

动压陀螺文集

上海新跃仪表厂

一九八一年七月廿日

动压陀螺文集

目 录

1. 前 言·····	1
2. 动压气浮自由转子陀螺仪结构设计与计算分析·····	5
孙桐范	
3. 捷联动压陀螺仪弹性力矩的探讨 王庸松·····	30
4. 脉冲加矩线路中两个问题的研究 张小林·····	43
5. 有关电容传感器的实践 孟 萍·····	47
6. 动压陀螺转子的回零力矩及其补偿原理 那鸿章·····	61
7. 动压陀螺启停寿命试验 孙桐范 陈列明 沈文斌·····	89
8. 自由转子陀螺的动平衡 那鸿章·····	98
9. 提高转子静不平衡精度的探索 陈鹤品 孙桐范·····	105
10. 球碗研磨的方法 陈鹤品·····	112
11. 球形零件加工总结 陈鹤品 陈列明 孙桐范·····	116
12. 平行六面体研制总结 沈文斌·····	123

关于动压陀螺组四年情况简介

我厂开展的动压气浮自由转子陀螺仪研制工作，开始于76年3月，原为某型号任务的预研课题，到80年10月13日宣布撤销，共四年多时间，基本上走完了模型设计的阶段，本当继续深入进行正式产品设计，但为贯彻调整方针，经上级领导批准，不得不中止该课题。

实际参加这工作的开始为11人，后来减少到8人（五名为技术员，三名为工人。）其中五人负责结构设计，生产工艺，研磨，装配等，三人负责线路设计、调整、陀螺仪测试等工作。四年来，他们共进行了二个回合。76年3月成立后，五月分就下图生产，到八月分陀螺就起浮成功，到十月底就一次闭合成功，总结后于第二年初，开始了第二回合的设计，直到80年结束，中间又针对某些具体技术问题又分了若干阶段。四年多来，他们在人员少，条件差的情况下，依靠全组同志团结一致努力工作，作了大量工作，取得了不少进展，在79年在《新跃情报》上登载的有关文章，及本刊所刊载的文章，都是他们工作的一部分，在工作中，他们敢想、敢干、敢于创新、他们不拘泥于一般设计、不满足于一般成绩，是他们几年来不断取得成绩的主要原因之一，例如：

（一）78年10月他们边设计、边试验、边修改，经过将近一年努力和摸索，总结出动压陀螺仪球碗上压力泵槽的参数设计，阐明各参数之间关系，并使球径为 $\varnothing 24$ 陀螺仪轴向承载就达到10g，球径为 $\varnothing 30$ 的轴向承载达到20g的结果。

（二）对陀螺仪转子的动平衡及挠动平衡，提出了新的方法自由转子的动平衡及挠动平衡，完全是一个新的概念，他们使这二者很好结合起来，较好解决了这问题，这方法已推广到有关单位，有的单位已按这种思想，已研制出这类陀螺转子动平衡机来。

（三）对电容传感器的研制，从材料选择，另件结构，蒸金技术应用，都进行了大量工作，取得了进展，特别是电容传感器的单元

测试，电容传感器与电容电桥的参数匹配工作，都进行了深入细致的工作，较好地解决传感器特性测试，参数选择等工作。目前电容传感器灵敏度可达 $0.26\text{mV}/1''$ 。

(四) 自由转子陀螺仪的转子静不平衡精度，是它在研制中又一难点，他们最后采用这样办法：即当马达断电后，电磁跟踪力矩消失，在一定时间间隔内，转子端面往那边偏转来决定其不平衡大小与方向，并结合翻滚试验，分离出陀螺其他因素，可直接判断其静不平衡大小与方向，按最后二套表调试结果，静不平衡精度达 $2.5^\circ/\text{小时}$ ，如进一步改进，估计可提高到 $1^\circ/\text{小时}$ 或更高是有可能的。

(五) 总结了球形另件的设计、加工、研磨及计量的方法，使球形另件终于达到了设计要求，园度 0.2μ 以内，左右半球组合后园度在 0.3μ 以内，且经过启停寿命试验，使陀螺启停次数达到3400次的成绩。（球形另件的材料为铝基材料。）

(六) 在力矩设计方面，他们多次改进设计，而且对吸力式力矩器如何避免交叉耦合问题，作了分析，并提出了解决办法，通过实践证明，这方法简便有效。

(七) 对如何提高陀螺仪时间常数，也作了理论分析及实际应用，取得了进展，如改用本刊所专文介绍的方法，陀螺仪时间常数初步可提高4~5倍，但这方法还没有来得及正式装一产品，作一全面性能测试，是否还存在其他问题目前还很难说。

(八) 在线路设计方面，他们在76年10月，使陀螺仪与其闭合做到一次成功，并在以后的工作中，在改进线路设计，提高电子线路抗干扰能力方面，摸索了一些方法，掌握了排干扰的一些技巧，积累了经验，目前可使整机线路另位在 10mV 以内，整机脉冲稳定在12800（标准数值）上。

(九) 在调整测试方面，他们总结整理了一套陀螺仪调整的方法及先后步骤，并对用翻滚试验法来分离陀螺仪各参数作了理论分析及实践，进而在此基础上，提出了对各元件的设计要求，例如通过试验，找出了马达设计参数对陀螺仪弹性力矩的影响程度，从而对如何抑制弹性力矩，提出了依据及解决的技术途径。也用同样方法

