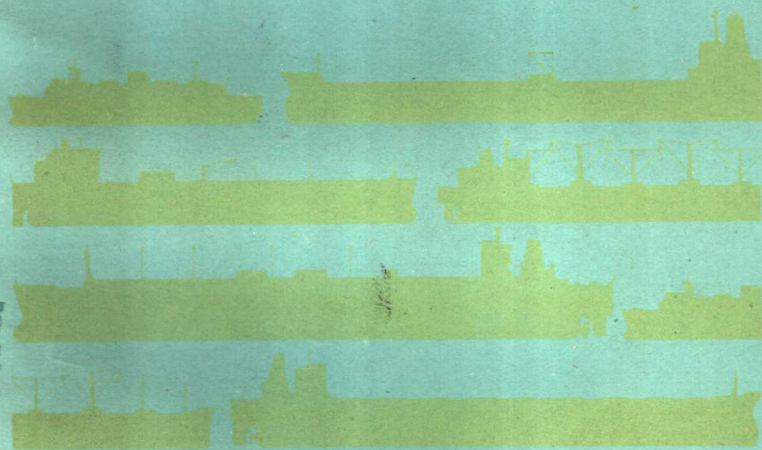


航海业务知识丛书

(航海仪器部分)

挠性陀螺罗经

江德藩 施超 编



人民交通出版社

航海业务知识丛书
(航海仪器部分)

挠性陀螺罗经

江德藩 施超 编

人民交通出版社

内 容 提 要

本书着重叙述挠性陀螺的基本力学理论、挠性陀螺的优点、挠性陀螺罗经的工作原理与SKR-80型挠性陀螺罗经的结构原理、基本电路及使用管理。

本书供海洋船舶驾驶员、陀螺罗经检修人员及海洋船舶驾驶专业学生自学之用。亦可作为从事陀螺罗经教学科研人员参考。

航海业务知识丛书

(航海仪器部分)

挠性陀螺罗经

· 江德藩 施超 编

人民交通出版社出版

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

人民交通出版社印刷厂印

开本：787×1092 1/32 印张：2.125 插页：1 字数：45千

1982年9月 第1版

1982年9月 第1版 第1次印刷

印数：0001—2,100册 定价：0.43元

前 言

随着交通运输事业的发展，迫切需要有一支与其相适应的、具有一定科学文化水平的职工队伍。搞好全员培训，加强职工技术教育，实为当务之急。当前矛盾是：学习不能都进学校，在职自学又缺少合适的书籍。因此中国航海学会为普及和提高广大海员的航海科学技术水平，以适应航海事业现代化的需要，特倡议组织编写航海知识丛书。中国航海学会编辑委员会与人民交通出版社于1980年在上海组成了航海知识丛书编审委员会，由陈有义、印文甫同志分别担任正副主任，王世忠、赵国维同志任秘书。编审委员会开展工作以来，已组织了企事业、学校的专业人员在业余时间分别进行编写，丛书将先后出版，陆续与读者见面。

航海知识丛书根据专业性质分为《航海业务知识丛书》和《轮机业务知识丛书》两套丛书。为了方便海员学习，力求结合实际，通俗易懂，并以小册子形式分专题出版。希望这两套丛书能不断为海员们业务技术学习作出贡献，同时也希望广大海员和航运单位大家共同来支持它和扶植它，使这两套丛书在不断更新中成为广大海员所喜爱的读物。

《航海知识丛书》编审委员会

目 录

第一节	概述	1
第二节	细颈式挠性陀螺	2
第三节	动力调谐式挠性陀螺	6
	一、动力调谐式挠性陀螺的构造	6
	二、动力调谐原理	7
第四节	动力调谐式挠性陀螺的主要优点	21
第五节	SKR-80 型 挠性陀螺罗经	23
	一、结构简述	23
	二、伺服稳定回路（隔离回路）	31
	三、罗经回路	33
	四、工作原理过程与分析	36
	五、系统方块图及接线简图	53
	六、航向发送及接收系统	53
	七、电源系统	56
	八、主罗经报警电路	58
	九、自动舵接口	58
	十、使用管理	59

