

磁盘、磁头飞行特性测试仪中的 空气静压精密轴系研制

邹文信 郭德申 张汉广 邓玉新

摘要：磁盘、磁头飞行特性测试仪是检测磁盘盘面特性、磁头飞行特性及其飞行间隙的专用设备，而空气静压精密轴系是该设备的关键部件。本文着重对空气静压精密轴系的结构设计及其静态性能、动态性能测试作了较详细的论述，通过理论与实验对比，验证设计的合理性和计算的正确性。尤其是在实验的基础上建立了轴系角刚度理论数学模型和实验数学模型，为研究轴系角刚度提供了理论与实验依据。

一、前 言

磁盘机是电子计算机的主要外存储器，近代计算机的发展，要求磁盘机具有大容量、快取数、高可靠性、低成本。欲达到上述目标，要求磁盘磁涂层要薄，磁头铁芯宽度要窄，磁头在磁盘盘面上飞行间隙要小。磁盘、磁头飞行特性测试仪即用于研究磁盘盘面特性、磁头飞行特性及其飞行间隙的设备。该设备的机械部份主要有台体、精密导轨、精密轴系，经认真分析比较后，认为只有气体润滑轴承才能满足使用要求，因此，采用了空气静压精密导轨与空气静压精密轴系。本文只论述空气静压精密轴系的结构设计及其静态性能、动态性能实验研究。

二、精密轴系的主要技术要求及方案选择

精密轴系的主要技术要求：

(1) 主轴在运转中摩擦力要小。

(2) 在3600rpm内，主轴动态回转精度，径向回转误差 $\leq 0.6\mu\text{m}$ ；轴向跳动误差 $\leq 0.2\mu\text{m}$ 。

根据运转中摩擦力小、载荷轻、回转精度高而重复性和保持性要好的使用要求，采用一般常用的滑动轴承和滚动轴承是达不到上述目的，因为它们的摩擦力大，在高速运转中易温升、寿命短（精度保持性差），污染环境，而采用气体润滑轴承则较容易达到要求。气体润滑轴承是以洁净空气（其它洁净气体，例如氮气等都可以）做为润滑剂，而空气

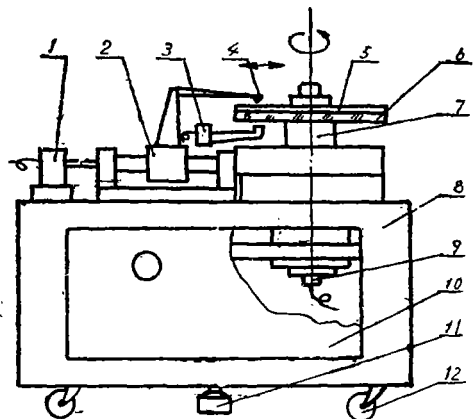


图1 磁盘、磁头飞行特性测试仪简图

- 1.直线电机； 2.气浮导轨； 3.光检测器；
4.磁头； 5.磁盘； 6.工作台（玻璃）；
7.气浮轴系； 8.台体； 9.无刷电机；
10.侧盖板； 11.调平机构； 12.胶轮。

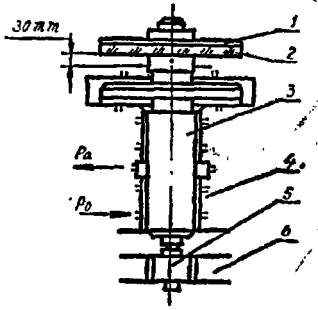


图2 气浮轴系简图

- 1. 磁盘； 2. 工作台（玻璃）；
- 3. 主轴； 4. 轴承套；
- 5. 无刷电机转子；
- 6. 无刷电机定子。

的动力粘度极低，大约是油润滑剂的千分之一^[3]，因此，摩擦力极小，不需要很大驱动力，停启和调速极容易。另外，空气润滑轴承在空气压力作用下，使动体浮起，动体与不动体没有接触，不会因磨损而降低精度，空气有可压缩性，即使主轴和轴承套加工精度有些欠佳，如果气膜对称，主轴受空气的“均化效应”作用也能获得良好回转精度，还有不污染环境，温升极低等优点。总之，空气润滑轴承非常适用于精密量仪及精密机械。