对陀螺另位摆动和交叉耦合问题也作了进一步改进。

(十) 四年来，他们还急工作之急，为加速陀螺仪研制，设计制造了许多测试设备和测试所必须的工夹具测试台等，如电容传感器单元测试台，计时测频计数器，陀螺仪测试台，及高精度平行六面体等等，这些设备是陀螺仪研制中所不可缺少的，特别是计时测频仪的研制，在当时来说，不但满足了测试的需要，而且对其他课题工作也有一定帮助。为陀螺仪作翻滚试验用高精度平行六面体，从投料到使用仅用了半年时间，而精度在 $1.5''$ （一面）其他五面都在 $1''$ 之内。

此外，他们采用了与其他单位不同结构，试图将磁滞马达应用到动压陀螺也作了尝试，对如何减少马达功耗，如何减少气流干扰对漂移影响等问题，他们都作过一定工作，取得一定进展，也不一一介绍。

陀螺仪部分有关数据如下：

V	加矩速率	$5^{\circ}\sim 10^{\circ}/\text{秒}$	（每一只力矩器）
H	动量矩	$700\text{克}\cdot\text{公分}\cdot\text{秒}$	
n	陀螺仪转速	$10000\text{转}/\text{分}$	
$\varnothing$	球径	$\varnothing 24, \varnothing 30$	两种
W	马达功耗	$1.5\sim 2.5\text{瓦}$	视具体结构
U $\sim$	三相电源	500Hz	36V 启动电压 20V 工作电压

u_0 电容传感器输出另位 2mV

经过测试和处理，测得陀螺仪有关参数如下：

K_x	马达跟踪力矩系数	$3.26^{\circ}/\text{小时}$	方差 0.11
K_y		$3.18^{\circ}/\text{小时}$	0.18
K_{sx}	弹性力矩系数	$-0.45^{\circ}/\text{小时}$	0.10
K_{sy}		$-0.35^{\circ}/\text{小时}$	0.07
r_{bx}	壳体固定力矩系数	$8.28^{\circ}/\text{小时}$	0.196
r_{by}		$+1139^{\circ}/\text{小时}$	0.84

B_1	静不平衡力矩系数	$2.37^\circ/\text{小时}$	0.352
B_2		$2.4^\circ/\text{小时}$	0.29
P_1	泵槽力矩系数	$-0.752^\circ/\text{小时}$	0.24
P_2		$0.962^\circ/\text{小时}$	0.26

热漂移均方根

$$\sigma_x = 0.21 \quad \sigma_y = 0.09$$

由热漂移引起的随机漂移：

$$\theta_x = 0.7^\circ/\text{小时} \quad \theta_y = 0.3^\circ/\text{小时}$$

估计陀螺仪随机漂移为 $1^\circ/\text{小时}$ ，因为正准备测试时，接到立即结束作总结的指示，故未继续进行，这是很可惜的。

最后他们希望目前还坚持研制动压陀螺仪有关单位的同志们，坚持下去，胜利是属于这些同志们的！

动压气浮自由转子陀螺仪结构与计算分析

孙桐范

1. 前言

动压气浮自由转子陀螺仪由于结构简单精度高、重量轻、成本低、功率小、可靠性高、使用寿命长等特点，已作为新型惯导元件为人们所重视、所使用，我国对该陀螺仪研制已有10年历史，已接近于实际使用阶段，我厂研制也有四年多历史，取得一定成绩，取得进展。

该陀螺仪新颖的工作原理，带来了独特的结构，也带来了许多新的特殊的问题。如结构参数选择的严密性，测量技术的复杂性，回路实现的困难性及测量手段的困难性，总之这些问题都给该陀螺仪研制带来了难度。

该陀螺仪利用转子相对于球轴高速旋转时形成的高压区与低压区，即形成动压支承力，从而使球形转子起浮其中间垫有一层很薄的气膜，由于它是球形转子，因而使转子在某一角度范围内具有多自由度特性，由此可看出它的特点是：

(一) 动压球形气浮 (二) 自由转子陀螺

动压球形气浮，不但产生支撑力，而且还产生一定刚度与承载能力，以使陀螺仪适应一定环模要求，但同时也产生了一定粘性阻尼力矩，它使陀螺仪性能降低，因为表征陀螺仪特性的时间常数 τ_g

与阻尼力矩系数 D 有关， $\tau_g = \frac{H}{D}$ 另外所有环节的动压效应也带来了

程度不一的干扰力矩，而转子在高速转动，引起其附近气流流动，这样又有新的干扰产生，这些干扰力矩都直接作用于转子上，对陀螺仪性能产生了影响，因此转子体的设计，转子体对各元件间的间隙的选择，是必须经过严密的计算和反复试验后确定的。正确选择和协调这些参数，是结构设计重要任务之一。

自由转子陀螺，是它又一个特点，这是它区别于传统的万向支架陀螺仪最根本的特点，研制者对这特点要有充分认识，这对该陀

螺误差模型的建立转子体平衡（静不平恒，动不平恒，挠动平恒）另位调整，新的干扰源确立……都要从自由转子陀螺这个角度来考虑。

研制者只有紧紧抓住这二个特点，才能对研制中出现的问题，提出解决的办法，对某些物理现象予以正确解释，才能设计出调整出具有一定精度的陀螺仪来。经过四年实践，初步认识到该陀螺仪的一些特性，了解到它的一些内在规律，虽然这些认识是肤浅的不全面的，甚至是错误的，作者还是想通过本文，对我厂四年来动压陀螺仪研制中结构设计工作进行一次小结，不足之处，请同志们批评指正。