第一节 概 述

从六十年代开始，人们把船用陀螺罗经分为安许茨（ANSCHÜTZ）系列、斯伯利（SPERRY）系列和布朗（BROWN）系列三类。在此三类系列的先进陀螺罗经中，以电控式陀螺罗经获得了比较广泛的应用；然而，它们的陀螺装置本身，仍是常见的陀螺（框架或液浮支承陀螺）。近十几年来，继液浮陀螺之后，发展了一种挠性陀螺，它是进一步革新的采用弹性支承代替液浮支承的新型陀螺仪。

挠性陀螺和普通陀螺一样，都是利用转子动量矩产生陀螺效应，而转子的支承系统则由“挠性接头”支承，不是传统的陀螺框架轴承支承。目前，挠性接头分为“细颈式”与“动力调谐式”两类。动力调谐式挠性陀螺系采用内平衡环形式的弹性扭杆支承，因而利用平衡环高频振动的动力学效应（又叫反弹簧效应）补偿扭杆的弹性约束力矩使转子处于自由状态。也就是说，这种挠性陀螺，其独特之处在于：它是一种由内向外的结构，不采用普通的平衡环轴承，而用弹性（挠性）元件，利用“反弹性效应”来补偿转子悬置的固有约束。虽然，液浮陀螺的漂移精度达 $0.01^\circ/\text{小时} \sim 0.001^\circ/\text{小时}$ ，但它要求陀螺组件重心与浮心中心必须重合，这样，使仪器结构和工艺大大复杂化。挠性陀螺是一种非液浮、干式、弹性支承的陀螺仪，其结构较液浮陀螺简单，加工易、成本低、体积小、重量轻、寿命长、可靠性高、漂移精度也可达到 $0.01^\circ/\text{小时}$ 以下或更好，它取代了液浮支承，所以，在八十年代中，它有可能在导航领域中逐步取代

液浮陀螺的趋势。

众所周知，陀螺仪的性能虽然不断提高，扩大应用于航天与制导领域，对船用陀螺罗经言，长期以来，其进展甚属缓慢。应用挠性陀螺研制成船用陀螺罗经，国外在最近几年有了发展。美国“陀螺系统”公司已根据利顿公司、基尔福特公司、阿玛公司和其他公司生产的挠性陀螺制成了船用800型挠性陀螺罗经；挪威罗伯逊无线电电子公司和辛格基尔福特公司也研制成了船用SKR-80型挠性陀螺罗经。它们都是应用挠性陀螺和最新的电子技术而研制成功的一种小型船用陀螺罗经装置，开辟了陀螺技术应用上新的一页。

新型的挠性陀螺罗经装置，具有小型、操作简便、中等精度、启动时间短、航向数字显示清晰、主罗经实船试验工作良好等特点，目前已在民用船舶上装置使用；我国于1978年底引进了SKR-80型挠性陀螺罗经。

第二节 细颈式挠性陀螺

细颈式挠性陀螺的机械结构原理图，如图1所示。

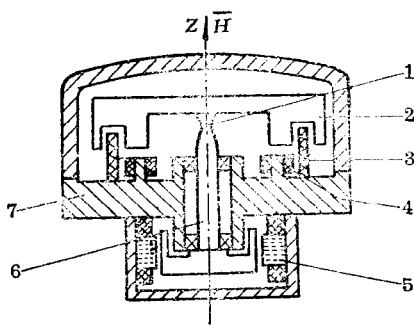


图 1

1-挠性接头；2-陀螺转子；3-力矩器；4-传感器；5-同步马达；6-驱动轴；7-壳体

挠性陀螺是一种非液浮的、弹性支承的三自由度陀螺。从图 1 中可以看到，陀螺转子是通过细颈式挠性接头与同步马达的驱动轴相连接；所以，由马达定子的旋转磁场驱动，经挠性接头使陀螺转子沿轴线 Z 轴作高速旋转，从而产生动量矩 $H = J\Omega$ 。式中 J 表示陀螺转子的主轴转动惯量， $\Omega = \dot{\theta}$ 表示马达转速。以 SKR-80 型罗经为例， Ω 为每分钟 14,400 转。由于挠性接头绕两个进动轴线对转子的约束力矩极低，而沿转子轴线方向具有高刚度和高强度，因此，挠性陀螺的转子在高速旋转的条件下，就力图稳定于惯性空间的某一方向不变。当固定在基座（或运动载体）的仪器壳体上的传感器相对陀螺转子绕 X 轴或 Y 轴有角偏移 β 和 α 时，那么，两对传感器就分别绕垂直于转子轴线的两个正交进动轴线测出此角偏移（图 1 中示出的传感器，可测出壳体相对转子绕 Y 轴的角偏移 α ）。并用双轴力矩器沿这两个进动轴线对转子施加必要的修正力矩（图 1 中还示出一对与壳体固联的力矩线圈，线圈内电流的磁场和转子上的永久磁铁相互作用，可产生绕 X 、 Y 轴的修正力矩），就构成了三自由度自由转子陀螺。