在诸种类型空气润滑轴承中，采用了小孔节流器空气静压轴承，因为它的应用在国内外已有成熟经验。轴承套选用独体结构，主轴采用径向与止推联合作用的单板双向止推结构。

为减小摩擦力，提高回转精度，采用无刷电机做为驱动力，把转子刚性连接在主轴下端，空气静压轴承同时也是支撑电机转子的电机轴承，这样可使传动链最少，提高了传动精度。图2是气浮轴系简图。

三、结构设计

1. 受力分析

从图2看出，主轴材质不均匀，主轴上端装有检测用的工作台及磁盘，主轴下端的电机转子及其紧固件等，它们的质心都不会在轴线平均线上，当主轴高速旋转时要产生离心力。因此，主轴总成（主轴及安装其上的零部件）必须要动平衡，使离心力限制在允许的范围内，经计算得出不平衡力矩不大于 $5g \cdot cm$ 的动平衡精度。

此外，根据使用要求，工作台下面要留有一定的(30mm)使用空间，从而增加了主轴的晃动量；无刷电机的偏磁拉力将时刻作用在主轴下端，这就要求轴系必须具有足够的平移刚度和角刚度，以克服这些外力（力矩），使轴系具有高回转精度。

2. 空气静压精密轴系设计

由主轴应有高回转精度的使用要求及上述受力分析知：在刚度满足前提下，承载能力自然满足，所以轴系应以最大刚度为优化目标进行设计。为此，气浮轴系采用了两个双排节流器径向轴承，使主轴具有足够长度，止推工作面要足够大，以增加角刚度。考虑到温度变化影响和便于装拆，主轴采用单板双向止推结构，并把止推板放在主轴上端。轴承套采用独体结构，这样工艺性能好，可提高零件加工精度。

主轴和轴承套的材料都选用硬度高、耐腐蚀、切削加工性能好、稳定性好的氮化钢——38CrMoAlA，经稳定化处理 and 调质处理，使材质更加稳定，再经离子氮化，其硬度达 $R_c = 70$ ，氮化层厚度达 $0.2 \sim 0.3mm$ 。精研磨后，主轴不圆度小于 $0.5\mu m$ ，止推面与主轴不垂直度小于 $0.8\mu m$ ；轴承套内孔不圆度小于 $0.8\mu m$ ，止推面与内孔轴线不垂直度小于 $1\mu m$ ；主轴与轴承套工作面的粗糙度均在 $0.05\sqrt{}$ 以上。

无论是径向轴承还是止推轴承都采用有腔孔式节流器（见图3），其优点是节流孔容易加工，可增加轴承刚度，不易污染轴承工作表面；缺点是气腔深度一致性不易控制，如果气腔深度一致

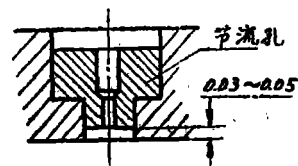


图3 有腔孔式节流器

性很差, 会使主轴受力不对称, 影响回转精度, 更严重的是会产生自激振动。

因为小孔节流空气静压径向轴承与止推轴承的结构参数、流量、承载能力、平移刚度等都有比较成熟的计算方法, 很多资料做了详细介绍, 本文就不再复述, 仅利用文献^{[1][2][3]}中

表1 轴系结构参数

序号	径 向 轴 承		止 推 轴 承	
1	轴承个数	2	节流孔直径 d (mm)	0.3
2	轴承长度 L (mm)	85	节流孔长度 l (mm)	1.2~1.5
3	轴承直径 D (mm)	70	节流孔个数 n	12(均布)
4	两轴承间距 S 离 (mm)	10	单边间隙 h_0 (μm)	17~19.5
5	半径间隙 h_0 (μm)	20~21	上止推板内半径 a (mm)	43
6	节流孔直径 d (mm)	0.2	上止推板外半径 b (mm)	86
7	节流孔长度 l (mm)	0.8~1.0	上节流孔所在圆半径 c (mm)	61
8	节流孔排数	2	下止推板内半径 a (mm)	45
9	每排节流孔个数 n	12 (均布)	下止推板外半径 b (mm)	90
10	节流孔距轴承套端距离	$L/4$	下节流孔所在圆半径 c (mm)	64

的计算方法得到轴系结构参数见表1, 体积流量见表3和图4, 承载能力见表4和图7, 平移刚度、角刚度见表5、图8和图10。

从表1中看出, 下止推板的工作面大于上止推板的工作面, 有意产生承载能力差, 用以均衡主轴总成重量, 使主轴止推板悬浮在上、下固定止推板中间位置。

主轴在3600 rpm时, 将产生最大摩擦力矩和最大摩擦功率损耗, 其值见表2。

表2 最大摩擦力矩 L_T 摩擦功损 N_T

值 项	径 向	轴 向	综 合 值
L_T (kgf·cm)	0.2378	0.3853	0.6231
N_T (W)	8.7917	14.2449	23.0366

