高精度高寿命直线步进电机设计

言　军[1]，孙　毅[1]，刘春琴[1]，蒋海锋[2]

(1.海顿直线电机(常州)有限公司，江苏　常州　213031；

2.常州市杰纳机电开发有限公司，江苏　常州　213031)

摘　要：新型直线步进电机采用高精度消隙滚珠丝杆副，合理匹配各部件刚度，加上高分辨率电机，确保了电机高精度，高寿命的性能。整体结构紧凑，安装使用方便的特点。适用于丝网印刷机，医疗分析仪器等行业。

关键词：高精度；高寿命；直线步进电机；滚珠丝杆副；配对轴承；设计分析；校核

中图分类号：TM359.4；TM383.6　　文献标识码：B　　文章编号：1003-7241(2012)08-0033-10

Design of Linear Stepping Motor with High Accuracy and Long Life

YAN Jun, SUN Yi, LIU Chun-qin, JIANG Hai-feng

(1 Haydon Linear Motors(changzhou)Co,.Ltd., Changzhou 213031 China;

2 Joyner Co,.LTD ,Changzhou 213031China)

Abstract: Stepping motor based on linear actuator is popular, because it can output linear movement directly, but it is low accuracy and short life, so restricts its applicaton. A new style stepping motor based on linear actuator is designed, it has high accuracy and long life.

Key words: high accuracy; longlife; inear actuator; ball screw; back to back bearing; design analysis; checked by application

1　引言

随着社会的发展和技术的进步，出现了各种各样的微型电机，其中一支直线步进电机因具备将步进电机的旋转直接转化为直线运动的特性，结构简单而紧凑，控制简易，受市场青睐，但由于其精度不高，寿命低，很大地限制了其应用范围。

本文将就一款新型直线步进电机的设计来展开论述，着重分析对比传统直线步进电机所存在的问题，并通过应用实例进行设计分析，校验。

2　分析传统直线步进电机的结构及不足

对于位置精度要求较高的机床进给系统，其机械结构一般采用直接联接式，电机一联轴器一滚珠丝杠[1]，如图 1 所示。

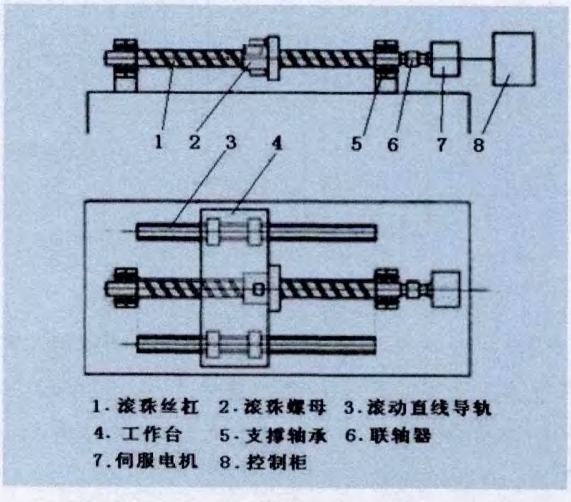


图 1　直接联接式进给系统

收稿日期：2012-06-08

直线步进电机借鉴直接联接式结构，但省去了联轴器，支撑固定轴承，其中常见的设计是将螺母内置于机体内部，与转子轴整合，运作时螺母旋转，螺杆直线运动，电机内部结构如图 2 所示。

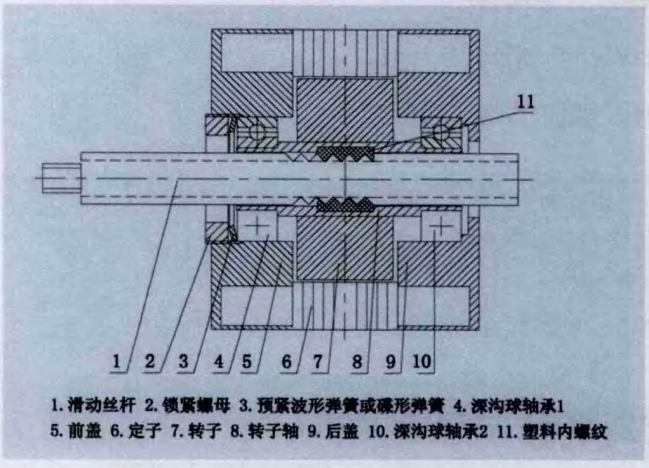


图 2　传统直线步进电机结构

当电机工作时，转子轴转动，功通过转子轴内嵌的塑料内螺纹与螺杆的外螺纹的啮合，传递到固定于螺杆上的工作台，由于直线导轨的限制了螺杆与工作台的旋转自由度，螺杆与工作台一起作前后直线运动，如图 3 所示。

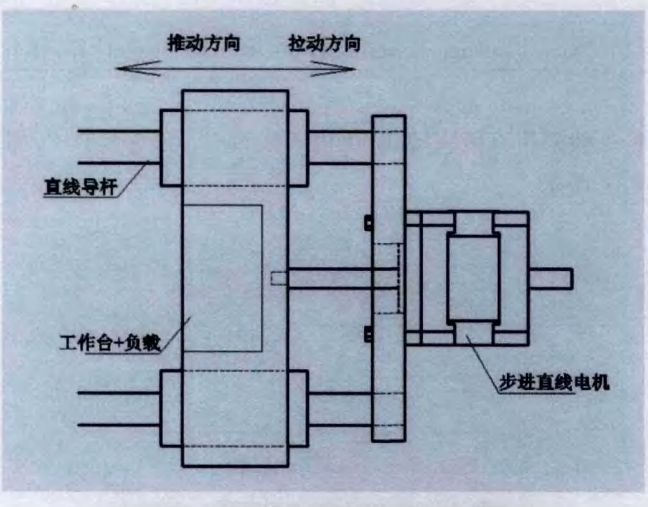


图 3　直线步进电机应用案例

结合图 2，电机推动负载时，推力通过塑料螺纹转子轴传递给深沟球轴承 2；拉动负载时，拉力通过塑料螺纹转子轴传递给深沟球轴承 1 与预紧弹簧，当拉力大到一定程度，预紧弹簧被压至压并高度。