目前，常见的传感器多为差动式的，而力矩器则多为直流式。

但是，上述结构的挠性陀螺，当转子相对壳体出现角偏移时，驱动轴经过挠性接头会出现对转子产生相应的弹性约束力矩，使转子产生交轴进动，这是我们所不希望的。为了使高速旋转的转子不受驱动轴摆动的干扰，并始终稳定在惯性空间的某一方向不变，那么，挠性接头上的弹性约束力矩 M_k ，应施加补偿力矩 $M_{补}$ 补偿，而使其剩余力矩 $\Delta M_{剩} \approx 0$ 。典型的力矩补偿装置有以下两种。

1. 磁补偿装置

如图 2 所示，永磁环固联在驱动轴上，轴向充磁，和转子一起以 $\Omega = \dot{\theta}$ 高速旋转。这样就可避免磁场和转子有相对运动而产生涡流效应。转子上有一个软磁导磁环，和磁铁 N—S 产生吸力，吸力的大小，视间隙 δ_1 及 δ_2 的大小而变。

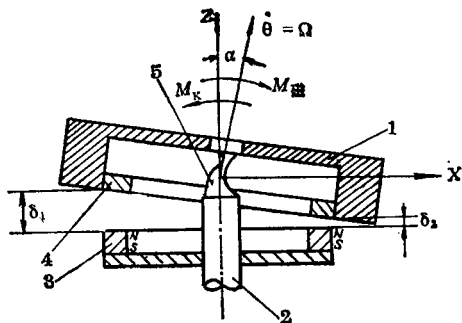


图 2

1-转子；2-驱动轴；3-永磁环；4-导磁环；5-细颈轴

当主轴与驱动轴的轴线重合时， α 、 β 均为零， $\delta_1 = \delta_2$ 。此时 M_K 为零。

当主轴相对于驱动轴的轴线倾斜一个 α 角（绕 Y 轴）时，弹性细颈轴就对转子产生正弹性约束力矩 M_K ，即 $M_K = K\alpha$ ，其中 K 为细颈轴的抗弯刚度。从图 2 知，因此时 $\delta_1 > \delta_2$ ，故永磁环相对转子产生一个和 M_K 符号相反的补偿力矩，即 $M_{磁} = K_{磁}\alpha$ 。其中 $K_{磁}$ 为负弹性刚度，它可通过调节磁铁线圈内的电流而改变其大小；如果实现 $K = K_{磁}$ ，那么， M_K 与 $M_{磁}$ 便能互相抵销，达到了理想的补偿条件。

不过，细颈轴的抗弯刚度 K 不能过低，故要达到理想的补偿条件，要在磁铁线圈内通入相当大的电流，这就会引起磁补偿对传感器和力矩器产生一定的干扰，难于达到完全补偿的目的，故又出现了下面所述的“机械惯性补偿”装置。

2. 机械惯性补偿装置

如图 3 所示（图中示出一对沿 X 轴的质量块 m ，而沿 Y 轴的一对未画出）。每一质量块由一个弹性支臂连接在转子上，由另一个弹性支臂连接到固定于驱动轴的圆盘上。

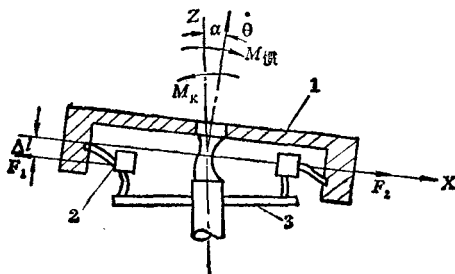


图 3

1-转子；2-质量块；3-圆盘

当转子相对驱动轴倾斜一个 α 角偏移时，出现的 M_k ，从图 3 中可知，它可以由两块以 $\Omega = \dot{\theta}$ 高速旋转的质量块 m 所产生的力矩加以补偿。该补偿力矩可以 $M_{惯} = K' m \dot{\theta}^2 r \alpha$ 表示；其中 K' 为比例系数， r 为质量块的半径。这里的 $K' m \dot{\theta}^2 r$ 相当于负弹性刚度。如果调节质量块 m 、转速 $\dot{\theta}$ 及半径 r ，则均能达到使 M_k 与 $M_{惯}$ 互相抵销的目的。

