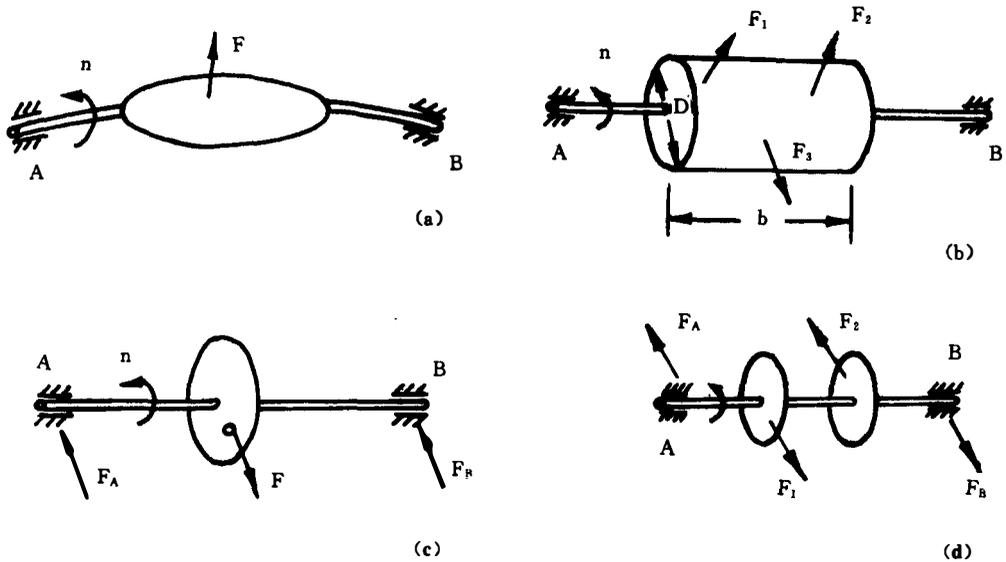


图1 四类转子

Fig. 1 Four kinds of rotor

(a)挠性转子 (b)刚性转子 (c)单盘转子 (d)双盘转子

当  $\frac{b}{D} > 0.2$ , 转子的偏心质量应认为分布在多个不同的回转平面内, 以双盘转子为典型代表(见图1,d)。这类转子质量分布不当, 重心不与轴重合, 显然会失衡。然而即使重心在回转轴线上, 静止时显不出失衡性, 一旦旋转, 各处偏心质量产生的离心力不在同一回转平面内, 形成的合力是不平衡的, 使轴承的反力形成力偶, 这类问题称为转子的动平衡问题。动平衡问题归结为降低离心惯性力的不平衡合力及不平衡合力偶的问题, 或者说, 动平衡问题可分解为静平衡与力偶平衡的问题。

对一般的机械问题, 特别是渔机等问题, 以刚性转子为常见, 本文仅讨论刚性转子的平衡问题。

## 2 刚性转子现场平衡的理论和方法

对常见规范的转子, 可使用动平衡机加以平衡, 这是一种应用振动原理设计制造的专用仪器设备, 但使用有较大局限性。对大多数不常规的渔机中的转子部件或结构巨大而复杂的转子, 则需用现场平衡的方法。

旋转部件在工作状态下, 观察振动响应, 使用普通的振动测试仪表, 测量振幅和相位, 进行振动分析, 计算并设置校正配重, 从而使转子平衡, 这样一种方法, 叫现场平衡或实地平衡。本文引出两平面现场平衡的方法, 这种方法适用刚性转子的动平衡和静平衡。

### 2.1 旋转不平衡量与振动响应

在研究转子平衡问题时, 须注意二类矢量——不平衡矢量和振动响应矢量。不平衡矢量  $\vec{U}$ , 又叫旋转不平衡量、集中不平衡或重径积,  $\vec{U} = m \vec{e}$ ,  $m$  是不平衡质量,  $\vec{e}$  是它的偏心方位径矢。 $\vec{U}$  的单位在 SI 制中是 [克·毫米]。当转速  $\omega$  一定时, 离心力  $m\omega^2$  与不平衡量值  $|m \vec{e}|$  成正比, 离心力为  $|\vec{U}| \omega^2$ 。对应各个旋转不平衡, 旋转时, 将在某个支承轴承处引起振动响应  $\vec{A}$ 。在以下分析中, 常用复数  $\bar{U}$ 、 $\bar{A}$  来取代矢量分析, 即  $\vec{U} = \bar{U} \angle U$ ,  $\vec{A} = \bar{A} \angle A$ , [贺兴书, 1988]。