3　建立传统步进直线电机的弹性模型

电机受推拉力时，内部轴向形变导致螺杆相对机体位置轴向窜动，所以在一定范围内塑料螺纹、轴承以及预紧弹簧可以看成具有某种轴向刚度的弹性体，如公式 1。

$$K_{\nabla} = \frac{F_{\nabla}}{\delta_{\nabla}} \cdots \tag{1}$$

其中 F_{∇} 为载荷增减量；

δ_{∇} 为位移增减量；

K_{∇} 为刚度；

而研究轴向力与轴向窜动量的关系，是确定位置精度的关键。

基于此，我们以 SIZE17 传统直线步进电机为例，进行分析。

1．电机预紧弹簧一般是两个波形弹簧叠置（或碟片），载荷－位移曲线如图 4。

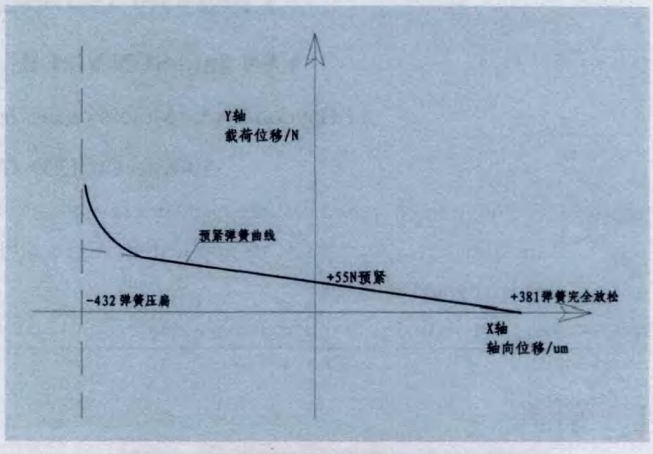


图 4　预紧弹簧载荷－位移曲线

由于电机主要工作在直线段，可近视取预紧刚度为预紧弹簧（图 2 零件 3）的整体刚度 K_t，SIZE17 电机的预紧弹簧的预压力为 5 5 N，此时弹簧的变形量为 381um。代入公式 1 得：

$$K_t = -\frac{55}{381} = -0.144 \cdots \text{N/um}$$

其中负符号表示螺杆受推力作用，转子轴向后窜动，预紧弹簧放松，预紧力变小，刚度为负。

那么预紧弹簧载荷－位移关系式：

$$F_t = -0.144 * \delta_t + 55 \cdots \text{N}$$

$$\text{或} \delta_t = \frac{55 - F_t}{0.144} \cdots \text{um} \tag{2}$$

范围 $\delta_t \in (-432,+381)$。

2．参考 NSK 滚动轴承技术手册，在一定轴向力下，深沟球或角接触球轴承的轴向位移公式：

$$\delta_b = \frac{0.44}{\sin a}\left(\frac{Q^2}{Dw}\right)^{1/3}$$

其中 $Q = \frac{F_b}{Z * \sin a}$

由上述得

$$\delta_b = \frac{0.44}{\sin a}\left(\frac{F_b{}^2}{Z^2 * \sin a^2 * Dw}\right)^{1/3} \cdots \text{um} \qquad (3)$$

或

$$F_b = Z * \sin a * \sqrt{Dw} * \left(\frac{\sin a}{0.44}\right)^{3/2} * (\delta \quad \cdots \text{N} \qquad (4)$$

式中

a 为轴承接触角；

D_w 为钢球外径；

Z 为钢球数量；

δ_b 为轴承内外圈的轴向相对位移量；

F_b 为轴承内外圈的轴向力；

Q 为钢球受到的压力；

电机轴承均为深沟球 628/8－2Z，查机械设计手册得其参数，见表 1：

表 1　深沟球 628/8-2Z 部分参数

参数	d/mm	D/mm	B/mm	Cr/kN	Cor/kN	DW/mm	Z
	8	16	5	1.32	0.65	2	11

现在考虑预压 55N 时，螺杆受推力作用时轴承 1 的载荷－位移关系式，由式 3 可进一步转化为：

$$\delta_{b1} = \delta_0 - \frac{0.44}{\sin a}\left(\frac{1}{Z^2 * \sin a^2 * Dw}\right)^{1/3} * \quad \cdots \text{um} \quad (5)$$

其中负符号表示螺杆受推力作用，转子轴向后窜动，轴承 1 放松，轴向力变小，刚度为负；

δ_0 表示在 55N 预压力下轴承轴向位移量；

当预压 55N 时 $\frac{F_{b1}}{C_{or}} = \frac{55}{650} = 0.0846$，查图 5，

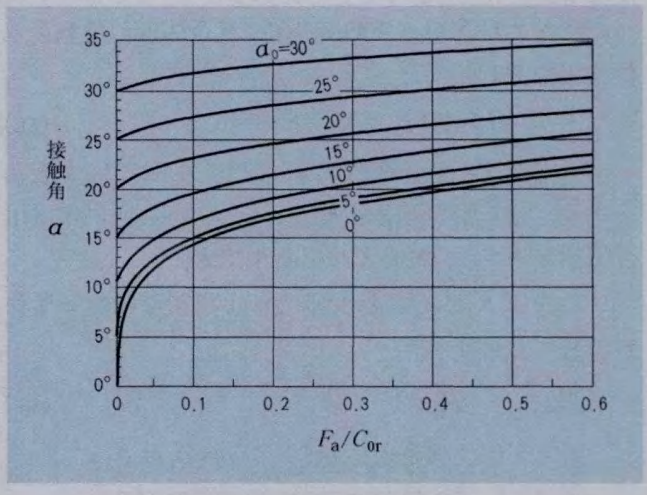


图 5　接触角与 $\frac{F_{b1}}{C_{or}}$ 曲线

得接触角 $a \approx 13.5°$，则代入式 3 求得：

$\delta_0 \approx 11.54 \cdots$um

代入式 5 求得轴承 1 载荷－位移关系式：

$\delta_{b1} = 11.54 - 0.8 * F_{b1}{}^{2/3} \cdots$um(式 6)