以下讨论是对如图一所示的结构形式而言，它中间是一马达，两边二只力矩器，一侧有电容传感器，另一侧是测速传感器，这样布局的目的是尽可能实现对 $Z-Z$ 轴的对称，对赤道平面 $N-N$ 的对称，这样可减少气流对转子体的影响，从而提高陀螺精度。马达放于中间，可以较好地实现结构对称性，并有利于热平恒的建立，这是有利的一面，但由于有磁性材料在转子体上，带来了交叉耦合及另位不稳定性缺点，采用双力矩器，可以使加矩速率提高一倍，并使结构对称。其不足之处是空间利用率较差。

为了尽可能提高时间常数，减少交叉耦合，提高陀螺另位稳定性，减少各种干扰力矩，因此对球碗组件马达传感器力矩器的各参数选择要特别小心，并反复试验，才能确定，现对这些组件各参数的选择分别叙述于后。

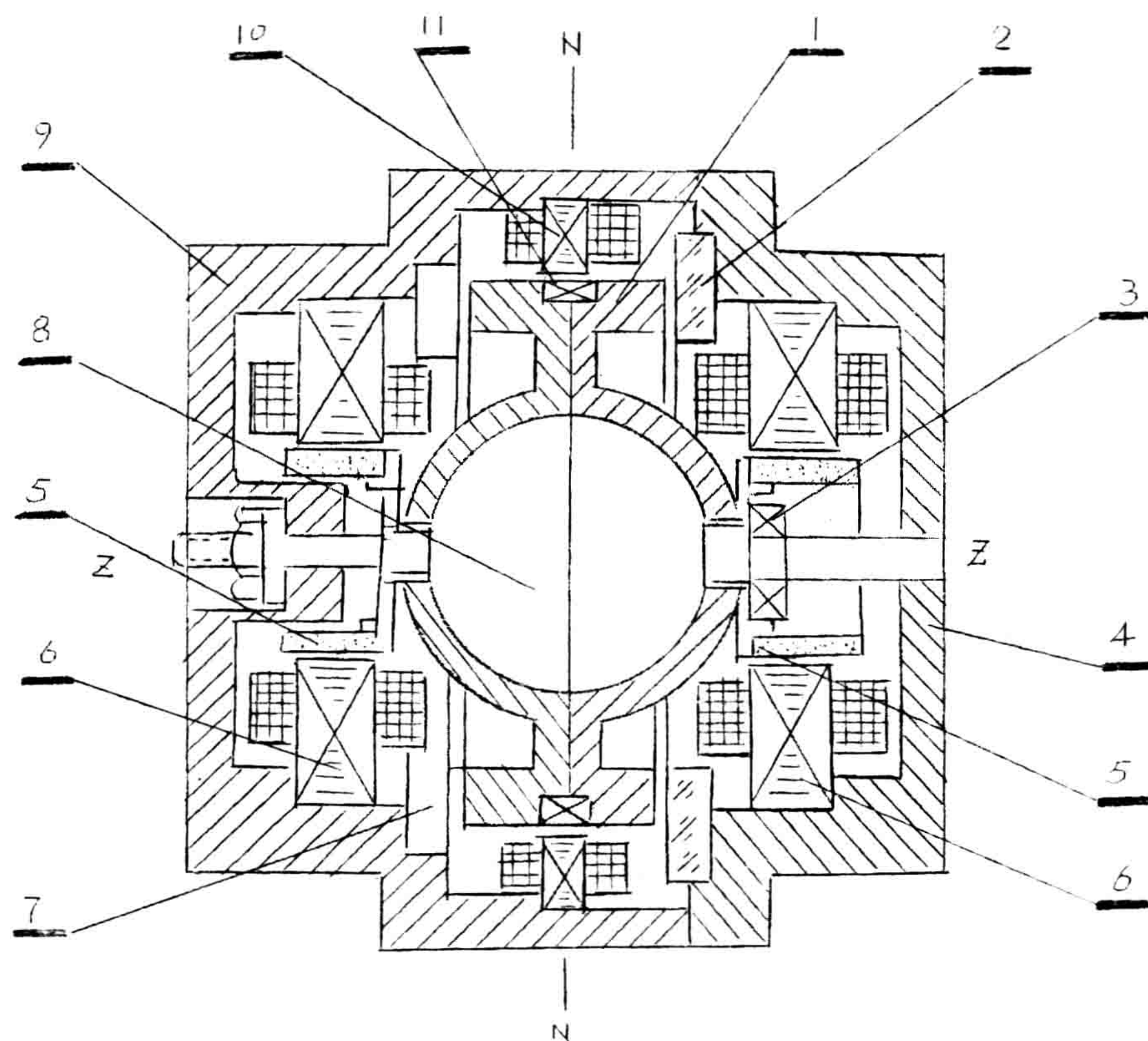


图 一

- | | |
|-------------|------------|
| 1. 陀螺转子 | 7. 测速传感器 |
| 2. 电容传感器 | 8. 球轴 |
| 3. 限止器 (轴承) | 9. 壳体 |
| 4. 端盖 | 10. 马达定子组件 |
| 5. 力矩器杯子 | 11. 马达转子组件 |
| 6. 力矩器定子组件 | |

2. 陀螺组件：

陀螺组件是高速旋转的组件，它是动压陀螺仪中与其它各组件另件关系最密切的组件，它设计得好坏，可以基本上反映出陀螺仪的面貌。

(一) 球径的选择:

按系统提出的对陀螺仪承载的要求, 初步来选择球径并按资料〔1.4〕来估计其轴向及径向承载能力。

计算公式:

$$W = \Lambda (E_1 F_1 + G_1 E_1 F_2 \varepsilon_1) P_0 R^2$$

$$\Lambda = \frac{6 \mu \omega r^2}{P_0 h_0^2}$$

$$\text{则 } n_1 = \frac{W}{m} \quad (\text{轴向承载值})$$

m 为陀螺仪组件活动部分重量。

$$P_y = \frac{20 \mu \omega R^4}{h_0^2} \varepsilon_2$$

$$n_2 = \frac{P_y}{m} \quad (\text{径向承载值})$$

(式中符号含义见资料〔1.4〕)

当实物作成后, 应用静态刚度测试法来测试其径向及轴向承载能力, 如不合适再来选择球径。北京七机部 13 所采用的测试法是比较好的, 〔资料 6〕。最后用动态试验确定, 因动态值与静态值还有一差异。我厂在研制中为便于比较选用 $\varnothing 30$ 及 $\varnothing 24$ 两种球径。

(二) 陀螺组件设计:

球径确定后根据力矩器、马达、电容传感器等初步设计来确定陀螺组件相关尺寸, 并计算赤道惯性矩 J_x 及极惯性矩 J_z 并使

$$K = \frac{J_z}{J_x} \geq 1.4 \quad (\text{最好 } K \geq 1.6 \text{ 以上})$$

陀螺组件在设计中, 如何保证左右两球碗在组装时, 其球心正好落在赤道平面上, 并重合成一个球中心, 并考虑到陀螺组件经过拆装清洗后其动不平恒, 静不平恒要变, 目前, 我们按〔资料 3〕

所介绍的方法进行工作，因为没有一个较好方法来测量其精确度，但按我们经验估计在 $0.3 \sim 0.2 \mu$ 以内，根据我们结构上的特点，球碗的关键尺寸如图二所示：

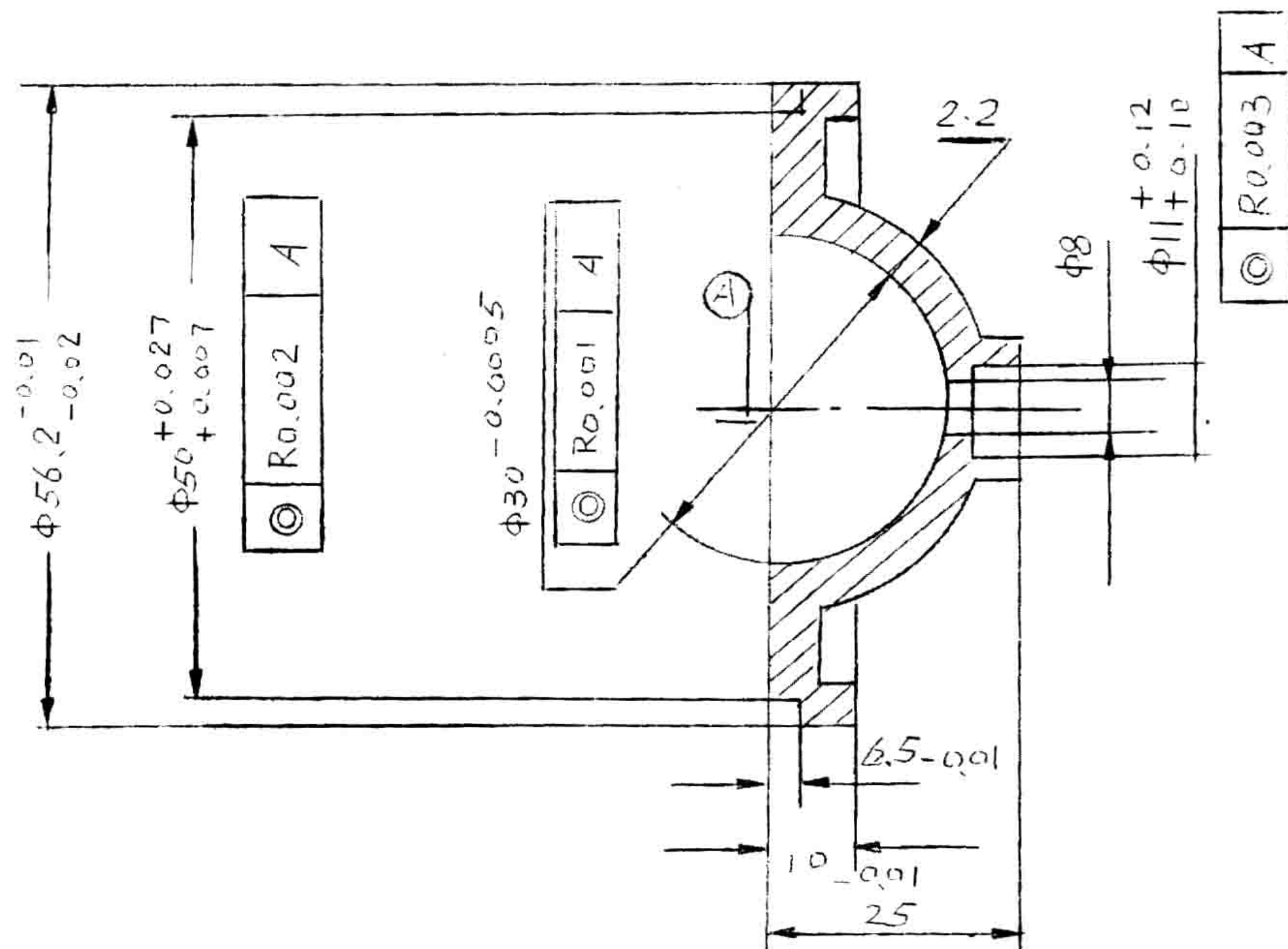


图 二

按上述公式计算及动态试验承载能力值列于表一。

表一

球 径	承 载 能 力		轴 向 承 载	
	试验值	计算值	试验值	计算值
$\phi 24$	20 g	26.8	10 g	22 g
$\phi 30$	30 g	60	20 g	29 g