转子动平衡的目标是单位不平衡量  $u$  低于一定的值。 $u = \frac{\Delta U}{m}$ ,  $\Delta U$  是剩余不平衡量,  $m$  是转子质量,  $U$  单位是[毫米]。静不平衡时  $u = e$ , 动不平衡时  $u = e\omega^*$ ,  $\omega^*$  是最高使用角速度。

### 2.2 刚性转子的失衡归结为二个平面上的旋转不平衡量

由理论力学可知, 一个力可分解为与它相平衡的两个分力。任何失衡的刚性转子, 无论在几个不同回转平面内有多少个偏心重量, 只要选定两个平衡基面 I、II 作为校正平面, 将各处的离心惯性力分解到 I、II 平面内, 动平衡问题就转化为两个平面上的汇交力系的平衡问题(见图2)[Hamilton H. Mabie, 1987]。

设两个平面上离心惯性力的合力  $\vec{R}_1 = \sum \vec{P}_{K1}$ ,  $\vec{R}_2 = \sum \vec{P}_{K2}$  不为零, 则转子将失衡, 在一定转速  $\omega$  之下,  $\vec{R}_1$ 、 $\vec{R}_2$  将与 I、II 平面上的未知旋转不平衡量  $\vec{U}_1$ 、 $\vec{U}_2$  相对应, 即  $|\vec{R}_1| = |\vec{U}_1|\omega^2$ ,  $|\vec{R}_2| = |\vec{U}_2|\omega^2$ 。因此只要能估算  $\vec{U}_1$ 、 $\vec{U}_2$  的大小及方位, 在 I、II 平面内适当地加减一个校正配重, 使两个平面的惯性力之和均为零, 转子将得到完全平衡。

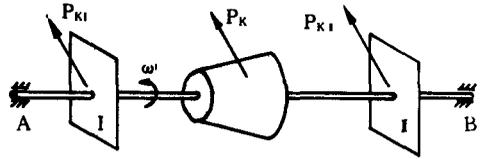


图2 转子的第 K 个不平衡离心惯性力分解到 I、II 平面上(K=1, 2, ...)

Fig. 2 Rotor's k-th unbalance centrifugal inertial force resolves onto I & II plane (K=1, 2, ...)

### 2.3 刚性转子两平面动平衡法

对须校正的刚性转子, 任选二个平衡校正平面 I、II 和二个测振点 A 和 B(一般选在基础轴承上), 见图3。两平面动平衡法将通过两次试加配重和两次测振的过程, 确定未知不平衡量  $\vec{U}_1$  和  $\vec{U}_2$ , 从而设置校正配重, 使系统平衡。具体步骤如下:

第一步, 在 A、B 上测出在 XZ 平面内由未知的  $\vec{U}_1$  和  $\vec{U}_2$  引起的振动响应  $\vec{A}_0$ 、 $\vec{B}_0$ , 运用振动阻抗特性的计算原理[左鹤声, 1979], 对图3系统的分析可知:

$$\begin{cases} \vec{A}_0 = \vec{\alpha}_1 \vec{U}_1 + \vec{\alpha}_2 \vec{U}_2 \\ \vec{B}_0 = \vec{\beta}_1 \vec{U}_1 + \vec{\beta}_2 \vec{U}_2 \end{cases} \quad (1)$$

其中复数  $\vec{\alpha}_1$ 、 $\vec{\alpha}_2$ 、 $\vec{\beta}_1$ 、 $\vec{\beta}_2$  称影响系数。 $\vec{\alpha}_1$  和  $\vec{\beta}_1$  是 I 号校正平面内单位不平衡引起 A 和 B 处的响应值,  $\vec{\alpha}_2$  和  $\vec{\beta}_2$  和意义类同。