或 $F_{b1} = 1.4 * (11.54 - \delta_{b1})^{3/2} \cdots$ N(式 7)

求导得轴承 1 的刚度：

$K_{b1} = -2.1 * (11.54 - \delta_{b1})^{1/2} \cdots$N/um

由于预紧弹簧与深沟球轴承 1 一起承受同一轴力，即 $F_1 = F_{b1} = F_t$，并且总位移量为各自分量之和，即 $\delta_1 = \delta_{b1} + \delta_t$（式 8）。所以可建成串联弹性模型，见图 6：

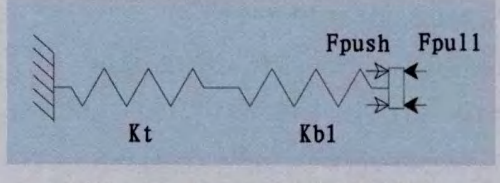


图 6　k_1 与 k_{b1} 串联弹性模型

$$\frac{1}{K_1} = \frac{1}{K_{b1}} + \frac{1}{K_t}$$

其中 K_1 是预紧弹簧刚度 K_t 与轴承 1 刚度 K_{b1} 的组合体刚度。

将式 2 与式 6 分别代入式 8，求得：

$$\delta_1 = 11.54 - 0.8 * F_1{}^{2/3} + \frac{55 - F_1}{0.144} \cdots \text{um} \qquad (9)$$

由于该组合体是非直线性弹性模型，所以难以运用函数解析法，固可采用图解法，作出曲线图，并发现：

在 $\delta_1 \in (-500,+384)$ 范围内，组合体近似的载荷－位移表征方程：

$$F_1 = -0.143 * \delta_1 + 55 \cdots \text{N} \quad (10)$$

对比电机预紧弹簧的载荷－位移关系式 2，发现几乎一致。究其原因是通常 K_{b1} 比 K_t 大很多，所以串联组合体刚度 K_1 基本靠近 K_t，但略小于 K_t。

3．由于 K_1 组合体所受轴力加上深沟球轴承 2 所受轴力等于总轴力，

即 $F_{1,2} = -F_1 + F_2 \quad (11)$

而两个的位移是一样的，即 $\delta_{1,2} = \delta_1 = \delta_2$。

所以它们可以组建并联弹性模型，如图 7：

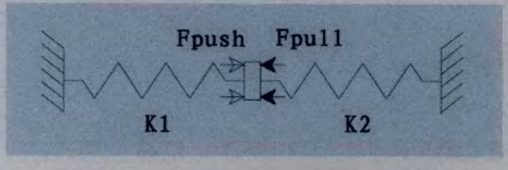


图 7　K_1 与 K_2 并联弹性模型

其中 K_2 是深沟球轴承 2 刚度。

$$K_{1,2} = -K_1 + K_2 \cdots \quad (12)$$

其中 $K_{1,2}$ 为 K_1 与 K_2 组合刚度；

式 11，式 12 中 F_1 前的负号表示表示 K_1 组合体的 F_1 轴力的方向与 F_2 相反，取螺杆受推力作用，转子轴向后窜动，压向轴承 2 的轴力为正，反之为负。

按求轴承 1 的方法，轴承 2 载荷－位移关系式：

$$F_2 = 1.4 * (\delta_2 + 11.54)^{3/2} \cdots \quad (13)$$

将式 13，式 10 分别代入式 12，求得：

当 $\delta_{1,2} \in (-11.54,+384)$，

$$F_{1,2} = 1.4 * (\delta_{1,2} + 11.54)^{3/2} + 0.143 * \delta_1 \quad \cdots (14)$$

当 $\delta_{1,2} \in (-435,-11.54)$，由于螺杆受较大拉力作用，转子轴向前窜动，组合体压缩，轴承 2 完全浮动且不受外力，$F_2 = 0$，求得：

$$F_{1,2} = 0.143 * \delta_{12} - 55 \cdots \quad (15)$$

当 $\delta_{1,2} \in (-500,-435)$，螺杆受更大拉力作用，转子轴继续向前窜动，电机预紧弹簧被压扁成刚度极高的硬垫片，而轴承 1 刚度 K_{b1} 相对较低，由串联弹性模型特性可知，组合体的刚度约等于 K_{b1}，

此时关系式：

$$F_{1,2} = -1.4 * (-416 - \delta_{1,2})^{3/2} \cdots \quad (16)$$

由式 14，15，16，我们可以画出组合体 $F_{1,2}$ 与 $\delta_{1,2}$ 的曲线，如图 6，简称曲线 1。

由于组合体与塑料螺纹一起承受同一轴力，即 $F = F_{1,2} = F_3$，并且电机内部总位移量为各自分量之和，即 $\delta_{Inisde} = \delta_{1,2} + \delta_3$（式 17），可建成串联弹性模型，如图 8：