但是，机械惯性补偿装置较为复杂，而且质量块 m 也不易保持在同一平面上。

综上所述，细颈式挠性陀螺由于在补偿调节装置上存在许多困难问题，因此，发展了一种动力调谐式挠性陀螺。近来，这种陀螺迅速得到应用与推广；而且它的造价也比相同精度的液浮陀螺为低，体积更小，重量轻，更加可靠。

第三节 动力调谐式挠性陀螺

一、动力调谐式挠性陀螺的构造

图 4 示出动力调谐式挠性陀螺构造的剖面图；图 5 表示它的典型挠性接头。

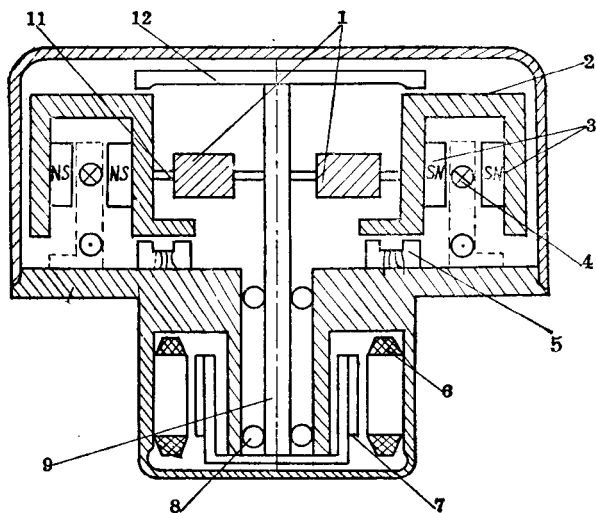


图 4

1-平衡环；2-转子；3-永磁环；4-力矩线圈；5-传感器；6-定子；7-磁滞环；8-滚珠；9-驱动轴；10-壳体；11-挠性扭杆；12-挡板

从图 4 与图 5 中可以看出，挠性接头是由互相垂直的内、外扭杆与平衡环组成。它由同步马达经驱动轴通过内扭杆带动平衡环一起旋转，平衡环再通过外扭杆带动转子一起旋转；从而驱动转子相对于壳体作高速旋转。而转子又是由空心导磁环和永久磁环组成的。永久磁铁为径向充磁的环形

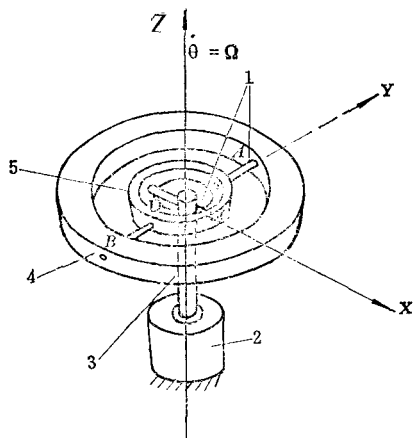


图 5

1-内外扭杆；2-同步马达；3-驱动轴；4-转子；5-平衡环

磁铁，磁路通过力矩线圈经转子软铁部分闭合。和驱动轴一起旋转的档板，可在转子碰撞其他固定部分前保护转子。传感器与力矩器的工作原理和前述相似。但是，转子除了产生转动惯量外，又兼作力矩器的永磁部分，从而简化了结构。挠性接头即平衡环和内、外扭杆不但承担驱动转子的旋转，还通过其扭摆运动产生反弹性效应（负弹性效应）来抵消扭杆的弹性约束（正弹性效应），而使转子处于无弹性刚度的悬置装置中。

二、动力调谐原理

以图 6 表示动力调谐式挠性陀螺略图。这里并选取以下各种的坐标系：

$O\xi\eta S$ 为固定在惯性空间的坐标系； $OXYZ$ 为与仪器壳体相连的坐标系； $OX_1Y_1Z_1$ 为与驱动轴相连的坐标系，并令

沿 Z_1 轴以 $\Omega = \dot{\theta}$ 角速度相对于壳体旋转, 且 Z_1 与 Z 重合; $OX_2Y_2Z_2$ 为与平衡环相连的坐标系, 而 X_2 与内扭杆轴重合; $OX_3Y_3Z_3$ 为与转子相连的坐标系, 而 Y_3 与外扭杆轴重合。

