

重力仪平台中间跟踪系统的设计

郑耀林

(精密机械工程系)

摘 要

本文通过对重力仪平台中间跟踪系统的设计,指出具有双环路的系统,可设置其中一个环路为单调环节,便可避免两环路的共振问题.同时认为,本系统按力矩跟踪系统进行设计比按惯用的角度跟踪系统的设计更合理、更符合实际情况.而两种方法在一定条件和范围内是等效的.最后又根据实测的系统过渡特性,用二阶振荡环节来逼近它,进一步验证了系统设计的正确性和合理性.

一、概 述

利用重力仪可把某海区重力加速度 g 的分布和变化情况连续地测量和记录下来.但是,在海洋中,由于风、浪、涌、潮流等的影响,将使船体产生颠簸和摇摆.为此,重力仪必须安装在一个水平基准面上——平台.这种仪器就是陀螺稳定平台.

整机平台主要由:陀螺球部件;修正回路;中间跟踪系统(小平台);大跟踪系统(可承载重力仪)及相应的机械结构部件构成.因而是一种复杂的仪器.

中间跟踪系统的主要任务是传递运动精度.它由内平衡框和外平衡框及相应的电子控制线路组成,即由内、外环轴跟踪回路组成.其基本原理为(以一个平衡框回路为例):

如图1,当外干扰力矩 M_{fz} 作用在外框架时,由于陀螺的进动,一方面产生陀螺力矩 M_g 与 M_{fz} 平衡;另一方面使角度传感器 d 的动圈产生偏差信号 U_a ,经 A 放大后送入电机 T ,电机输出力矩 M_D 去平衡 M_{fz} ,当 $M_D = M_{fz}$ 时, M_g 消失,角度传感器的动、定圈亦处于相对平衡位置,达到稳定外平衡框的目的.利用另一套相同的装置,可以稳定构成水平面的内平衡框.

由于小平台内、外平衡框均安装有修正回路和大跟踪系统的敏感元件,故中间跟踪系统的性能和精度直接影响到整机平台的性能和精度.

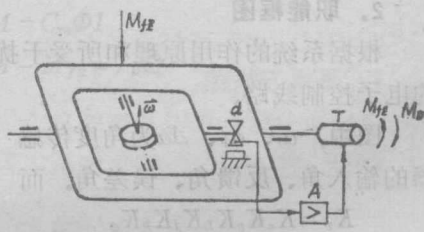


图 1

本文1987年1月17日收到。

二、系统负载力矩分析及职能框图

1. 负载力矩分析

船的摇摆可近似视为正弦规律

$$\theta = A \sin \omega_y t$$

式中, θ 为船的摇摆角度; A 为船的最大摇摆幅度; $\omega_y = 2\pi/T$, 为摇摆角频率; T , 为摇摆周期, 给定 $T_y = 7-10s$.

则角速度 $\dot{\theta}$ 、角加速度 $\ddot{\theta}$ 及惯性力矩 $M_J(t)$ 为

$$\dot{\theta} = A\omega_y \cos \omega_y t$$

$$\ddot{\theta} = -A\omega_y^2 \sin \omega_y t$$

$$M_J(t) = J\ddot{\theta} = -JA\omega_y^2 \sin \omega_y t$$

$$M_J(t)_{\max} = JA\omega_y^2$$

式中, J 为内、外环轴的转动惯量, 给定: $J_{\text{内}} = 301 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $J_{\text{外}} = 478 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

在设计时应考虑 $M_J(t)_{\max}$ 的作用, 则 θ 、 $\dot{\theta}$ 、 $\ddot{\theta}$ 、 $M_J(t)_{\max}$ 的变化曲线如图2. 可见, 在 $\varphi = 2n\pi$ 处 ($n=0, 1, 2, \dots$), 系统所受惯性力矩为

$$M_J = 2M_J(t)_{\max}$$

由于系统采用直流力矩马达, 不用减速齿轮 (下面将述), 故 M_{fz} 主要应由惯性力矩 M_J 、马达电磁反力矩 M_e 、轴承摩擦力矩 M_f 、框架不平衡力矩 M_b 组成, 即

$$M_{fz} = M_J + M_f + M_e + M_b \quad \text{图 2}$$

令

$$M_H = M_f + M_e + M_b$$

可由实测得到, 则

$$M_{fz} = M_J + M_H$$

2. 职能框图

根据系统的作用原理和所受干扰力矩 M_{fz} , 采用如图3的职能框图, 并由此设计出相应的电子控制线路.