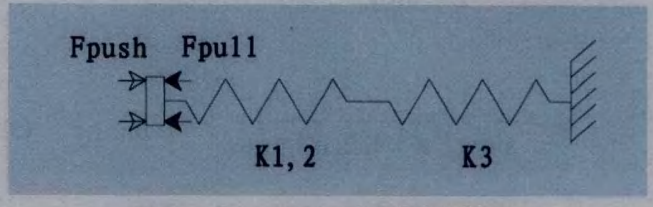


图 8　$K_{1,2}$ 与 K_3 串联弹性模型

$$\frac{1}{K_{inside}} = \frac{1}{K_{1,2}} + \frac{1}{K_3}$$

其中 K_3 是塑料螺纹的刚度；

K_{insdie} 我们可称之电机内部的刚度。

塑料螺纹的刚度我们可以通过实验测试测得为 $5/3\ N/um$，得出塑料螺纹的载荷－位移关系式：

$$F_3 = 5/3 * \delta_3 \cdots \text{N} \quad (18)$$

同样画出式 18 的曲线，如图 9，简称曲线 2。

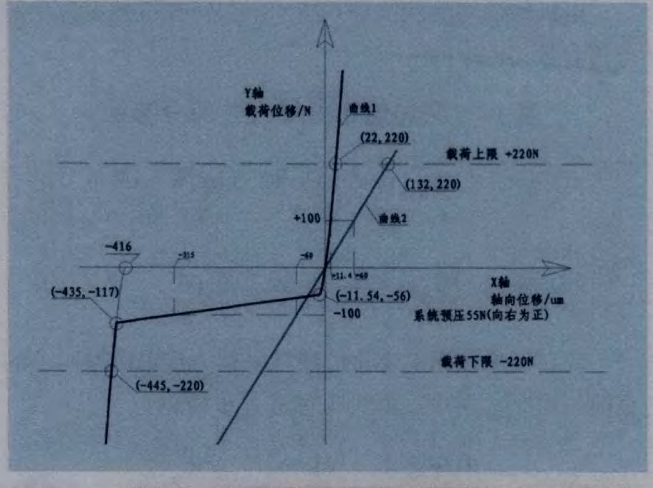


图 9　传统步进直线电机内部载荷－位移曲线

图 9 直观地反映了电机内部载荷－位移关系，如已知一定的推拉力，我们很快可以知道电机内部的轴向位移量。（注，暂不考虑螺杆长度压缩等等外部变形量）。

通过图解法，分别求出电机螺杆承受 100N 的推或拉时，单电机内部位移量：

$$\delta_{Inisde+100} = 11.4 + 60 = 71.4 \cdots \text{um}$$

$\delta_{Inisde-100} = -315 - 60 = -375$ …um

可见双向轴向位移量相当大。

计算施加 100N 推力时的电机内部刚度：

$$K_{inside+100} = \frac{F_\nabla}{\delta_\nabla} \approx \frac{100-0}{71.4-0} = 1.4 \text{ …N/um} \quad (19)$$

此时反向误差：

$B = \delta_{Inisde+100} - \delta_{Inisde-100} = 498$ …um

看图 6，当拉力超过 56N 后，位移量陡增，即预紧失效。

如果再考虑到电机螺杆的刚度 K_s，外部负载固定座刚度等等，分析方法一样如上，一般情况下为串联弹性模型：

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_{inside}} + \frac{1}{K_s} + \cdots \text{N/um}$$

那么从上面公式可以看出，如果系统中出现一个刚度值低于其他，系统总刚度 K 值靠近这个最小值，相应轴向位移量 δ 会加剧增加。

一般情况下短螺杆的刚度 K_s 比 K_{inside} 大很多。如外径 6mm，底径 5.1mm，安装长度 65mm 的丝杆，安装方式为固定－自由，我们计算其刚度可按下列公式：

$$K_s = \frac{A*E}{1000*L} \cdots \quad (20)$$

其中 A：丝杠轴的断面面积

$$A = \frac{\pi}{4} * d_1^2$$

d_1：丝杠轴螺纹小径

E：杨氏模量（$2.06X10^5$ N/mm²）

L：安装间距

代入数据，得出 $K_s \approx 65 >> K_{inside+100} = 1.4$

那么系统总刚度 K 值会低于 1.4，相当低。

4 传统直线步进电机的位置精度

一般定位系统的位置精度包括定位精度、重复定位精度及反向误差三部分[2]。系统刚度过低必然导致反向误差大，如果加上无消除自由间隙的滑动丝杆，那么反向误差更大，它会造成工作台定位误差，甚至造成整个系统振荡。如不加以补偿，双向负载时重复定位就差，它影响定位的一致性。同样系统也易受外部摩擦阻力、消隙摩擦阻力、温度等等变化的干扰，导致系统不稳定，单向定位精度也会差。

所以要保证整个系统的位置精度，需要合理的配置各部件的刚度，单个刚度多大或太小都是不合理的。如图 2，即使预紧弹簧(图 2 零件 3)换成硬平垫，改善了双向负载，但也改变不了整体刚度依然低的现实，因为塑料螺纹的刚度 K_3 太低了，系统总刚度 K 高不起来。

据上述分析，应用传统直线步进电机的定位系统的位置精度就毁在短板 K_{inside} 上，首先提高电机内部刚度 K_{inside}。

另外传统直线步进电机采用的是滑动丝杆，效率低，丝杆副磨损大，加剧了自由间隙，寿命必然低，满足不了长期工作的设备使用，有必要改进。

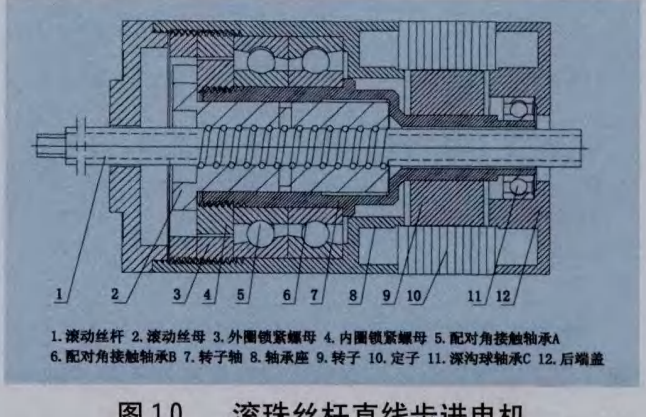
5 新型直线步进电机的结构特点

在此我们可以借鉴伺服结构的特点。

如图 1，伺服定位系统的直接联接式，由于采用配对轴承，滚珠丝杆副，联轴器隔离，系统刚度强，如果加上全闭环或半闭环控制进行导程误差补偿、反向间隙的补偿，运行的位置精度较高，磨损小，寿命长。当然在市面上也有类似于伺服的全闭环或半闭环控制的步进定位系统。但是由于全闭环或半闭环控制所需要编码器、相对复杂的伺服放大器或步进驱动器、控制器，因而价格高、占用空间不小[3]。