按三丝法测定其惯性矩及其它参数列表于 2

表二

参 数	J_z	J_x	K	m	H
$\phi 24$	0.584	0.372	1.57	119克	620
$\phi 30$	0.634	0.42	1.54	122克	670

陀螺转子重量 $\phi 24$ $\phi 30$ 都约为120克左右，材料选用 LC4 cs 经硬质阳极化提高其表面硬度，其制造装配均见〔资料3〕。

鼠笼转子与球碗配合，考虑到高速运转时的离心变形取过盈配合，其过盈量为 $0.01 \sim 0.02$ (直径方向)〔资料2〕孔 $\phi 11^{+0.12}_{+0.10}$ 的不同心度取 0.003 ，因为它的不同心度，可以引起一定动压效应故尽可能使间隙对称，按我们多次试验，取 $\phi 11^{+0.12}_{+0.10}$ 公差带较合适。

(三) 间隙 h_0 的选择：

首先按经验公式 $\frac{h_0}{R} \leq 0.0004$ 〔资料13〕来选择 h_0 ，如 $R = 15$ ， $h_0 \leq 0.006$ 是可取的，但从陀螺仪获得足够的承载能力与刚度，减少BE系数，减少与 g^2 项的漂移， h_0 选择得要小，但 h_0 选择得太小，则球腔内粘性阻尼也大，而陀螺仪性能也不好，但 h_0 选择太小，则易引起转子的低频振荡，目前我们选取：

间隙 球径	h_0
$\phi 24$	$0.003 \sim 0.0035 \text{ mm}$
$\phi 30$	$0.0035 \sim 0.004 \text{ mm}$

这样两方面都照顾到，根据奥斯曼 (Ausman) 的理论，间隙 h_0 的选择，对减少球轴承的磨损及减少涡流干扰，提高另位稳定性都有很大关系。 h_0 应选择得小些，这一点我厂经验与 Ausman 的讲法是一致的。

(四) 槽型参数选择：

槽型参数的选择在〔资料4〕中已有阐述，并在〔资料5〕中从理论上进行说明。当 R 确定后按经验选取 h_0 ，再按 $\frac{t}{h_0} = 1.5$ 来选择槽深，因为我厂以前加工槽型采用铣床加工，故取 $n = 8$ 条槽。