图中, α_i 、 α_p 、 $\Delta\alpha$ 为角度传感器的输入角、反馈角、误差角. 而

$$K_v = K_a K_c K_L K_J K_p K_d$$

$$K_{md} = K_a K_c K_L K_J K_p K_m$$

分别为按角度系统考虑时的速度品质系数和按力矩系统考虑时的力矩刚度系数.

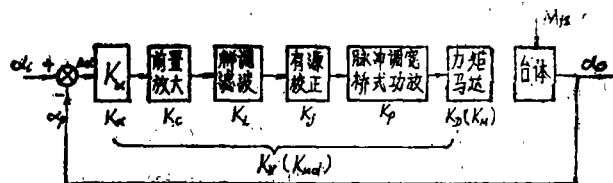


图 3

由系统负载力矩分析和实际工作情况可见,在摇摆过程中,由于惯性的作用产生惯性力矩作用在系统上,促使电机的调节而产生 M_e 及克服 M_{fs} 、 M_b ,系统输入的是干扰力矩 M_{fs} ,最终调节的输出还是力矩,角度传感器的偏差角(正比于陀螺进动角)是个中间量。因此,按力矩系统设计比习惯上按角度系统设计更符合实际情况、更合理。只要在图3中,令 $\alpha=0$,系统便是一个力矩调节系统。但必须指出,按角度系统来考虑也是可以的,在以下的分析中将看到,两种方法在一定条件和范围内是等效的。由于外环框比内环框的转动惯量大,下面的分析,将以外环轴跟踪回路为例,以力矩调节系统为主,结合角度系统进行分析研究。至于内环轴跟踪回路,只要把外环轴跟踪回路的有关参数稍加调整,即可取用。

三、直流力矩马达

1. 直流力矩马达选用目的

不言而喻,执行电机是为克服外干扰力矩而运用的。但在后面的分析可看到,不管内环轴或外环轴跟踪回路,它们的系统方块图都是由二个环路构成,其中一个为电机环路。为使两环路的固有振荡频率比在3倍以上,避免在调节过程中因互相影响而使动态性能变坏(比如过渡过程振幅加大,调节时间拖长,甚至于产生共振而无法工作等)。所以执行电机的性能是很重要的。采用SYL-1.5($M_{max}=14.7 \times 10^{-2} \text{N} \cdot \text{m}$)直流力矩马达,是因它实际上是一个单调环节,主要用于克服干扰力矩 M_{fs} ,与另一环路不会形成共振。此外,采用力矩马达,还在于它的输出力矩随输入电压的大小而作线性变化,因而可以不用减速齿轮而直接带动负载。这样就不必考虑齿轮的转动惯量和空回程所引起的误差,又可减少体积和重量。同时,这种电机在堵转(或低速运行)时可产生很大转矩,且反应速度快、线性好。

2. 力矩马达的传递函数

力矩马达可用图4表示。图中, R_H 为电枢直流电阻; L_K 为电枢电感; e 为电枢反电势。据克希荷夫定律有

$$u_D = iR_H + e + L_K \frac{di}{dt}$$

$$e = C_e \phi \omega$$

$$M = C_m \phi i$$

$$M - M_{fs} = J \ddot{\theta} = J \frac{d\omega}{dt}$$

$$U_D = IR_H + E + L_K pI$$

$$\xRightarrow{\text{拉氏变换}} E = C_e \Phi \Omega$$

$$\Rightarrow M = C_m \Phi I$$

$$M - M_{fs} = J p \Omega$$

由上式可得马达方块图如图5。

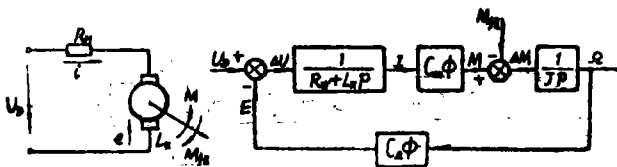


图 4

图 5

当 $M_{fz} = 0$

$$\phi_{k\omega}(p) = \frac{\Omega(p)}{U(p)} = \frac{k_D}{1 + T_M p + T_M T_k p^2}$$