本设计各取所长，用易于控制、价格不高的步进电机作为本体，又整合高精度滚动丝杆副，配对角接触轴承等零部件，优化结构，提高刚度，提升设计寿命。

设计之初想沿用旧结构，只将两个深沟 628/8 轴承换成角接触轴承，但综合考虑了转子轴尺寸限制，丝母长度导致机体太长等问题，最后借鉴伺服机构常见的丝杆安装方式：背靠背轴承固定加深沟球浮动支撑。以这样的安装方式架住转子轴。设计初稿结构如图 10：



1. 滚动丝杆 2. 滚动丝母 3. 外圈锁紧螺母 4. 内圈锁紧螺母 5. 配对角接触轴承A
6. 配对角接触轴承B 7. 转子轴 8. 轴承座 9. 转子 10. 定子 11. 深沟球轴承C 12. 后端盖

图 10 滚珠丝杆直线步进电机

其中丝母固定在内圈锁紧螺母上，组合轴承内圈锁死在转子轴上，外圈固定在轴承座上。当电机定子绕组通上驱动电流，产生旋转磁场，驱动永磁体转子旋转，由于转子轴与转子是固成一体的，转子轴也会旋转，通过组合轴承内圈和内圈锁紧螺母传递到丝母法兰上，丝杆在机构引导下向前或向后直线运动，输出一定的推力或拉力。

设计采用带垫片拉伸型预压双丝母，以消除丝母内部自由间隙，同时提高丝母刚度。初期采用 KSS 的 FSBS0602A 丝母，配上 C3 级丝杆。刚度选择要兼顾刚度与寿命，预紧过大，摩擦发热加剧，丝杆副寿命损失大。取预紧力为 10% 额定动负荷，预紧刚度 116 N/um。丝杆副基本参数，见表 2：

表 2　丝杆副基本参数

丝母型号	丝杆型号	导程 Ph(mm)	丝杆底径 d0(mm)	丝杆外径 d2(mm)
FSBS0602A	0602-100C3	2	5.1	6
钢球直径 Da(mm)	额定动负荷 CaN	额定静负荷 CoaN	K(N/um)	正效率
1	750	1200	116	0.92

安装时须注意，由于丝杆副采用了拉伸型预压双丝母，所以丝杆径向摆动微小，因此应用中要求电机的丝杆与直线导杆(轨)的平行度较高。

表 3　7904A5DB 轴承基本参数

轴承代号	额定动负荷 CN	额定静负荷 CorN	极限转速(rpm)油脂
7904A5DB	10700	8100	19000
钢球直径 Dw(mm)	单轴承钢球数 Z	预紧等级 MN	作用点距离 a0(mm)
4.762	11	78	22.3

为了提高承载轴承的双向负载刚度，起初考虑使用固定端采用轴向刚度极强的大锥角配对圆锥滚子轴承，因为步进电机转速慢，一般小于 2000rpm，负载也不大，但是市场没有这么小的轴承。所以改选 NSK 配对 7904A5DB，预紧等级 M 级 78N。7904A5DB 轴承基本参数，见表 3。

配对角接触轴承的刚度计算，参考 NSK 滚动轴承技术手册，这里不作赘述，直接运用结论公式：

$$K_b \approx \frac{2.83 * F_{a0}}{\delta_{a0}} \cdots \mathrm{N/um} \tag{21}$$

其中 δ_{a0} 为单个轴承预压轴向位移量。

F_{a0} 为预紧力，预紧等级 M 级，预紧力为 78N。

δ_{a0} 计算参考轴承 1 方法，并按公式 3，求得：

$$\delta_{a0} = 3.82 \cdots \mathrm{um}$$

$$\text{则 } K_b = \frac{2.83 * F_{a0}}{\delta_{a0}} = \frac{2.83 * 78}{3.82} \approx 58 \cdots \mathrm{N/um} \tag{22}$$

背对背组合配置的优势就是可以承受两个方向的轴向负荷，并且压力作用点间距大，因此，刚度较大，可以承受倾覆力矩[4]。

浮动端轴承采用深沟球 628/9-Z，在转子轴的后端仅作径向支承，并必须允许轴具有微小的轴向位移，使轴承之间不会产生相互的作用力，这样避免了由于加工误差、工作温度的升高造成顶死轴承的问题，也利于装配。

6　建立弹性模型以及与传统直线步进电机的对比

现在我们按照前面研究传统步进直线电机内部刚度的方法，来分析新型直线步进电机。

结合图 10，电机推动或拉动负载时，滚珠丝杆副丝母，7904A5DB 轴承会产生一定的轴向形变，导致螺杆相对机体位置轴向窜动，所以在一定范围内滚珠丝杆副丝母、7904A5DB 轴承以看成具有某种轴向刚度的弹性体。

滚珠丝杆副丝母与 904A5DB 轴承一起承受同一轴力，即 $F = F_n = F_b$，并且电机内部总位移量为各自分量之和，即 $\delta_{inside} = \delta_n + \delta_b$，可建成线性串联弹性模型，如图 11。