需要说明的是关于轴系角刚度理论计算的数学模型, 资料上很少有介绍, 有的资料虽有介绍但不全面。本文从角刚度定义出发, 以实验为基础建立了理论数学模型, 即当主轴受力矩作用后便会倾斜, 两个径向轴承和双面止推轴承就会产生恢复力矩, 若径向轴承的恢复力作用线在每个径向轴承中间位置, 而止推轴承的恢复力作用线在止推节流孔所在圆周上, 则可推导出下面轴系角刚度理论数学模型:

$$K_a = F_a \cdot \left[\frac{1}{4} (L + S)^2 \cdot K_j + a \cdot b \cdot K_s \right]$$

式中:

K_a ——轴系角刚度理论值 [kgf·cm/s]。

F_a ——单位换算系数 $\left[F_a = \frac{5\pi}{324} \right]$ 。

K_j ——径向平移刚度理论值 [kgf/ μm]。

K_s ——轴向平移刚度理论值 [kgf/ μm]。

- L —— 径向轴承长度[cm].
- S —— 两个径向轴承间距离[cm].
- a —— 止推板的内半径[cm].
- b —— 止推板的外半径[cm].

四、轴系静态性能测试

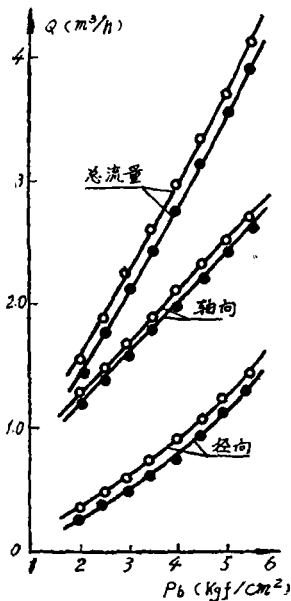
在静态性能测试过程中，工作压力 p_0 (表压) 可在 $0 \sim 6 \text{kgf/cm}^2$ 内调节，压力波动为 $0.02 \sim 0.05 \text{kgf/cm}^2$ ，环境温度为 $18 \sim 20^\circ\text{C}$ ，使用三台中原量仪厂的 DGB—5 型电感测微仪，利用砝码加载，用万用表监视主轴是否浮起。

在不同工作压力下，从流量计上可直接读出相应工作压力下的体流量的实测值 (见图 4 和表 3)。

静态性能测试主要实测轴系的承载能力、平移刚度和角刚度。分三步进行：

(1) 实测轴向承载能力和轴向平移刚度 (见图 5)：

一定工作压力下，在主轴下端逐渐进行加载，三个电感测微仪测头 (相对位置尽量远) 同时打在主轴上端面，根据负载大小与三个测头读数平均值，便知在不同偏心率下的轴向承载能力 (见图 7 和表 4)，并能计算出实测轴向平移刚度值 (见图 8 和表 5)。改变工作压力，就会得出相应的轴向承载能力与轴向平移刚度值。



○ —— 理论值; ● —— 实测值.