不难看出, 所选取的五种坐标系中, 前两种属于固定坐标系; 后三种属于动坐标系。

1. 确定转子位置的转角

以 θ 和 $\dot{\theta}$ 表示驱动轴沿 Z_1 轴相对坐标系 $OXYZ$ 作高速旋转的转角和角速度, $\dot{\theta}$ 又记 Ω 。以 γ 和 $\dot{\gamma}$ 表示转子和平衡环一起沿挠性轴 X_2 相对坐标系 $OXYZ$ 的转角和角速度; 又以 φ 和 $\dot{\varphi}$ 表示转子沿外挠性轴 Y_3 相对坐标系 $OXYZ$ 的转角和角速度。所以, 挠性陀螺转子主轴的位置可用绕 Z_1 轴以 $\dot{\theta}$ 角速度转过 θ 角; 又沿平衡环内挠性轴绕 X_2 轴以 $\dot{\gamma}$ 角速度转过 γ 角; 最后沿外挠性轴绕 Y_3 以 $\dot{\varphi}$ 角速度转过 φ 角来确定。

用 θ 、 γ 及 φ 确定转子主轴位置之后, 可以得到上面所选择的坐标系之间的方向余弦关系。现列表如表 1、2、3。

假使, 仪器壳体、驱动轴、平衡环和转子的绝对角速度矢量分别以 $\bar{\Omega}_0$ 、 $\bar{\Omega}_1$ 、 $\bar{\Omega}_2$ 和 $\bar{\Omega}_3$ 表示, 在 XYZ 轴上、 $X_1Y_1Z_1$ 轴上、 $X_2Y_2Z_2$ 轴上和 $X_3Y_3Z_3$ 轴上的投影分量分别为 p_0 、 q_0 、 r_0 ; p_1 、 q_1 、 r_1 ; p_2 、 q_2 、 r_2 ; p_3 、 q_3 、 r_3 。那么, p_1 、

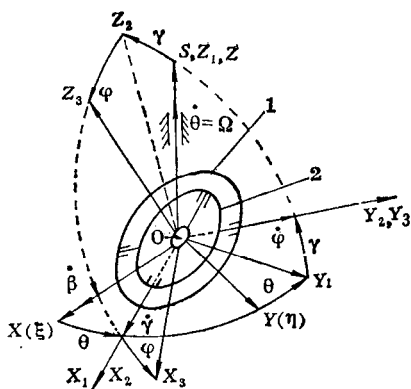


图 6
1-转子; 2-平衡环

表 1

	X	Y	Z
X ₁	cosθ	sinθ	0
Y ₁	-sinθ	cosθ	0
Z ₁	0	0	1

表 2

	X ₁	Y ₁	Z ₁
X ₂	1	0	0
Y ₂	0	1	r
Z ₂	0	-r	1

表 3

	X ₂	Y ₂	Z ₂
X ₃	1	0	-φ
Y ₃	0	1	0
Z ₃	φ	0	1

a_i 、 r_i ($i=0, 1, 2, 3$) 与 $\theta(\dot{\theta})$ 、 $\gamma(\dot{\gamma})$ 、 $\varphi(\dot{\varphi})$ 的关系可求之如下:

(1) 当仪器壳体相对惯性空间不动 (即仪器壳体静止不动), 此时 $\bar{\Omega}_0 = 0$, 则有 $p_0 = a_0 = r_0$, 而 $\bar{\Omega}_1 = \bar{\Omega}$, 其在驱动轴坐标系 $OX_1Y_1Z_1$ 轴上的投影分量应为, $p_1 = a_1 = 0$, $r_1 = \dot{\theta}$ 。

(2) 利用表 2, 考虑沿内挠性轴 X_2 的 $\dot{\gamma}$, 则 $\bar{\Omega}_2$ 在 $OX_2Y_2Z_2$ 坐标系轴上的投影分量应为: $p_2 = \dot{\gamma}$, $q_2 = \dot{\theta}\gamma$, $r_2 = \dot{\theta}$ 。