第二步, 在 I 号校正平面上添加已知试重  $\vec{U}_3$ , 并在 A 和 B 测出振动响应  $\vec{A}_1$  和  $\vec{B}_1$ , 有

$$\begin{cases} \vec{A}_1 = \vec{\alpha}_1 (\vec{U}_1 + \vec{U}_3) + \vec{\alpha}_2 \vec{U}_2 \\ \vec{B}_1 = \vec{\beta}_1 (\vec{U}_1 + \vec{U}_3) + \vec{\beta}_2 \vec{U}_2 \end{cases} \quad (2)$$

第三步, 卸下  $\vec{U}_3$ , 在 II 号校正平面上添加已知试重  $\vec{U}_4$  (可令  $\vec{U}_4 = \vec{U}_3$ ), 并在 A、B 测出振动响应  $\vec{A}_2$  和  $\vec{B}_2$ , 有

$$\begin{cases} \vec{A}_2 = \vec{\alpha}_1 \vec{U}_1 + \vec{\alpha}_2 (\vec{U}_2 + \vec{U}_4) \\ \vec{B}_2 = \vec{\beta}_1 \vec{U}_1 + \vec{\beta}_2 (\vec{U}_2 + \vec{U}_4) \end{cases} \quad (3)$$

联解方程(1)、(2)、(3), 可解出  $\vec{\alpha}_1$ 、 $\vec{\alpha}_2$ 、 $\vec{\beta}_1$ 、 $\vec{\beta}_2$  等, 其中未知的两个旋转不平衡量为:

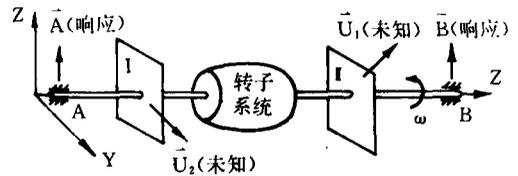


图3 刚性转子两平面动平衡法原理  
Fig. 3 Principle of two plan dynamic balancing method of rigid rotor

$$\begin{cases} \vec{U}_1 = \frac{[\vec{A}_0(\vec{B}_2 - \vec{B}_0) - \vec{B}_0(\vec{A}_2 - \vec{A}_0)]\vec{U}_3}{(\vec{A}_1 - \vec{A}_0)(\vec{B}_2 - \vec{B}_0) - (\vec{A}_2 - \vec{A}_0)(\vec{B}_1 - \vec{B}_0)} \\ \vec{U}_2 = \frac{[\vec{B}_0(\vec{A}_1 - \vec{A}_0) - \vec{A}_0(\vec{B}_1 - \vec{B}_0)]\vec{U}_4}{(\vec{A}_1 - \vec{A}_0)(\vec{B}_2 - \vec{B}_0) - (\vec{A}_2 - \vec{A}_0)(\vec{B}_1 - \vec{B}_0)} \end{cases} \quad (4)$$

第四步,取下  $U_4$ ,在 I、II 平面施加校正配重  $\vec{U}_1'$  和  $\vec{U}_2'$ ,使转子平衡,其中  $\vec{U}_1' = -\vec{U}_1, \vec{U}_2' = -\vec{U}_2$ 。(亦可在  $\vec{U}_1, \vec{U}_2$  方位上除去这两个旋转不平衡)。