图 4 体积流量 Q

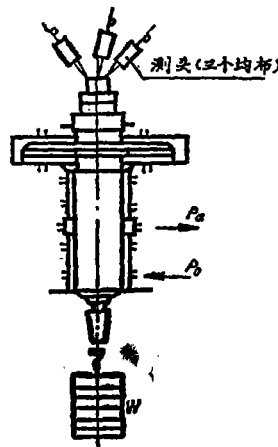


图 5 轴向静态性能测试

(2) 实测径向承载能力和径向平移刚度 (见图 6)：

一定工作压力下，在主轴上、下端部同时逐渐进行加载，加载时要注意调节上、下载荷，使得上、下测头读数基本一致。根据上、下载荷之和及上、下测头读数平均值，便知在

表3 体积流量理论值与实测值比较表

p_b (kgf/cm ²)	径向 (m ³ /h)		误差 (%)	止推 (m ³ /h)		误差 (%)	总流量 (m ³ /h)		误差 (%)
	理论值	实测值		理论值	实测值		理论值	实测值	
5.5	1.41	1.32	6.38	2.71	2.65	2.21	4.12	3.97	3.64
5.0	1.22	1.15	5.74	2.50	2.48	0.80	3.72	3.63	2.42
4.5	1.04	0.95	8.65	2.30	2.25	2.17	3.34	3.20	4.19
4.0	0.87	0.79	9.20	2.09	2.03	2.87	2.96	2.82	4.73
3.5	0.71	0.68	4.23	1.88	1.83	2.66	2.59	2.51	3.09
3.0	0.57	0.53	7.02	1.67	1.63	2.40	2.24	2.16	3.57
2.5	0.43	0.39	9.30	1.46	1.42	2.74	1.89	1.81	4.23
2.0	0.32	0.30	6.25	1.25	1.20	4.00	1.57	1.50	4.46

不同偏心率下的径向承载能力 (见图 7 和表 4), 并能计算出实测径向平移刚度值 (见图 8 和表 5)。改变工作压力, 就会得出相应的径向承载能力与径向平移刚度值。

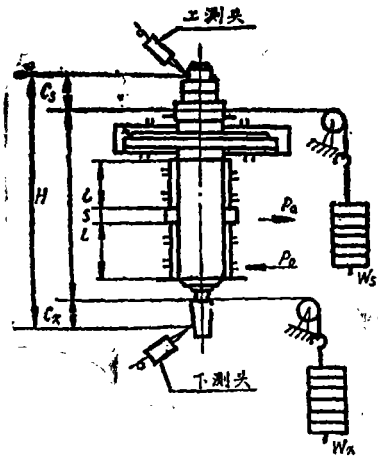
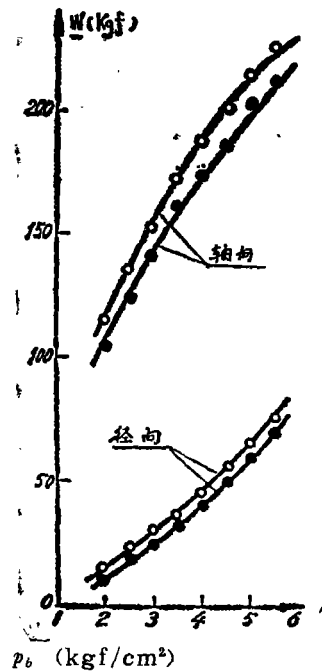


图6 径向静态性能测试

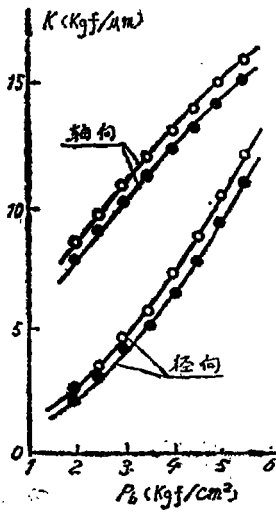


○——理论值; ●——实测值。

图7 承载能力 W ($\epsilon=0.5$)

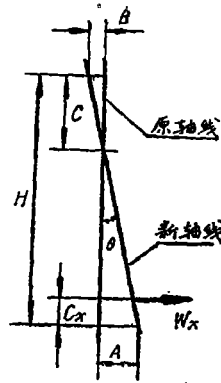
表4 W ($\epsilon=0.5$) 理论值与实测值比较表

p_b (kgf/cm ²)	径 向 (kgf)		误差 (%)	轴 向 (kgf)		误差 (%)
	理 论 值	实 测 值		理 论 值	实 测 值	
5.5	76.74	70.89	7.62	226.65	214.94	5.17
5.0	65.86	59.73	9.31	215.13	203.86	5.24
4.5	56.15	51.77	7.80	202.26	188.86	6.63
4.0	46.37	42.12	9.17	188.49	175.86	6.70
3.5	37.55	34.08	9.24	172.73	160.20	7.25
3.0	27.80	26.02	6.40	154.99	141.26	8.86
2.5	22.31	20.12	9.82	135.61	123.05	9.26
2.0	15.90	14.51	8.74	113.82	103.66	8.93

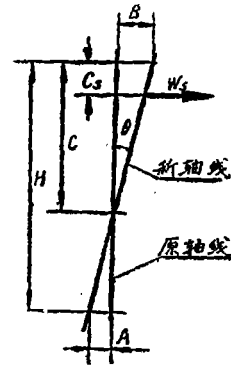


— 理论值; · — 实测值.