式中, $k_D = 1/c_e \phi$ 为电机传递系数, $T_M = J R_H / c_m c_e \phi^2$ 为机电时间常数, $T_k = L_k / R_H$ 为电枢电磁时间常数。经实测, $L_k = 30 \text{ mH}$, $R_H = 22 \Omega$, 求得 $T_k = 0.00136 \text{ s}$, 如忽略 T_k , 则

$$\phi_{k\omega}(p) = -\frac{K_D}{1 + T_M p}$$

积分后得

$$W_{ap}(p) = -\frac{k_D}{p(1 + T_M p)}$$

$\phi_{k\omega}(p)$, $W_{ap}(p)$ 是对应于按角度系统考虑时的电机传递函数。

若令 $U_D = 0$, 可求得 $\Omega(p)$ 与 $M_{fz}(p)$ 的闭环传递函数 $\phi_M(p)$

$$\phi_M(p) = \frac{\Omega(p)}{M_{fz}(p)} = \frac{1}{T_M p(1 + T_k p) + 1} = \frac{1}{1 + T_M p}$$

由 $\phi_{k\omega}(p)$ 、 $\phi_M(p)$ 的分母可见, 电机环为一单调响应环节, 它及时地跟踪 M_{fz} 的变化, 与另一环路构成系统时, 不会产生共振。

由力矩马达 SYL-1.5 给出:

$M_{\max} = 14.7 \times 10^{-2} \text{ N}\cdot\text{m}$; $n_0 = 74.3 \text{ rad/s}$; $U_{D\max} = 20 \text{ V}$; $I_{\max} = 0.91 \text{ A}$, 可求得电机参数:

电势系数 $C_e \phi = U_{D\max} / n_0 = 0.27 \text{ V}\cdot\text{s/rad}$

电流力矩系数 $C_m \phi = M_{\max} / I_{\max} = 16.17 \times 10^{-2} \text{ N}\cdot\text{m/A}$

电机传递系数 $K_D = 1 / C_e \phi = 3.7 \text{ rad/V}\cdot\text{s}$

机电时间常数 $T_M = J R_H / C_e C_m \phi^2 = 24 \text{ s}$

电压传递系数 $K_m = C_m \phi / R_H = 7.35 \times 10^{-3} \text{ N}\cdot\text{m/V}$

阻尼系数 $b = C_e C_m \phi^2 / R_H = 19.85 \times 10^{-4} \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s/rad}$

四、系统的动态综合

1. 系统方块图

由前面分析, 可得系统的总方块图:

(I) 按习惯分析的角度系统考虑时方块图如图 6。

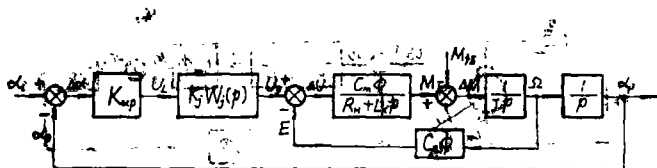


图 6

(II) 按力矩系统考虑时方块图如图7。

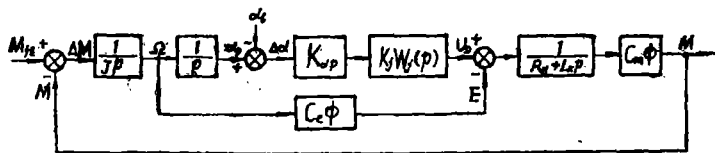


图 7

2 系统固有对数幅频特性 $L_k(\omega)$

按力矩系统考虑时, 图7方块图可简化为图8。设 $\alpha_i = 0$, 在图8中, 加速度品质系数为 $K_a = K_{md}/I = K_v/T_M$, 速度品质系数 $K_v = K_{md}/b = K_a T_M$, 并设校正装置的传递函数为 $W_j(p) = A(p)/B(p)$, 求 $L_k(\omega)$ 时, 令 $A(p) = B(p) = 1$, 则 $W_j(p) = 1$ 。因而系统开环传递函数为