以上四个步骤,可用矢量图表示,见图4。

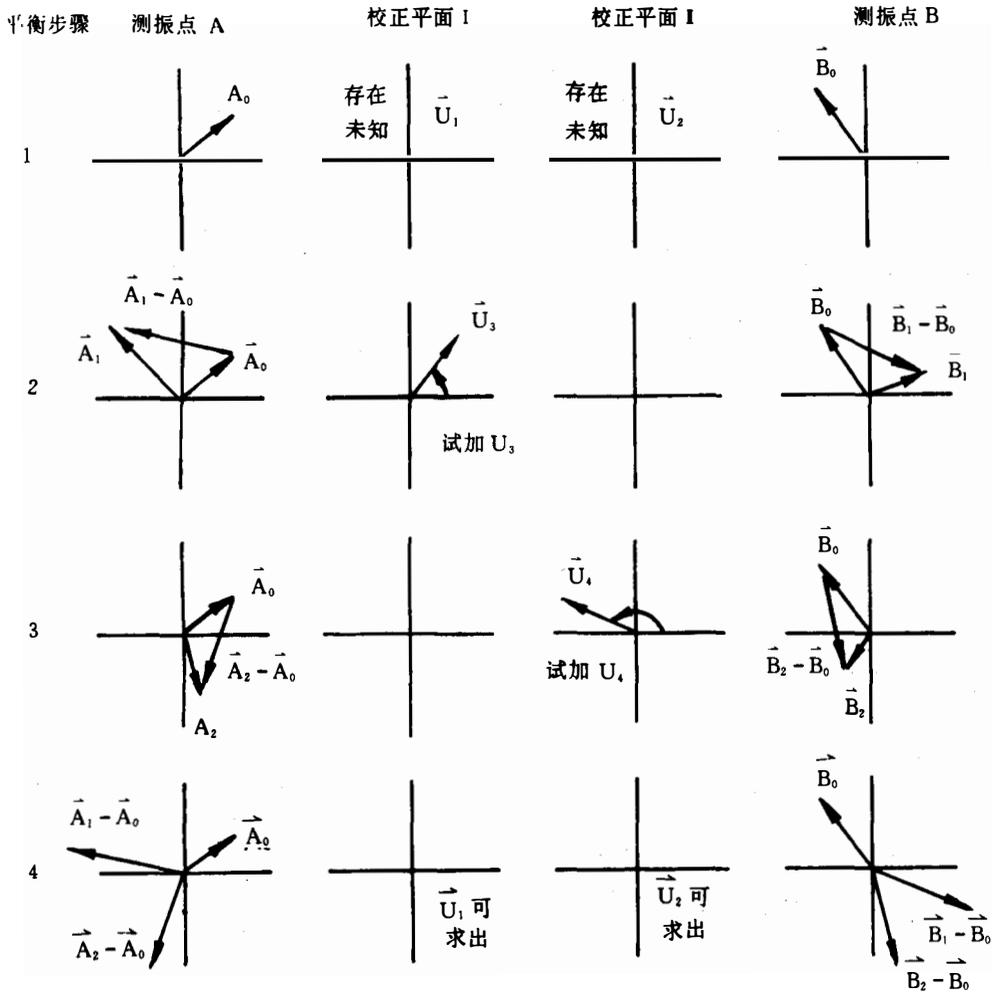


图4 刚性转子动平衡过程矢量图

Fig. 4 Vector's picture of rigid rotor dynamic balancing process

### 3 现场动平衡装置系统的探研

根据上述动平衡的原理,研究规划较先进的刚性转子现场动平衡装置系统,该系统包括调试系统、测量系统和微机分析系统。

调试系统由电机和需要调正平衡的旋转部件组成。为适合各类转子的调试,电机将带有稳压装置和调速装置,以保证平衡过程持有恒定的理想转速。被调正的旋转部件,将被适应在两端可以自由调节的轴承架座上。以方便自如地旋转。传动部件及轴承都采用较高的精确度,以保证平衡的精度。

测量系统采用西德 Brüel & Kjaer 公司制造的测振系统仪器,包括压电式加速度传感器、相位指示器、滤波器、测振器和光电测速头,是一套先进的通用测振仪器,能进行幅值—相位分析,具有优良的滤波选频特性,能在一定噪声干扰的情况下,测出与转速同频的不平衡振动响应。应用合理的振动测量和试验方法,使用这套仪器能取得较好的平衡效果。上海水产大学振动实验室配有这套仪器。

微机分析系统包括 A/D 信号转换处理器,适当连接在微机接口上,将有关测试数据直接输入存贮系统,并配置专门的电脑分析程序,快速分析处理测试数据,自动作出平衡过程的矢量图,打印输出计算结果,显示平衡方案。