(3) 利用表 3, 考虑沿外挠性轴 Y_3 的 $\dot{\varphi}$, 则 $\bar{\Omega}_3$ 在 $OX_3Y_3Z_3$ 坐标系轴上的投影分量应为:

$$p_3 = \dot{\gamma} - \dot{\theta}\varphi, \quad q_3 = \dot{\varphi} + \dot{\theta}\gamma, \quad r_3 = \dot{\theta} + \dot{\gamma}\varphi \quad (1)$$

2. 挠性陀螺转子运动方程

从理论力学引出的欧拉刚体运动微分方程组形式为:

$$\left. \begin{aligned} A \frac{dp}{dt} + (C - B)qr &= L_x \\ B \frac{dq}{dt} + (A - C)r\dot{p} &= L_y \\ C \frac{dr}{dt} + (B - A)\dot{p}q &= L_z \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

和一般陀螺罗经相同, 挠性陀螺罗经的挠性陀螺转子亦

系对称转子，且其转子高速旋转角速度 $\dot{\theta} = \Omega$ 为一常量，同时 $C > A$, $A = B$ ；所以，利用公式(1)代入欧拉刚体运动微分方程组(2)中的第三式，有

$$C\ddot{\theta} = 0,$$

故得

$$C\dot{\theta} = C\Omega = J\Omega = H = \text{常量} \quad (8)$$

因此，为求挠性陀螺转子运动方程，利用(1)式的结果代入(2)式的前两式便可。

这里 $C = J$ 表示陀螺转子的主轴(极)转动惯量， $A = B$ 为陀螺转子的赤道转动惯量。

现若以(1)式代入(2)式的第一和第二两式，考虑到 γ 、 φ 均微小，略去二阶微量，经整理，则得对转子相连的坐标系 $OX_3Y_3Z_3$ 中的转子运动方程为：

$$\left. \begin{aligned} A\ddot{\gamma} - (2A - C)\dot{\theta}\dot{\varphi} - (A - C)\dot{\theta}^2\gamma &= L_{X_3} + L_{RX_3} \\ A\ddot{\varphi} + (2A - C)\dot{\theta}\dot{\gamma} - (A - C)\dot{\theta}^2\varphi &= L_{Y_3} + L_{RY_3} \end{aligned} \right\} (4)$$

其中 L_{X_3} 、 L_{Y_3} 指仪器壳体传到转子 X_3 、 Y_3 轴上的力矩(即力矩器传递的力矩等)； L_{RX_3} 、 L_{RY_3} 指转子与平衡环连接中的反作用力矩(即弹性力矩等)在 X_3 、 Y_3 轴上的投影分量。 $\dot{\gamma}$ 、 $\dot{\varphi}$ 为 γ 、 φ 对时间的导数。方程组(4)就是表征挠性陀螺高速旋转对称转子运动规律。

设计一个精密陀螺的核心问题，是尽可能做到使作用在转子上各种力矩分量的总和等于零，来保证转子高速旋转时，力图保持其主轴稳定于惯性空间不变的特性；为此，下面来求解作用于挠性陀螺上的各种力矩分量的情况。

3. 外力矩的确定

1) 外力矩 L_{X_3} 、 L_{Y_3}

外力矩 L_{X_3} 、 L_{Y_3} ，主要是指从壳体作用于转子的力矩器

力矩 M_x 、 M_y 和阻尼力矩。

在图 1 中示出，陀螺转子相对于 X 轴和 Y 轴有角偏移 β 和 α 时，仪器壳体上的传感器便检测出与此角偏移成比例的信号，然后用双轴力矩器对转子施加必要的修正力矩而消除此角偏移。故 α 、 β 角 又称为传感器的输出信号。而在图 6 中，陀螺转子在空间的位置又是以 θ 、 γ 和 φ 三个坐标转角来确定。因此，当有偏角 α 、 β 存在时，必须经过坐标转换，从而求解出作用于挠性陀螺上的各力矩分量。所以，在求解外力矩之前，应先求出偏角 α 、 β 和坐标转角 γ 、 φ 之间的关系公式。

如图 7 所示，它与图 6 比较，当 α 、 β 、 γ 、 φ 均为小角度时，有：

$$\begin{aligned} \theta &= 0^\circ, \quad \varphi = \alpha, \quad \gamma = \beta; \\ \theta &= 90^\circ, \quad \varphi = -\beta, \quad \gamma = \alpha. \end{aligned}$$