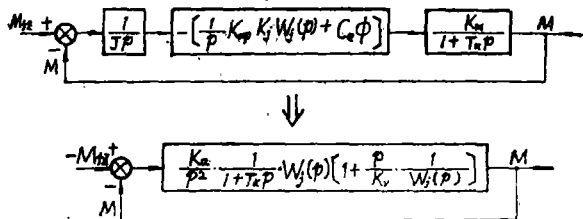


图 8

$$W_k(p) = \frac{K_a}{p^2} \times \frac{1}{(1 + T_k p)} \left(1 + \frac{1}{K_v} p\right)$$

忽略 T_k , 且 $K_v \gg 1$, $1/K_v \approx 0$, 可得

$$W_k(p) = K_a/p^2$$

可见, 系统含有两个积分环节, 为二阶无差调节系统, 其开环固有对数幅频特性是一条 -40db/dec 斜率的直线, 过零分贝线后, 在 $1/T_k = \omega_k = 733 \text{ 1/s}$ 处斜率变为 -60db/dec 。

如按角度系统考虑, 由图6方块图, 令 $M_{jz} = 0$, 方块图经变换后可求得开环传递函数为

$$W_{ka}(p) = \frac{K_v}{p(1 + T_M p)}$$

系统含有一个积分环节, 是一个一阶无差调节系统。其固有开环对数幅频特性在低频段先以 -20db/dec 的斜率下降, 至 $\omega_M = 1/T_M = 0.042 \text{ 1/s}$ 和 $\omega_k = 733 \text{ 1/s}$ 两点, 分别转为 -40db/dec 和 -60db/dec 的斜率下降。

可见, 无论从力矩系统还是从角度系统考虑, 它们的 -40db/dec 和 -60db/dec 两部分特性是完全相同的。这只要把 $W_{ka}(p)$ 作些近似化简便可清楚地看到

$$\begin{aligned} W_{ka}(p) &= \frac{K_v}{p(1 + T_M p)} = \frac{1}{p(1/K_v + T_M/K_v p)} = \frac{1}{p(1/K_v + 1/K_a p)} \\ &\approx K_a/p^2 (\because K_v \gg 1, 1/K_v \approx 0) \end{aligned}$$

求 $L_k(\omega)$:

(I) 求 K_{md}

因为

$$M_J = 2M_J(t)_{\max}$$

而

$$M_H = M_{\max}(U_s/U_{\max})$$

式中, U_s 为力矩马达的始动电压, 可由实测求得. 对于外环轴力矩马达, $U_s = 2.4 - 3V$. 则

$$\begin{aligned} M_{fz} &= M_J + M_H = 2M_J(t)_{\max} + M_{\max}(U_s/U_{\max}) \\ &= 2J A \omega_y^2 + M_{\max}(U_s/U_{\max}) = 24.8 \times 10^{-3} N \cdot m \end{aligned}$$

取 $M_{fz} = 24.5 \times 10^{-3} N \cdot m$. 同时

$$K_{md} = K_a K_c K_L K_J K_P K_M = M_{fz} / \alpha$$

式中, $\alpha = \alpha_{\max} / 2$ 为系统长期稳定精度 $\alpha_{\max} = 0.5'$ 的一半, 所以

$$K_{md} = 24.5 \times 10^{-3} N \cdot m / 0.25' = 336 N \cdot m / rad$$

$$(II) \quad K_v = K_{md} / b = 1.7 \times 10^5 \quad 1/s$$

$$(III) \quad K_a = K_{md} / J = 7043 \quad 1/s^2$$

系统的频率响应函数为

$$W_k(j\omega) = -K_a / \omega^2$$

系统的剪切频率为

$$\omega_c = \omega_a = \sqrt{K_a} = 84 \quad 1/s$$

当 $\omega = 1$ 时

$$L_k(\omega) |_{\omega=1} = 20 \log |W_k(j\omega)| = 77 \text{db}$$

在 $L_k(\omega)$ 坐标中的 $\omega = 1$ 处, 以 77db 为高度作一条 -40db/dec 的直线穿过零分贝线, 即为系统的固有开环对数幅频特性. 如果考虑 T_k 的影响, 可在 $\omega_k = 733 \text{ 1/s}$ 处转为 -60db/dec 斜率下降. 求得系统开环幅频特性如图 9 曲线 I.