图8 平移刚度K



(I)



(II)

图9 角刚度测试

(3) 实测在径向轴承与止推轴承联合作用下的角刚度 (见图6):

一定工作压力下, 只在主轴下端部逐渐进行加载, 由电感测微仪上、下两测头的读数可知, 此时主轴已倾斜 θ 角 (见图9 (I))。反之, 在一定工作压力下, 只在主轴上端部逐渐进行加载, 主轴同样也会倾斜 θ 角 (见图9 (II))。

由图9 (II) 和图9 (I) 可分别推导出上、下加载时角刚度实验数学模型:

$$K_{ax} = F_s \cdot W_s \cdot \left(\frac{B}{A+B} H - C_s \right) / \text{tg}^{-1} \frac{A+B}{H}$$

$$K_{ax} = F_s \cdot W_x \cdot \left(\frac{A}{A+B} H - C_x \right) / \text{tg}^{-1} \frac{A+B}{H}$$

式中:

K_{ax} —— 上加载时角刚度实测值 [kgf · cm/s]。

K_{ax} —— 下加载时角刚度实测值 [kgf · cm/s]。

F_s —— 单位换算系数 $\left[F_s = \frac{\pi}{6.48 \times 10^6} \right]$ 。

W_s —— 主轴上端部载荷 [kgf]。

W_x —— 主轴下端部载荷 [kgf]。

A —— 电感测微仪下测头读数值 [μm]。

B —— 电感测微仪上测头读数值 [μm]。

H —— 上、下测头间距离 [cm]。

C_s —— 上测头与上端部载荷作用线间距离 [cm]。

C_x —— 下测头与下端部载荷作用线间距离 [cm]。

根据载荷及两个测头读数值, 利用上面二个公式, 可分别计算出在径向轴承与止推轴承联合作用下轴系角刚度实测值。改变工作压力, 便得出相应的角刚度实测值 (图10和表5)。

上述实验每种工况做 3~4 次, 重复性较好, 其理论值与实测值之比较分别见表 3、表 4、表 5 和图 4、图 7、图 8、图 10。

从图表中可以看出: 轴系静态性能的实测值低于理论值, 经分析认为主要原因是零件加工精度与工程理论计算间误差所致, 如:

- (1) 主轴和轴承套加工精度误差。
- (2) 径向轴承和止推轴承的工作间隙误差。
- (3) 诸节流孔直径及其深度不一致。

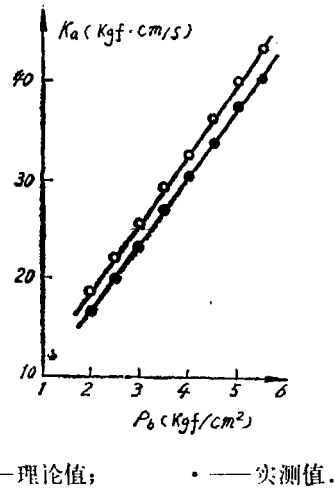


图10 角刚度 K_a 。

表5 平移刚度、角刚度理论值与实测值比较表

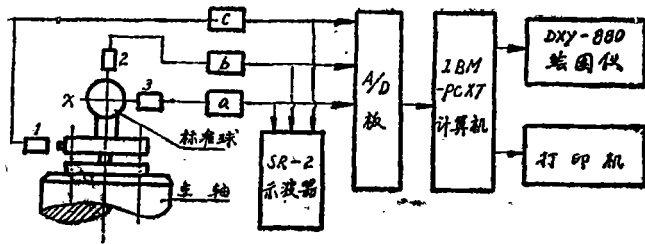
p_a (kgf/cm ²)	径向 K (kgf/ μ m)		误差 (%)	轴向 K (kgf/ μ m)		误差 (%)	K_a (kgf·cm/s)		误差 (%)
	理论值	实测值		理论值	实测值		理论值	实测值	
5.5	11.94	10.78	9.72	15.61	14.85	4.87	43.70	40.09	8.26
5.0	10.22	9.45	7.53	14.95	14.16	5.28	40.53	37.15	8.34
4.5	8.54	7.83	8.31	13.76	13.05	5.16	36.35	33.68	7.35
4.0	7.13	6.85	3.93	12.82	12.40	3.28	32.97	30.40	7.79
3.5	5.61	5.30	5.53	11.81	11.14	5.67	29.32	26.91	8.22
3.0	4.45	4.31	3.15	10.63	10.08	5.17	25.73	23.52	8.59
2.5	3.32	3.07	7.53	9.43	9.13	3.18	22.14	20.20	8.76
2.0	2.32	2.17	6.47	8.21	7.87	4.14	18.65	17.19	7.83