所以，得 α 、 β 与 γ 、 φ 关系式为：

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \alpha \cos \theta - \beta \sin \theta \\ \gamma &= \alpha \sin \theta + \beta \cos \theta \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

对式(5)求 $\dot{\varphi}$ 、 $\dot{\gamma}$ 与 $\dot{\alpha}$ 、 $\dot{\beta}$ ，得到：

$$\begin{aligned} \dot{\varphi} &= \dot{\alpha} \cos \theta - \beta \sin \theta - \alpha \sin \theta \cdot \dot{\theta} - \beta \cos \theta \cdot \dot{\theta} \\ \dot{\varphi} &= \dot{\alpha} \cos \theta - 2\dot{\alpha} \sin \theta \cdot \dot{\theta} + \beta \sin \theta \cdot \dot{\theta}^2 - \dot{\beta} \sin \theta \\ &\quad - 2\dot{\beta} \cos \theta \cdot \dot{\theta} - \alpha \cos \theta \cdot \dot{\theta}^2 \\ \dot{\gamma} &= \dot{\alpha} \sin \theta + \alpha \cos \theta \cdot \dot{\theta} + \dot{\beta} \cos \theta - \beta \sin \theta \cdot \dot{\theta} \\ \dot{\gamma} &= \dot{\alpha} \sin \theta + 2\dot{\alpha} \cos \theta \cdot \dot{\theta} - \alpha \sin \theta \cdot \dot{\theta}^2 + \dot{\beta} \cos \theta \\ &\quad - 2\dot{\beta} \sin \theta \cdot \dot{\theta} - \beta \cos \theta \cdot \dot{\theta}^2 \end{aligned}$$

有偏角 α 、 β 存在时，如图 8 所示，空气和磁场沿转子轴向的阻尼力矩和沿驱动轴的驱动力矩并不在一直线上，因而产生一个正交的阻尼力矩。它的大小为 $L_{\text{正交}} = D\dot{\theta}$ 。这里 D 表示转子阻尼力矩系数。

$L_{\text{正交}}$ 沿 X 轴与 Y 轴的投影分量，应为：

$$\left. \begin{aligned} L_{X(\text{正交})} &\approx D\dot{\theta}\alpha \\ L_{Y(\text{正交})} &\approx D\dot{\theta}\beta \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

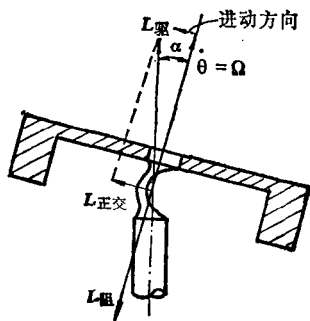


图 8

所以，在 X 轴与 Y 轴上力矩器力矩 M_X 、 M_Y 和阻尼力矩 $D\dot{\theta}\alpha$ 、 $D\dot{\theta}\beta$ 在转子坐标系 $OX_3Y_3Z_3$ 轴上的投影分量，可写成下式：

$$\left. \begin{aligned} L_{X3} &= (M_X - D\dot{\theta}\alpha)\cos\theta + (M_Y + D\dot{\theta}\beta)\sin\theta \\ L_{Y3} &= (M_Y + D\dot{\theta}\beta)\cos\theta - (M_X - D\dot{\theta}\alpha)\sin\theta \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

2) 外力矩 L_{RX3} 、 L_{RY3}

外力矩 L_{RX3} 、 L_{RY3} 主要是指转子或与其平衡环绕外挠性轴 Y_3 与内挠性轴 X_2 旋转时，挠性轴对转子产生的弹性约束力矩与阻尼力矩以及旋转的平衡环绕内挠性轴作摆动运动的动力效应。

从图 6 看到，当转子沿轴 Y_3 以 $\dot{\phi}$ 角速度转过 ϕ 角时，外挠性轴 Y_3 对转子产生的弹性约束力矩与阻尼力矩为：

$$L_{RY3} = -(\dot{k}\phi + \delta\dot{\phi}) \quad (8)$$

其中 k 为每一对挠性轴的弹性系数，又称弹性扭转刚度； δ 为弹性支承中的阻尼系数。(8)式中的负号是表示 $(\dot{k}\phi + \delta\dot{\phi})$ 为转子作用于平衡环的扭力矩，而 L_{RY3} 则为平衡环作用于转子的反力矩。