从图中求得 $\omega_c = 84 \text{ 1/s}$.

由上面的分析和作图可见, 系统含有二个积分环节, 且以 -40db/dec 斜率过零分贝线, 故系统是不稳定的, 必须加入校正装置.

3. 系统的校正

加入校正装置是为了使系统稳定地工作, 方法有串联和并联及混联校正. 本系统为小功率系统, 为使线路简单, 采用串联校正.

为求校正装置特性, 须先求期望对数幅频特性. 求期望特性的出发点是: 以 -20db/dec 斜率通过零分贝线, 中频段在允许条件下尽量地宽, 以降低系统的振荡度; 为保证系统静态力矩刚度系数不致于下降太多 (特别是在 ω_c 处), 并消除稳态误差, 引入积分校正. 同时为在中频段增加相角贮备及提高系统的稳定性和快速性, 还引入微分校正, 即系统引入滞后超前校正, 以满足动态性能指标 (即超调量 $\sigma_p \leq 40\%$, 过渡过程时间 $t_s \leq 0.5s$, 振荡次数 $N \leq 2$ 次等) 的要求.

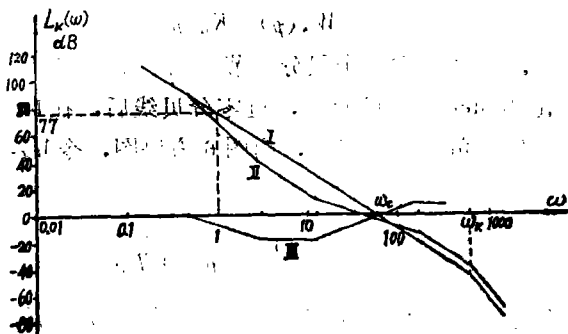


图 9

经计算和反复调整,得系统期望对数幅频特性如图9曲线Ⅱ。据

$$L_{III}(\omega) = L_J(\omega) = L_{II}(\omega) - L_I(\omega)$$

求得校正装置特性 $L_{III}(\omega)$ 及四个频率点为

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_1 = 0.47 \text{ 1/s}; \quad \omega_2 = 3.2 \text{ 1/s}; \quad \omega_3 = 13 \text{ 1/s}; \quad \omega_4 = 172 \text{ 1/s}; \\ T_1 = 2.1 \text{ s}; \quad T_2 = 0.32 \text{ s}; \quad T_3 = 0.077 \text{ s}; \quad T_4 = 0.0058 \text{ s}; \end{array} \right.$$

校正装置采用图10的有源校正装置,其传递函数为

$$K_J W_J(p) = K_J \frac{(1 + T_2 p)(1 + T_3 p)}{(1 + T_1 p)(1 + T_4 p)}$$

其中

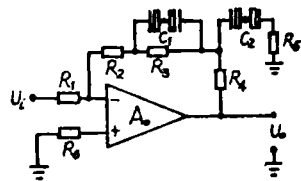


图 10

$$\left\{ \begin{array}{l} K_J = (R_2 + R_3 + R_5)/R_1 \\ R_1 = R_2 = 30\text{K}\Omega \\ T_1 = R_3 C_1; \quad T_4 = R_4 C_2 \\ T_2 = [(R_2 + R_5)/R_3] \times C_1; \quad T_3 = (R_5 + R_4) \times C_2 \\ (\text{当 } K \frac{R_1}{R_2 + R_3 + R_5} \gg 1, K \frac{R_4}{R_4 + R_5} \times \frac{R_1}{R_2 + R_5} \gg 1, R_2 \gg R_5 \text{ 时}) \end{array} \right.$$

由设计求出

$$K_J = K_{md}/K_a K_c K_L K_P K_M = 5$$

取 $R_4 = 240\Omega$, $R_1 = 30\text{K}\Omega$, 求得

$$R_2 = 20\text{K}\Omega; \quad R_3 = 130\text{K}\Omega; \quad R_4 = 240\Omega; \quad R_5 = 3\text{K}\Omega;$$

$$C_2 = 23.5\mu\text{F} (2 \times 47\mu\text{F} \text{ 串联}); \quad C_1 = 16.5\mu\text{F} (2 \times 33\mu\text{F} \text{ 串联});$$

