

抑制高速气体轴承圆柱涡动的方法

陈世钰

(广州机床研究所)

随着科学技术的迅速发展,气体轴承在精密加工设备和精密测试仪器方面将获得更广泛的应用。但是,在高速机械中,气体轴承涡动不稳定性却成为把它广泛应用的一个很大障碍。为了抑制这种涡动,近十多年来国内外已进行了多方面的研究,从结构设计、参数选择和工艺等方面都取得了不少成果,为抑制高速静压气体轴承的涡动不稳定性提供了一些有效的方法,如为了增加轴承的阻尼从而减小轴颈的涡动频率可采取下列三种形式:(1)在轴承面上开稳定腔,利用气膜压力相位滞后的“Sixsmith”的稳定元件,在透平膨胀机上应用收到良好的效果。(2)采用逆着轴颈旋向作切向供气,使间隙中气流发生改变的 *Tondl* 研究。(3)将轴套挠性地支持在“O”形橡皮卷上,用以吸收轴颈涡动的能量,从而提高涡动起始转速的所谓“橡皮加稳轴承”。另外,还可通过选取合适的轴承参数(如供气压力、半径间隙,供气孔数目和气腔深度等)以减小轴颈涡动的振幅或提高涡动起始转速。此外,在工艺方面通过在动平衡机上检验转轴残余的不平衡量,并尽量地加以去除,这对提高气体轴承涡动的不稳定性亦具有重要的意义。

本文主要叙述我们进一步深入地探讨如何抑制高速气体静压轴承圆柱涡动不稳定性所采取的方法,及介绍为此目的所研制的装置。

在高速静压气体轴承中,极轻载或不受载荷作用的水平轴及垂直轴,在轴绕自身几何轴心线旋转的同时,轴心绕轴承中心线同向旋转的现象称为涡动。根据转子上残余不平衡的类型,涡动的形状可以分为三种:

(1)圆柱形涡动:——此时轴的轴心线绕轴承轴心线在空间回转成一圆柱面,它是由转子的残余静不平衡引起的。

(2)圆锥形涡动:——此时轴的轴心线绕轴承轴心线在空间回转成一对顶圆锥,公共锥顶位于转子的质量中心,它是由转子上残余动不平衡引起的。

(3)一般形涡动——此时轴的轴心线绕轴承轴心线在空间回转成一截头圆锥形,它是由转子的残余静不平衡和动不平衡引起的。

主轴的残余动不平衡量引起主轴在空气轴承中高速回转时产生圆锥形涡动,为了消除残余动不平衡量,提高主轴的回转精度,我们采用北京青云仪器厂的新产品 *DW-1* 型高精度动平衡机对主轴进行动平衡。为了提高主轴在动平衡时的转速,以提高动平衡精度,我们将原机的皮带驱动改为气涡轮驱动,使动平衡精度达 $5.47 \times 10^{-4} \text{g-cm}$ 。达到 *ISO* 标准转子的平衡质量的最高级,即 *G0.4* 级(据 *ISO* 标准各种转子的平衡质量分11级,即从 *G4000*、*G1600*、*G630*……*G2.5*、*G1*至0.4共11级)。

对于引起圆柱形涡动的残余不平衡量,如果仍用一般的双柱卧式静平衡支架检验,则反应不灵敏,精度低。这是因为高速转子轴直径小、质量轻,且转轴与双圆柱是金属间接触、摩擦力大。目前国内还未见有合适的装置能解决这个问题,也没见到国外有关这方面的资料,目前国内一般都只对高速转轴进行动平衡,而忽略了静平衡。但是,转轴的残余静不平

衡量对回转精度的影响是不容忽视的，从下面公式可以看出它对空气静压轴承高速转子中心振幅的影响。

$$e = \frac{X\omega^2}{2K - m_R\omega^2}$$

式中： m_R ——转子质量；

ω ——轴自身以及轴颈中心绕轴承中心旋转的角速度；

K ——单个轴承的刚度；

X ——转子的残余静不平衡量（重径积）；

e ——轴颈中心的振幅；

可以看出，轴颈中心的振幅 e 与轴的残余静不平衡量（重径积） X 成正比。而且，转速愈高，轴颈中心的振幅 e 增加得愈快。因此，为了提高转轴的回转精度，除了对转轴进行精密的动平衡之外，还需要尽量消除转轴的残余静不平衡量 X 。为此我们设计研制了一套采用空气静压轴承的适用于高速和超高速转轴的静平衡装置。经仔细调整 and 实际测试，用它检验 $\phi 18$ 的转轴静平衡精度可小于 1×10^{-4} g-cm。该静平衡装置的外观及轴承部份的局部剖视图见图 1、图 2。