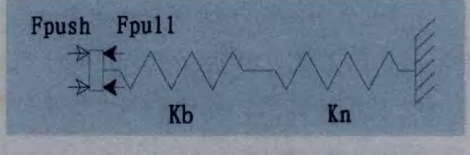


图 11　K_b 与 K_n 串联弹性模型

$$\frac{1}{K_{inside}}=\frac{1}{K_b}+\frac{1}{K_n}\cdots \tag{23}$$

其中 K_{inside} 为电机内部刚度；

K_b 与 K_n 代入式 23，得

$$K_{inside}=(\frac{1}{116}+\frac{1}{58})^{-1}=38.5\cdots \text{N/um}$$

由于在外部轴向力 $F=0$ 时，$\delta_{inside}=0$；

所以电机内部的载荷－位移关系式：

$$F=\delta_{inside}*K_{inside}=38.5*K_b\cdots \text{N} \tag{24}$$

现在制作电机内部的载荷－位移曲线图 12：

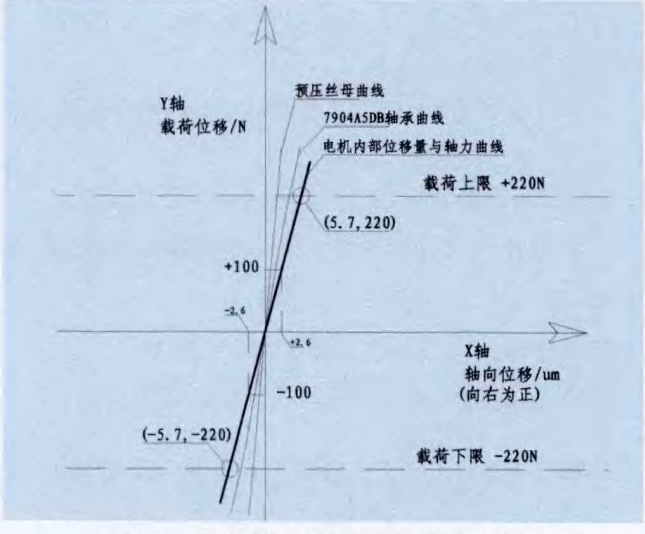


图 12　电机内部载荷－位移曲线

同样电机螺杆承受 100N 的推或拉时，我们通过图解法，可分别求出，单电机内部位移量：

$\delta_{Inside+100}=2.6\cdots \text{um}$；

$\delta_{Inside-100}=-2.6\cdots \text{um}$；

可见轴向位移量很小。

此时反向误差即为

$B=\delta_{Inside+100}-\delta_{Inside-100}=5.2\cdots \text{um}$

新型电机内部载荷－位移曲线双向对称分布，内部刚度很高，反向误差相当小，适合双向负载。

如果再叠加一短螺杆的刚度 K_s，如外径 6mm，底径 5.1mm，安装长度 65mm 的丝杆，安装方式为固定－自由，$K_s\approx 65$，与 $K_{inside}\approx 38.5$ 相差不大，匹配合理。

按照图 3 的安装方式，系统总刚度要考虑配对轴承抵靠的转子轴台阶的刚度，内外圈锁紧螺母的刚度，丝母法兰的刚度等，但由于这些钢制或铝制的零件短而宽，刚度相当的高，影响不大。

系统总刚度可近视取：

$$K\approx(\frac{1}{K_{inside}}+\frac{1}{K_s})^{-1}\approx 24\cdots \text{N/um} \tag{25}$$

(注：温度变化不大，外部安装支架刚度很好的情况下)。

将式 25 对比式 19，可见新设计的刚度相比传统直线步进电机有很大的提高，那么位置精度就有了保障。

设计采用 C3 级丝杆导程 2mm。电机采用高分辨率定转子，一步 0.9 度，转一圈 400 步。所以电机物理分辨率达到 0.005mm。如采用 5 相高分辨率电机，一步 0.36 度，一圈 1000 步，则电机物理分辨率达到 0.002mm。

滚珠丝杆的传动效率高达 92%，磨损相当的小，传动效率高。

设计最大推力为 200N，设计寿命按照 20mm/s 的最高速，双向负载推拉力 50N，L_{10h} 达 10000 小时以上，如 50mm 行程，最小定位精度可达 10um。完全满足市场上如 PCB 丝网印刷精密微调平台、高密度贴片 LED 点胶机等设备所需高精度、高寿命要求。这是传统滑动丝杆直线步进电机无法企及的。

7　新型直线步进电机的设计验算

现在我们通过 PCB 丝网印刷机精密微调平台的 X，Y 轴应用案例来分析验算新型电机位置精度、寿命等等，系统结构如图 3。

客户的要求如表 4：

表 4　精密微调平台应用要求

应用情况	指标要求	单位
运送方向（水平、垂直、其他）	水平	
运送质量 m（kg）	50	kg
工作台导向方法（滑动、滚动）	滚动	
导向面上的摩擦系数 μ（—）	0.1	
导向面的阻力 f（N）	5	N
轴向外部负荷 F（N）	无	
希望寿命时间 Lh（h）	8000	h
行程长度 l S（mm）	50	mm
操作速度 Vmax（m/s）	0.020	m/s
加速度(m/s2)	0.4	m/s2
定位精度（mm）	0.02	mm
反复定位精度（mm）	0.005	mm
无效行程（mm）		mm
最小进给量 s（mm/脉冲）	0.005	mm

验算过程分：轴向负荷及运行距离、额定寿命、位

置精度、惯量、旋转扭五个主要部分，具体过程如下：

1.轴向负荷及运行距离

轴向负荷

去路加速时

$$F_{a1}=\mu*m*g+f+m*a=75N$$

去路等速时

$$F_{a2}=\mu*m*g+f=55N$$

去路减速时

$$F_{a3}=\mu*m*g+f-m*a=35N$$

返程加速时

$$F_{a4}=-\mu*m*g-f-m*a=-75N$$

返程等速时

$$F_{a5}=-\mu*m*g-f=-55N$$

返程减速时

$$F_{a6}=-\mu*m*g-f+m*a=-35N$$

作用在滚珠丝杠上的最大轴向负荷如下所示：

$$F_{aMAX}=F_{a1}=75N$$

运行距离

a.加速时的运行距离

$$l_1,l_4=\frac{V_{\max}^{\ 2}}{2*a}=\frac{0.02^2}{2*0.4}=0.0005m$$

b.等速时的运行距离

$$l_2,L_5=L-2*\frac{V_{\max}^{\ 2}}{2*a}=0.05-2*0.0005=0.049m$$

c.减速时的运行距离

$$l_3,l_6=\frac{V_{\max}^{\ 2}}{2*a}=\frac{0.02^2}{2*0.4}=0.0005m$$

根据以上条件，轴向负荷和运行距离的关系如下表5所示：

表5　轴向负荷和运行距离的关系

动作	轴方向负荷 F_{aN} (N)	运行距离 l_N (m)
No.1：去路加速时	75	0.0005
No.2：去路等速运动时	55	0.049
No.3：去路减速时	35	0.0005
No.4：返程加速时	-75	0.0005
No.5：返程等速运动时	-55	0.049
No.6：返程减速时	-35	0.0005