则

$$W_{k_J}(p) = \frac{K_a}{p^2} \times \frac{(1 + 0.32p)(1 + 0.077p)}{(1 + 2.1p)(1 + 0.0058p)}$$

令 $|W_{k_J}(j\omega)| = 1$, 求得 $\omega_c' = 76 \text{ 1/s}$ (作图得 $\omega_c' = 74 \text{ 1/s}$)。

考虑滤波时间常数 $T_L = 4.4 \times 10^{-4} \text{ s}$ 和 $T_k = 0.00136 \text{ s}$ 后, 系统的相角贮备为

$$\gamma(\omega_c') \approx 46.87^\circ$$

$$L_{II}(\omega) |_{\omega=0.9} = 20 \log |W_{k_J}(j\omega)| |_{\omega=0.9} = 72\text{db}$$

五、测试结果及分析

1. 稳态误差

当系统处于稳态时, 测得角度传感器信号为 13mV 左右, 相当于 $0.26'$ (角度)。

2. 动态误差

当整机平台处于 $T_y = 7\text{s}$, 幅度为 $\pm 15^\circ$ 时摇摆, 系统角度传感器输出 $U_{\text{max}} \approx 20\text{mV}$, 即相当于 $0.36' < 0.5'$ (系统精度为 $0.5'$)。

3. 过渡过程测试

在闭环状态下, 系统加入干扰力矩 $M_{fz} = 1.96 \times 10^{-2} \text{ N}\cdot\text{m}$ 后突然去掉 M_{fz} , 得过渡过程特性如图11。由图可求得

$$t_s = 0.3s ;$$

$$\sigma_p = 38\% ;$$

$$N = 1.3 \text{次} ;$$

据过渡过程特性,可用一个二阶振荡模型来逼近它,其模型为

$$\phi_2(p) = \frac{\omega_n^2}{p^2 + 2\zeta\omega_n p + \omega_n^2}$$

由过渡特性求得

$$\zeta = \sqrt{\left(\frac{t_s}{\tau}\right)^2 + 1} = 0.3$$

采用闭环测试法测得系统固有振荡频率为

$$f_n = 13\text{Hz} (\omega_n = 81.6\text{rad/s})$$

这样可求得

$$\omega_c' = \omega_n \sqrt{1 + 4\zeta^2 + 1} = 75\text{rad/s}$$

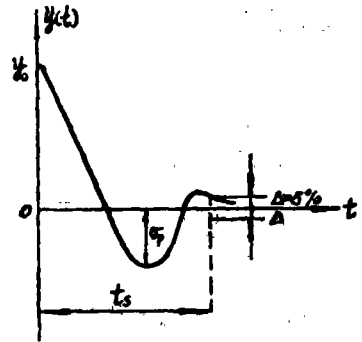


图 1f

六、结 果

中间跟踪系统是自行研究设计的重力仪平台的重要组成部分。它与整机平台经过多次试验和宽纬度海洋航行试验以及长时间运行,证明了整机平台和本系统均能满足给定的性能指标和精度要求。同时,已通过鉴定并正式投产,收到了良好效果。

致谢:撰写本文得到邓胜钦工程师和姚国平同志的帮助,仅此表示感谢

参 考 文 献

- (1) 李友善主编,自动控制原理(上册),国防工业出版社,(1980)。
- (2) 王永初著,仪表系统的闭环测试方法,四川科学技术出版社,(1984)。
- (3) Kuo, B.C. Automatic Control System (third edition), Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey, (1975)。

The Designing of a Middle Following-up System in Gyrostabilized Platform for Gravimeter

Zheng Yaolin

Abstract

In designing a middle following-up system in gyrostabilized platform for gravimeter, it is shown in this paper that syntony in double loops system may be avoided so long as one of both loops is designed to be monotonic loop.

It is also shown that to design by means of torque adjustment method is more reasonable and practical than angular adjustment method, though both are equivalent under given conditions and range.

The design is verified by step response curved measured which is approximated by second-order oscillating linkage.