$$a = b = 1$$

$$t = 0.006 \sim 0.008 \quad (\text{槽深})$$

$$h_0 = 0.004 \sim 0.0035 \quad (\text{球径 } \phi 30)$$

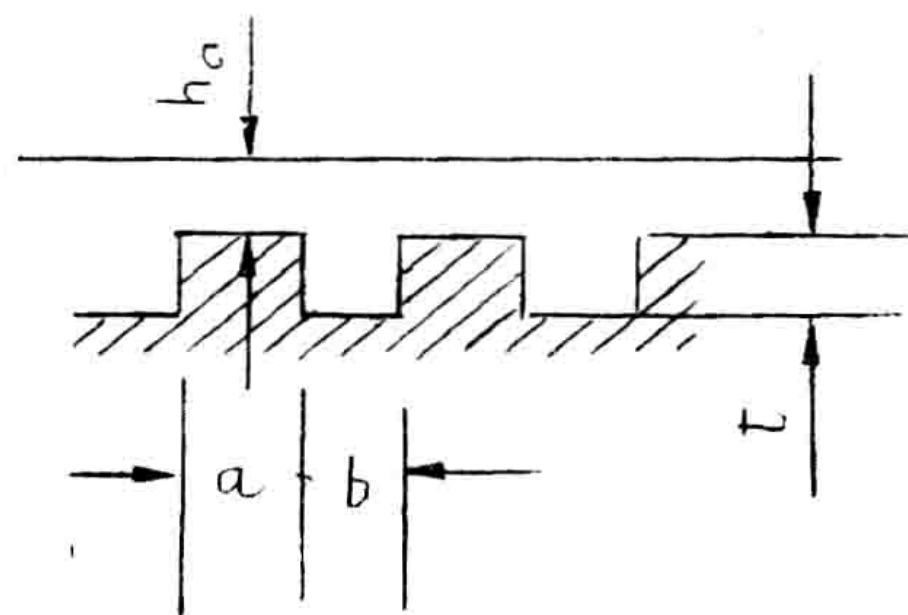


图 三

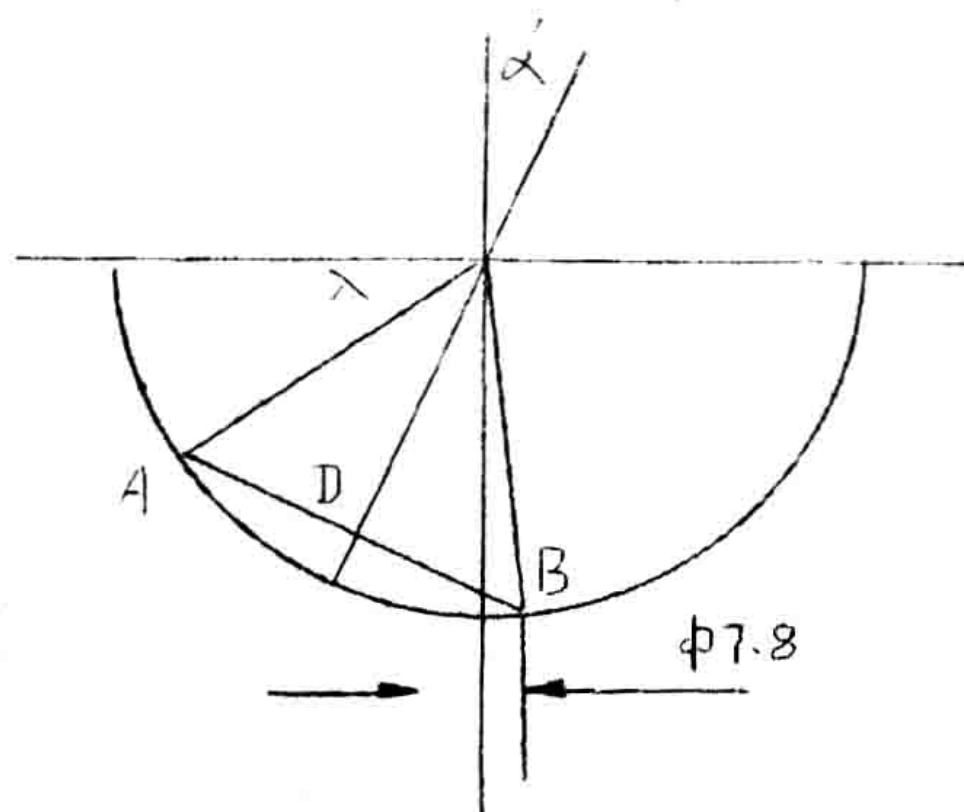


图 四

槽角计算：以 $\phi 30$ 为列，当取 $\lambda = 36^\circ$ 时可计算得 $\alpha' = 19.5^\circ$

$$\text{刀尖半径} \frac{\overline{AB}}{2} = 12.4 \text{ mm}$$

这里说明几点：

① 针对我厂前阶段研制情况，用铣床加工，故取 $t = 0.008$ 左右，用铣床加工槽型不正规性较大，一般槽深变化在 0.002 左右，控制已感到很困难。〔资料 6〕

② 当时加工时按 $h_0 = 5\mu$ 来考虑，但在使用时感到不合适改取 $h_0 = 3.5\mu \sim 4\mu$ 。

③ 计算中 α' 系指机床主轴倾斜的角度，不是槽角，槽角应按 $\alpha = \tan^{-1} K \cdot \cos \varphi$ 来计算。

式中 K 为系数，指 1.2.3.