参考THK直线运动技术手册公式，并带入表5数值，得到轴向平均负荷：

$$F_m=\sqrt[3]{\frac{F_{a1}^{\ 3}*l_1+F_{a2}^{\ 3}*l_2+F_{a3}^{\ 3}*l_3}{L}}=$$

$$\sqrt[3]{\frac{75^3*0.0005+55^3*0.049+35^3*0.0005}{0.05}}\approx 55N$$

2.额定寿命

滚珠丝杆的寿命计算公式[1]如下：

$$L_{10h}=(\frac{C_a}{f_w*F_a})^3*\frac{10^6}{60*N}=(\frac{C_a}{f_w*(F_m+F_x)})^3*\frac{10^6}{60*N}$$

(式26)其中 L_{10h}：工作寿命时间；

C_a：基本动额定负荷载，查图8得 $C_a=750N$，

F_a：承载轴向负载；

F_x：负载时，其中有放松趋势的丝母剩余预紧力；

f_w：负荷系数，步进电机取1；

N：每分钟转速，此处按 $600rpm$ 最大速度。

本设计丝母预紧力 F_0 为基本动额定负载 C_a 的10%，即75N，设计最大负载200N<3* F_0，F_x 值很难计算，在此取：$F_x=50\%F_0\approx 38N$。

将已知参数，代入滚珠丝杆寿命公式26得：

$$L_{10h}=(\frac{750}{1*(55+38)})^3*\frac{10^4}{60*600}=14500h$$

轴承的基本额定寿命计算的原理与滚珠丝杆是一样的。按照机械手册轴承寿命计算公式(略)，得7905ADB轴承寿命为：

$$L_{10h}\rightarrow 10Wh$$

滚珠丝杆寿命比轴承寿命低，取滚珠丝杆寿命为电机寿命.

$$L_{motor}=14500h>8000h。$$

3.位置精度

由于采用导程2mm的C3级丝杆。

导程精度为8/100，按照行程50mm计算，丝杆的导向精度为4um；无自由间隙。

如图3所示丝杆一端固定于负载座子上，一端被丝母推或拉，此种受力方式，可看成固定—自由的安装方式，考虑丝母前部分的空间大概有15mm，则安装长度按 $50+15=65mm$

按前述螺杆刚度公式20，可得丝杆轴向刚度 $K_s\approx 65N/um$.

则系统的刚度，按式25计算得：

$$K \approx (\frac{1}{K_{inside}} + \frac{1}{K_s})^{-1} = (\frac{1}{38.5} + \frac{1}{65}) \approx 24N/um$$

丝杆定位后，受导向机构的阻力推或拉，大小为

$$F = \mu * m * g + f = 55N$$

反向误差：

$$B = 2 * \frac{F}{K} = 2 * \frac{55}{24} \approx 5um$$

定位精度等于 $4+5=9um$ 。

电机采用一圈 400 步高分辨率定转子，电机物理分辨率 5um。

重复定位精度无法计算，实测 5um。

4．惯量

通常电机转子惯量有必要具有作用在电机上惯量的 1/10 以上的惯量。

作用于电机上的惯性力矩：

$$J = (m + m_s) * (\frac{Ph}{2 * \pi})^2 * 10^{-6} = 5.07 * 10^{-6} kg.m^2$$

其中 m_s 为丝杆轴重量；

电机转子惯量包括配对轴承内圈、内圈锁紧螺母、丝母、丝母固定螺钉、转子、转子轴、深沟球轴承内圈。需要通过积分计算，此处略。直接写出结果

$$J_0 = 17 * 10^{-6} kg.m^2$$

则

$$\frac{J_0}{J} \approx 3.35 >> 0.1$$

虽然满足要求。

但是电机转子惯量过大会造成加速吃力，响应慢。此处还有待改进。

5．旋转扭矩

将滚珠丝杠的旋转运动转换成直线运动所需要的旋转扭矩，整个运动可用下列三式表示。

等速时：

$$T_t = T_1 + T_2 + T_4$$

加速时：

$$T_k = T_t + T_3$$

减速时：

$$T_g = T_t - T_3$$

其中 T_t 等速时需要的旋转扭矩；

T_1 外部负荷引起的摩擦扭矩；

T_2 滚珠丝杠的予压扭矩；

T_4 其它扭矩，如支撑轴承或油密封挡板等的摩擦扭矩；

T_k 加速时需要的旋转扭矩；

T_3 加速时需要的扭矩；

T_g 减速时需要的旋转扭矩；

计算过程可参考伺服电机丝杆选型方法，这里不再赘述：

$T_1 = 0.0173$ N.m；$T_2 = 0.0054$ N.m；

$T_3 = 0.0277$ N.m；$T_4 = 0.0053$ N.m.

那么代入前述三公式，得出结果：

$T_t = 0.0280$ N.m；$T_k = 0.0557$ N.m；

$T_g = 0.0002$ N.m.

其中 $T_k = 0.0557$N.m 最大，对应的直线速度是 20mm/s(脉冲 4000pps)，加速度 $0.4 m/s^2$.