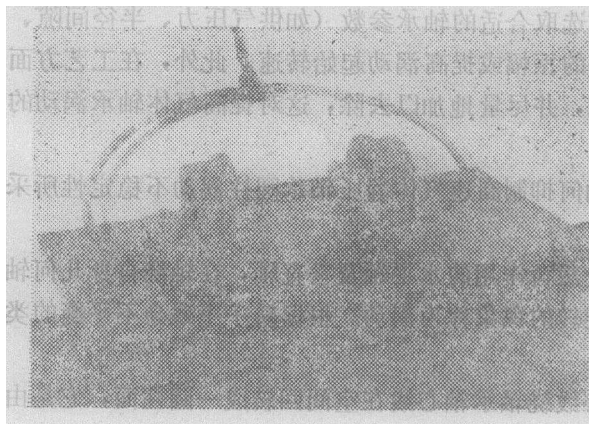


图 1 带空气轴承的静平衡装置



图 2 轴承的局部剖视图

在安装调整该静平衡装置的两个空气轴承时，要注意尽量减小从节流小孔流出的气流给被检验转轴所带来的附加力矩，以提高静平衡的精度。方法是：首先通过转动安放在支架上的空气轴承，使节流小孔的中心线与水平面垂直（可在节流小孔中插入检验棒观测），然后将标准转轴放入轴承内并将压缩空气通入轴承内。若从节流小孔喷出的气流产生的附加力矩过大，则这时标准转轴会沿着一个方向快速旋转，这样便可通过转动该气体轴承，使标准转轴转速慢慢降低直至随遇平衡为止。这种情况表明这时的附加力矩为最小，至此便可用粘结剂将空气轴承与支座粘结在一起。

为了校核该静平衡装置的精度，我们运用牛顿内摩擦定律对有关参数进行了计算：被检验轴的直径 $D = 1.8$ cm，轴承的宽度 $b = 2$ cm，轴与轴承的半径间隙 $h_1 = 0.01$ mm，通过不断去除转轴的残余静不平衡量，直至被检验的转轴能够随遇平衡为止（最好通过位移传感器进行观测，这比用肉眼观测更准确）。这时的静平衡精度最高。但是要使被测转轴能达到随遇平衡，往往需要花很多的时间。因此当允许静平衡精度稍低时，就不必将被测转子调整至随遇平衡。假若被测转子在空气轴承中仍以一定的转速转动，例如转速 $n = 3r/min$ ，那末，这时所

达到的静平衡精度是多少呢? 计算如下:

这时, 被测转轴轴颈的线速度 V 为:

$$V = \frac{\pi D n}{60} = \frac{3.14 \times 0.018 \times 3}{60} = 8.48 \times 10^{-3} \text{ m/s}$$

因为轴与轴承之间的间隙很小, 即气膜很薄, 这时, 由于被测转子的旋转引起轴承内气体的速度分布可按直线处理, 则速度梯度 du/dy 为:

$$\frac{du}{dy} = \frac{du}{dh} = \frac{V}{h_1} = \frac{8.48 \times 10^{-3}}{0.01 \times 10^{-3}} = 848 \text{ s}^{-1}$$

20°C时一大气压下空气的粘度系数 μ 为:

$$\mu = 1.85 \times 10^{-6} \text{ kgf} \cdot \text{s/m}^2$$

根据牛顿的流体内摩擦定律, 计得轴承流层之间的内摩擦力 F 为:

$$\begin{aligned} F &= \mu A \frac{du}{dy} = \mu \pi D b \frac{V}{h_1} \\ &= 1.85 \times 10^{-6} \times 3.14 \times 0.018 \times 0.02 \times 848 \\ &= 1.78 \times 10^{-7} \text{ kgf} \\ &= 0.178 \text{ mgf} \end{aligned}$$

摩擦力矩 M 为:

$$\begin{aligned} M &= FR = 0.178 \times 10^{-3} \times 0.9 \\ &= 1.602 \times 10^{-4} \text{ g} \cdot \text{cm} \end{aligned}$$

这也就是被测转轴在 $n = 3 \text{ r/min}$ 时所达到的静平衡精度。因为附加一个与此反向的力矩则可使被测转子达到随遇平衡状态。这与实测结果很接近。若要再进一步提高静平衡精度, 可将被测转轴的转速调整至更低 (通过减小残余静不平衡量去实现)。

如何正确地去除残余静不平衡量也是一个值得注意的问题。在实际校正时, 最好将附加重量 (橡皮泥) 粘附在被测转轴重心所在平面位置上, 在这种情况下校正静不平衡时只需一个校正平面, 即重心平面。但是, 由于结构上的原因, 往往不允许在该平面位置上去重, 而需将校正质量分配在两端平面位置上。这时, 每端去除的重量则要根据各校正平面与重心的距离进行分配。

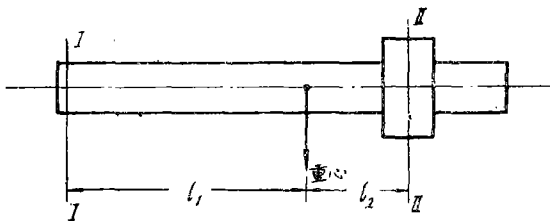


图 3

设附加重量为 W , 需在距重心平面为 l_1 和 l_2 两个平面上去重, 如图 3 所示:

则可根据下式求得 I—I 和 II—II 平面位置的去重量 W_1 和 W_2

$$\text{因 } W_1 + W_2 = W \qquad W_1 l_1 + W_2 l_2 = 0$$

$$\text{故 } W_1 = W \cdot \frac{l_2}{-l_1 + l_2} \qquad W_2 = W \cdot \frac{-l_1}{-l_1 + l_2}$$

实践表明, 这是抑制空气静压轴承高速转子圆柱涡动的一种有效方法。

参 考 文 献

- [1] J.W. Powell ;《空气静压轴承设计》，国防工业出版社，1978年12月。
- [2] 乔孝纯、陈纯正；高速静压气体轴承的涡动不稳定性和抑制涡动的方法。1978年7月。
- [3] 哈托·施奈德；《平衡技术理论与实践》，机械工业出版社，1977年。
- [4] H·B柯列斯尼克；《动平衡与静平衡》，机械工业出版社，1965年。
- [5] 李诗久；《工程流体力学》，机械工业出版社，1979年3月。