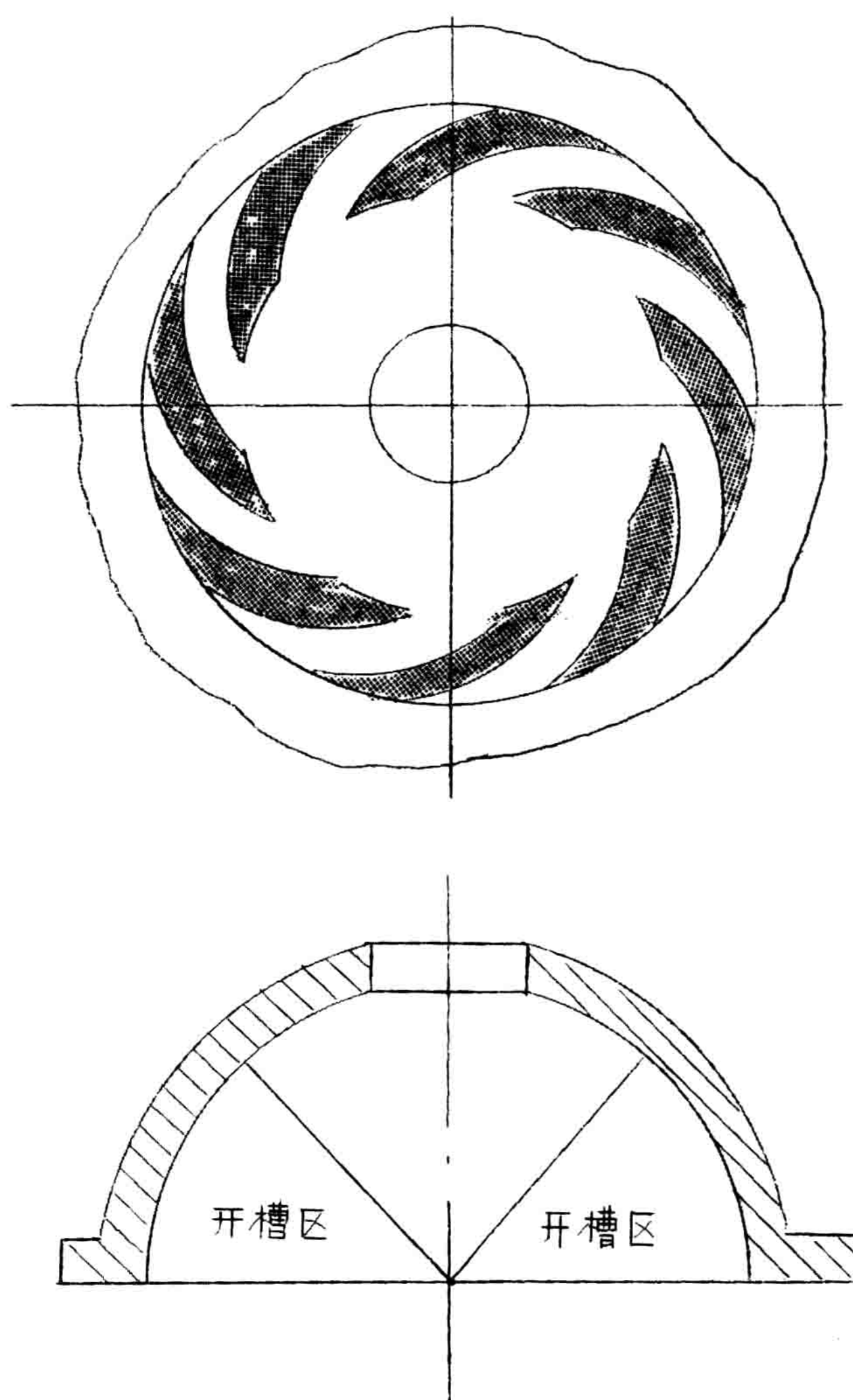
φ 为纬度角

按图四中当 φ 由 $36^\circ \sim 75^\circ$ 时其槽角 α 由 $39^\circ \sim 14^\circ 36'$ ，可知偏心圆弧槽是不等槽角的，不够理想的。

④ 槽型一定要正规，非但一只球腔的 n 条槽型要求一致，而且左右两球腔的槽型也要求一致，这在加工上难度就大。

根据天津大学周恒教授的建议，并经七机部十三所实践证明，采用如图五所示的径向等角螺旋线槽型，比目前所使用的泵入式槽型要好得多，其优点有三：

- ① 由于减少了泵槽内的涡流力矩，使另位稳定性大为提高。
- ② 提高轴向承载能力。



图五 径向槽形

③ 由于 $K_1 \rightarrow 0$ $K_a K_{11}$ 系数相接近, 使 B E 两系数大为减少, 为实现等刚度创造条件, 这样可大大减少 g^2 项的漂移。

槽型参数:

以球径 $\phi 30$ 为列:

$h_0 = 0.003 \sim 0.004$

槽角 $\alpha = 18^\circ$

槽数 $n \geq 8$

槽深 $t = 0.008 \sim 0.01$

槽宽比 $a : b = 0.5 : 0.7$

槽长到纬度角 45° 左右中止。

(五) 球轴选择:

当球径 R 确定后, h_0 间隙可选定, 球轴尺寸也基本上可以确定。如图六所示, 关键是确保下列几个尺寸精度。

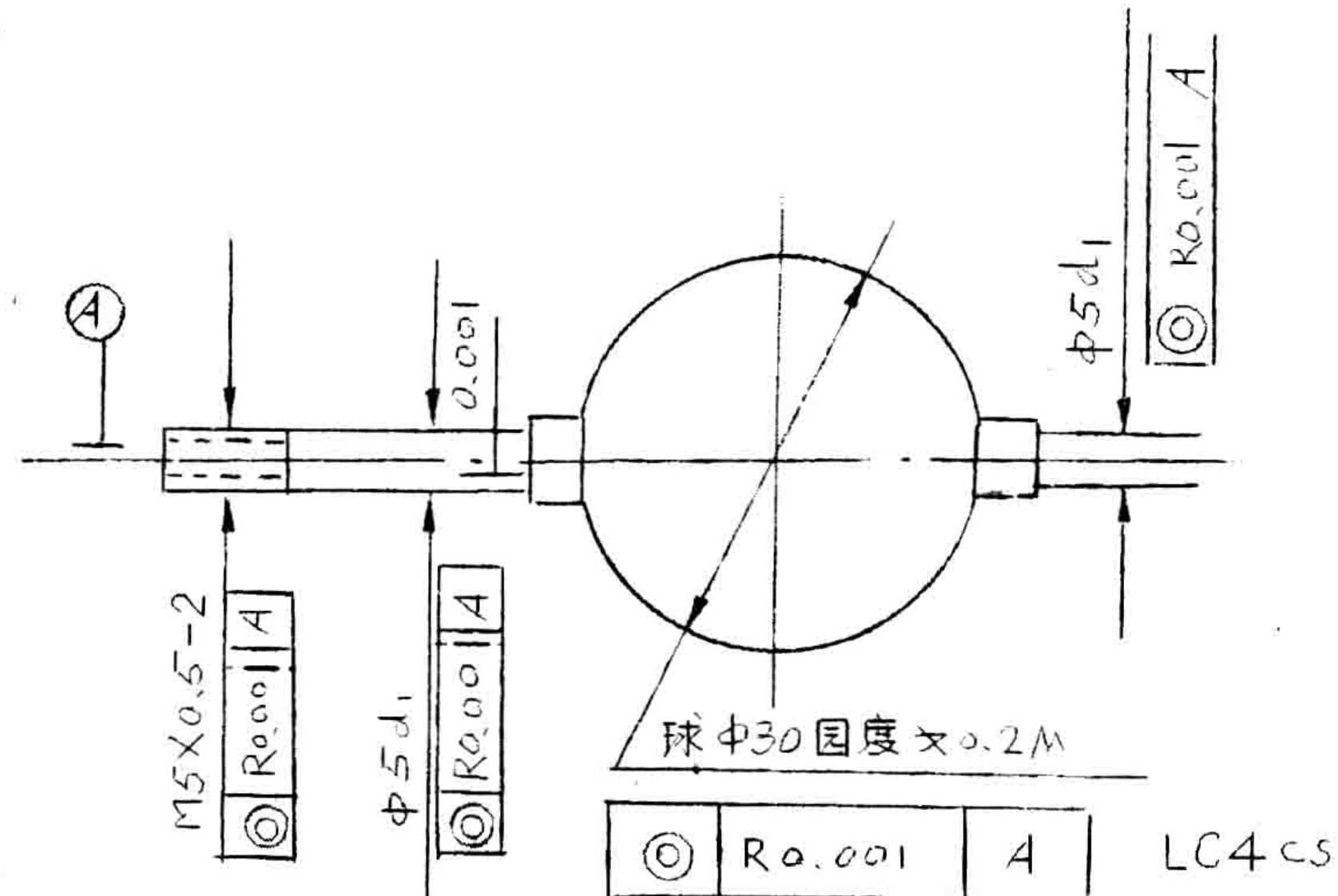


图 六

因球中心与轴的 (与壳体配合部分。) 不同心度, 螺纹与轴的不同心度及端面的不垂直度。

3. 马达：

马达设计对这类陀螺仪来说是很重要的，由于我们采用马达放于中间的方案，在转子体上有 Dg42 硅钢片材料开始取硅钢片宽度 $b = 5 \text{ mm}$ 后为了减轻重量，改用宽度为 3.5 及 2.5 mm ，这样非但另位晃动增加，而且产生较大的交叉耦合，根据我们反复试验，表明马达电磁力矩除产生跟踪力矩外，还产生弹性效应，而弹性力矩大小与硅钢片的宽度有关见表三。

表三

项 目 参 数	001#壳体定子宽 $b_2 = b$		002#壳体	004 壳体
	双 转 子		单转子	单转子
	$b=2.5$	$b=2.5$	$b=5$	$b=3.5$
转子号	003#	006#	001#	002#
k_x 跟踪	7.92	21.5	11.25	3.32
k_y 跟踪	12.04	19.77	10.61	3.67
k_{sx} 弹性	-21.23	-38.7	2.21	-7.02
k_{sy} 弹性	-14.65	35.03	1.6	-5.97

注：定子宽度 $b_2 = 6 \text{ mm}$

试验结果表明，硅钢片转子的宽度对弹性力矩系数有很大影响，当 $b = 2.5$ 变为 5 时 $K_{sx}K_{sy}$ 变化很大，甚至由负值变到正值，从而证明造成弹性力矩系数大的原因是马达定子和转子之间的电磁效应所致，因此只要适当选择马达转子宽度，就可以大大减小弹性力矩系数 $K_{sx}K_{sy}$ 〔见资料 9〕。为了尽量增长时间常数，在马达定子上采取一些措施，其中值得一提的是采用结构如图七的模型，即把原来的定子一分为二，中间放上 $\delta = 4 \text{ mm}$ 的非磁性材料，这样结构，当壳体偏转时，定子中会产生与跟踪力矩相反的力矩，从而减少跟踪效应，增长时间常数 τ_g 可到 4 倍以上，其不足之处是：开环试验结果表明，在相同条件下，陀螺仪的交叉耦合量却

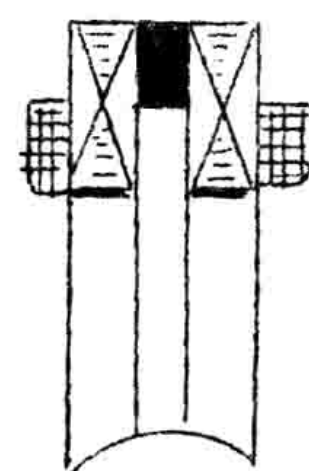


图 七

大大增加，原因是交叉耦合量 $U_{交叉} = \frac{K_{sx}}{K_x}$ 如 K_x 降低，而

K_{sx} 不变则 $U_{交叉}$ 就增大，另一方面，当 $\delta = 4$ 加入后，定子总宽度增加， K_{sx} 相应也会增大，其结果是陀螺出现速率陀螺特性，即 x 轴输入一信号， y 轴检测的比 x 轴检测的要大得多。因此只有把 K_{sx} K_{sy} 值相应减小后，这种结构才有使用价值。目前我们结构中，虽然在定子上绕有另位补偿绕组，但由于力臂为 0，不产生力矩，另位无法补偿，这个问题如何解决，要进一步考虑。

在马达电气性能设计中，主要是解决功耗问题，启动功率，转速的恒定等问题。

① 功耗问题：因为这类陀螺，大多工作在长寿命的飞行器中，功耗是一个重要考核指标，要适当选择工作点以降低功耗，如曾对 $\varnothing 30$ 单定子的转子进行测试 $n=10000$ 转/分时，其形耗为 1.5W 左右，而另一种结构的转子，则功耗就大，要 2.5W；又转速功耗与电压关系如表四所示：

表四

电 压	35V	30V	27	25	20	16
转速 转/分	11300	10500	10000	9430	7800	6000
功 耗	4.4 W	3.25 W	2.5	2.2	1.6	1.0

② 启动力矩：马达接通电源，很快产生足够力矩，加速陀螺仪转子转动，使它很快达到起浮速度，这对减少球腔和轴的干磨擦，延长陀螺仪寿命是有意义的，因此尽管马达通以 20W~24V 电后，它就能运转，而实际每次启动时都把电压升高到 40V 后启动，然后再降到额定电压 26V 以使 $n=10000$ 转/分下运转。

③ 马达转速恒定，这对捷联系统使用尤为重要，但由于我厂结构方案特殊，除电气原因外，结构上要保持转速恒定是有困难的，原因是短路环只有 0.2~0.3mm 宽的紫铜环，除易于氧化外，在高速下有离心力使其接触点减少，从而改变电气性能进而改变转速见图八。因此，曾试用同步马达方案，利用其恒定转速来省掉测速和