考虑安全系数为 1.5。

$$T_{need} = T_k * 1.5 = 0.0557 * 1.5 = 0.08355 \text{ N.m}$$

通过步进电机的矩频特性曲线，如图 13，查询脱出力矩：

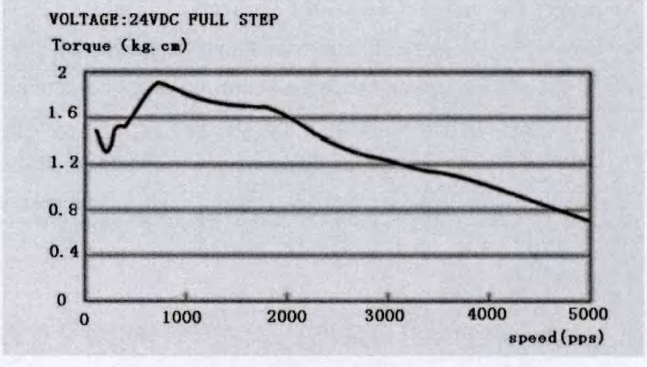


图 13　步进电机的矩频特性曲线

得出 4000pps 时，力矩：

$$0.1N.m > T_{need} = 0.08355N.m$$

另外丝杆短小，所受轴向力不大，无须校核压杆稳定；转速为 600rpm，速度相当的慢，无须校核极限转速。

综上所述，设计值满足要求。设计完成后，对样机的进行了测试，各项数据均达标。

实际应用中，系统的位置精度还受温度变化、驱动器载波电流波动、因步进电机线圈电阻差异、电感差异，电机安装支架刚度等等影响。

步进电机的驱动主要有恒压与恒流两种方式，特别

（下转第 45 页）

期的历史统计值[5]。最后通过 VD234 和 VD254 显示在 TD200 上。

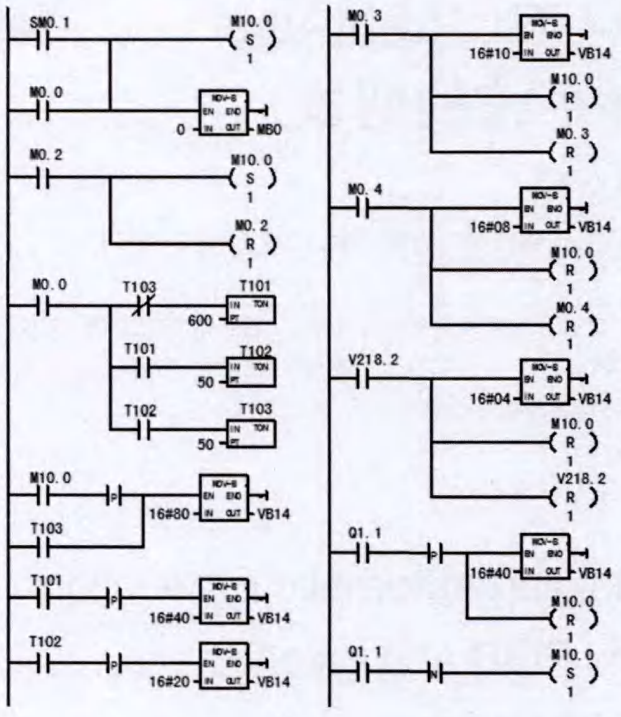


图 4　信息显示控制梯形图

5　结束语

经过实验室一年多的试运行，结果表明，蜂鸣器自动分检装置运行平稳，性能稳定，操作方便。说明以西门子 S7-200PLC CPU224 为核心处理器，以 T D200 显示面板为终端显示设备，所组成的控制系统，是一个高效而可靠的经济型控制系统。

参考文献：

[1] 廖常初.S7-1200PLC编程及应用[M].北京:机械工业出版社,2009.12:197-218.

[2] 西门子公司.SIMATIC TD 200操作员界面用户手册[Z].Siemens AG 1997版:2.1-4.5.

[3] 陈建洪.时序编程技术在交通信号灯上的应用[J]. 龙岩师专学报.2002(6): 32-33.

[4] 紫瑞娟,陈海霞.西门子PLC编程技术及工程应用[M].北京:机械工业出版社,2006.(8):126-135.

[5] 宋伯生.PLC编程理论.算法及技巧[M].北京:机械工业出版社,2006:487-499.

作者简介：陈建洪(1969 -)，男，副教授，主要从事自动控制及机电一体化方向的教学与与研究。

(上接第 41 页)

是恒流驱动，提速时，驱动器提供恒定电流给电机绕组，会出现某高速阶段功率较大，甚至超过标定功率。但速度再往上升，电机内部的电动势会阻止电流增大，导致力矩下降很快，曲线急剧下降(图 13 未显示)。所以步进电机不能用如交流电机这些恒功率电机的计算方法来简单的衡量。涉及速度 - 扭矩(或推力)选取时，要参考特定的考步进电机的矩频特性曲线。这里的特定包括：提供给驱动器的电源电压，电源容量，驱动方式是恒流载波还是恒压驱动等等。上述因素会影响矩频特性曲线。如驱动器供电电压增大，相应的有效驱动电流会增大，曲线上移。

图 13 步进电机矩频特性曲线是驱动脉冲频率 - 电机脱出力矩的关系曲线。测试使用设备：24V-6A 开关电源，L298+L297 恒力矩驱动器，控制器台达 DVP-12SC11T，海顿专用水平推力工装。

8　结束语

通过本次设计对电机位置精度的控制有了更为透彻的理解。合理的刚度是整个定位系统位置精度的基本，系统作为一个串联弹性模型，只要其中一个部件的刚度欠缺，就会导致整个系统的刚度差，必然导致位置精度的误差大。但盲目追求高精度，成本会上升；高刚度，势必造成摩擦阻力的增加，导致系统效率损失增大，寿命减低。因此设计必须根据实际应用的需求，来确定设计目标。

该新型直线步进电机主要针对目前市场上需要高精度，高寿命定位的设备以及潜在应用而开发，如 PCB 丝网印刷机平台精密微调，光谱仪正弦机构，高密度 LED 贴片点胶机器，医疗分析仪器等。

参考文献：

[1] 龚中华.数控技术.北京:机械工业出版社.2004.1.

[2] 李发海.王岩.电机与拖动基础.北京:清华大学出版社.1994.6.

[3] 史敬灼.步进电动机伺服控制技术.北京:科学出版社,2006.7.1.

[4] 王兴松.精密机械运动控制系统.北京:科学出版社.2009.8.

作者简介：言军(1981-)，男，应用工程师，从事电机研发。