现场动平衡装置系统示意如图5,整个装置适合各种刚性转子的校正平衡。为直观明了起见,图中调正转子以双盘转子为例,这时两个盘面本身即被选为校正平面。

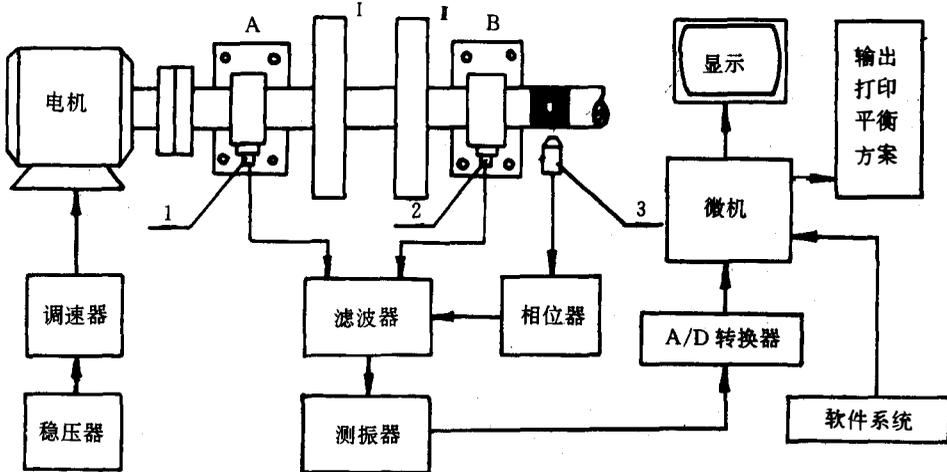


图5 现场动平衡装置系统简图

Fig. 5 Simplified system diagram of field dynamic balancing set-up

1, 2—加速度传感器; 3—光电测速头

启动装置,按上述步骤,计算校正配重,采用加重(如配平衡块)或减重(如钻孔)方式,使调正转子平衡。之后,重新启动转子,估算二个校正面上的单位不平衡量  $u_1$  和  $u_2$ ,如果数值不理想,振动响应值仍较大,则再做一轮上述平衡过程,加以新的修正。一般只要一、二次加减校正配重的过程,即可达到满意平衡。

整个平衡过程,必须注意在同一转速下测试。尽可能增加两个校正平面的距离,校正平面选定后,固定不变,以便取得好的平衡效果。试验配重的大小与测量精度有关,经研究认为试验配重产生的惯性力为旋转部件重量的10%为宜。若初始不平衡量很大,旋转时振动过大,一般要在转子的重心位置先清除静不平衡。

## 4 结语

在探索能达到一定精度的平衡装置时,上述的研究还是初步的。要使单位不平衡量 $u$ 小于一定的精度值,还存在许多干扰因素。例如,电机和轴套的不平衡对校正过程的影响,机座本身振动对测试精度的影响,尚待进一步研究解决。

由于校正配重是一个质量、方向角、位置半径的复合量,实际平衡校正的不准确,将对应产生校正幅值误差、角度误差、半径误差。例如分析表明,校正误差 $<5\%$ ,则校正配重安置角度不能 $>3\%$ 。另外,校正配重不加在指定的校正平面内,会给两个校正面带来新的不平衡,产生校正平面位置误差。因此,在实际校正中,如何综合考虑上述四种误差,在理论上和实践上需深入探讨。

一般认为工作转速大于1000转/分的转子,都要进行动平衡过程。因此,平衡装置的研究、实施和完善,将有利于开发渔业机械新机种,一些转子部件的动平衡将得到方便实现。另外,亦可为大学生学习振动理论的同时,安排现场动平衡实验,通过动手,让学生掌握一门实用技术。

## 参 考 文 献

- [1] 左鹤声, 1987. 机械阻抗方法与应用, 5-43; 344-354, 机械工业出版社(京)。
- [2] 季文美等, 1985. 机械振动, 99-104, 科学出版社(京)。
- [3] 贺兴书, 1988. 机械振动学, 3-5; 49-51, 上海交通大学出版社。
- [4] Hamilton H. Mabie, Charles F. Reinholtz, 1987. Mechanisms And Dynamics of Machinery, 503-510, by John Wiley & Sons.