五、轴系动态性能测试

高精度轴系动态性能测试是精密机械学科研究探讨的课题之一, 主要是研究主轴径向回转误差与轴向跳动误差, 即主轴在回转过程中, 回转轴线相对于轴线平均线的位移量。一般可分解成“三类五个运动”, 即 (1) 轴向运动 $z(t)$, (2) 径向运动 $x(t)$ 、 $y(t)$, (3) 倾角运动 $\alpha(t)$ 、 $\beta(t)$ 。由于这五个运动联合作用, 所测得的径向回转误差就不单是径向运动, 还包含有倾角运动, 所以, 在轴向不同位置所测得的径向误差是不同的, 同样, 轴向跳动误差也不同。因此, 在测量过程中必须根据主轴实际工况选择测量位置。

根据本轴系的实际工况, 把形状误差为 $0.1\mu\text{m}$ 的标准钢球安放在轴头上做为测量基准, 采用内触发采样, 非接触测量等测量方法及“最小二乘区域法”进行数据处理, 作为评定主轴回转误差的方法 (见图 11)。

在图 11 中, 使用三台“DWY—3 型”电容测微仪, 其中电容测微仪测头 3 安放在磁头在磁盘盘面上飞行的径向运动 (x) 方向上, 即安放在误差敏感方向上, 用以检测径向回转误差。测头 2 用以检测轴向跳动误差, 测头 1 用以产生起始脉冲。



1、2、3——电容传感器测头
a、b、c——DWY——3型电容测微仪

图11 轴系动态测试系统示意图

表6 主轴回转精度测量结果

序	主 轴 转 数(rpm)	径 向 回 转 精 度 (μm)	轴 向 跳 动 量 (μm)
1	600	0.196692	0.0302703
2	1 200	0.165441	0.0313514
3	1 500	0.264706	没 测
4	1 800	0.257353	0.0616216
5	2 000	0.242647	没 测
6	2 400	0.308824	0.0264865
7	3 000	0.358456	0.0194595
8	3 600	0.588235	0.0243243

表6是主轴在不同转数下回转精度测量的结果。从表中看出：轴系主轴回转运动误差满足且超过了使用要求的技术指标。测量误差的主要来源是标准钢球误差，由于没有进行误差分离，故表中所示主轴径向回转误差是偏大的，而标准钢球误差对轴向跳动误差影响不大，所以表中轴向跳动量值较小。

六、几点结论

1. 本文建立的轴系角刚度理论数学模型与实验数学模型，通过实验证明是可用的，为研究轴系角刚度提供了理论和实验的依据。

2. 从实测结果看，轴系的静态性能的理论值与实测值相对误差在10%以内，动态性能满足且超过了使用要求指标，可见本轴系结构设计是合理的，理论计算是正确的。

3. 实验证明：采用无刷电机的转子与主轴刚性连接，即空气静压轴承同时也是支撑电机转子的电机轴承，是一种很好的传动方式。但应把无刷电机的偏磁拉力控制在允许的范围內，这样对提高轴系回转精度大有益处。

参加实验工作的有杨洪绪、徐宏、朴哲秀、崔长植同志，另外在动态性能测试中得到了黄道菜、韩荣久同志的指导，在此一并表示衷心地感谢！

参 考 文 献

- [1] 刘墩、刘育华,《气体静压轴承设计》,哈尔滨工业大学出版社,1984.
- [2] 温正忠、林钧、乔孝纯,《光学机械》,1984, N0.2, p24~p34.
- [3] J·W·Powell, 丁维刚等译,《空气静压轴承设计》,国防工业出版社,1978.
- [4] N·S·Grassam, J·W·Powell, Gas Lubricated Bearings. London 1964.

**Development of the Fine Axial System
with Air Static Pressure in the Instrument
for Testing Flying Characters of the
Magnetic Discs and Heads**

Zou Wenxin Guo Deshen, Zhang Hangguang
Deng Yuxin

Abstract

The instrument for testing flying characters of the magnetic discs and heads is a specialized equipment used to test the surface characters of the magnetic discs and flying characters and gaps of the heads. The fine axial system with air static pressure is the main component in it. This paper described structural design and static and dynamic characteristic experiments in detail, which proved the reasonableness of the design and the validity of the calculation by theoretical and experimental comparison. Especially the theoretical and experimental models for angle stiffness of the system was established, which provided the fundament for the angle stiffness investigation.