

特种螺旋传动机构的研究*

梁锡昌 蒋建东 李润方 陈小安

(重庆大学机械传动国家重点实验室 重庆 400044)

摘要: 迄今为止, 机械工程界对螺旋传动机构仅研究和使用了输入旋转、输出直线运动的一面, 很少系统地研究其另一面, 即输入直线运动时, 输出旋转运动, 这也是一种基本传动。着重于研究这种传动的原理、传动计算、结构优化, 并针对工程应用实例进行关键结构参数的优化, 根据传动机构振动性能的要求, 利用 MCAE 软件的有限元分析模型对这种新型传动机构进行了动态性能的研究。

关键词: 特种滚动螺旋传动 有限元 动态性能

中图分类号: TH132

0 前言

螺旋机构是一种广泛应用的传动机构, 但是, 人们比较全面地研究了它的一个方面, 即输入旋转运动, 输出直线移动^[1]。它还有另外一面, 即输入直线运动, 输出旋转运动。后一种传动也是一种基本传动, 这里称为特种螺旋传动机构。经过多年的研究, 这种传动机构达到了工业应用阶段。

1 特种滚动螺旋传动原理及传动计算

按摩擦副形式的不同, 可以将特种螺旋传动机构分为特种滑动螺旋传动机构和特种滚动螺旋传动机构两大类。滑动摩擦副的耗损较大、传动效率较低, 而滚动摩擦因数较小, 约为 0.002~0.004。与滑动摩擦副相比, 滚动摩擦副有着明显的优势, 因此, 这里着重介绍特种滚动螺旋传动机构。

1.1 机构传动原理

图 1 是以 OO' 为轴线的特种滚动螺旋机构的展开图。当螺杆 1 在力 F 的作用下直线移动时, 经螺旋面上的钢球带动滚动螺母 2 作旋转运动 R , 特种螺旋机构相当于升角 α 很大的多头滚珠丝杆。

1.2 机构传动计算

(1) 运动计算

根据图 1 所示, 若螺旋套的中径为 D , 在推力 F 作用下, 螺旋轴移动 S 时, 由位移三角形可知, 螺旋套输出的转角 θ 为

$$\theta = \frac{2S}{D \tan \alpha} \quad (1)$$

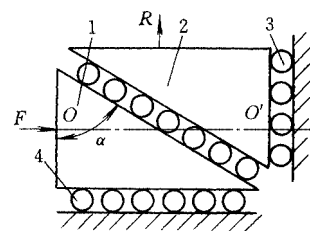


图 1 特种滚动螺旋机构展开图

1. 滚动螺杆 2. 滚动螺母 3. 止推轴承
4. 滚动花键, α ——机构的螺旋升角

由式(1)对时间 t 一次求导, 得到角速度 ω

$$\omega = \frac{2v}{D \tan \alpha} \quad (2)$$

(2) 动力计算

当螺旋轴受到力 F 时, 螺旋套中径上的圆周力 F_c 为

$$F_c = F \tan \alpha \quad (3)$$

考虑传动中的摩擦损失等因素, 设其传动效率为 η , 则螺旋套输出的转矩 M 为

$$M = \frac{\eta F D \tan \alpha}{2} \quad (4)$$

可以看出: 当 $\alpha > 45^\circ$ 时, 机构为增力传动机构, 当 $\alpha < 45^\circ$ 时, 机构为减速传动机构。

因此, 螺旋升角是影响这种机构性能的主要参数, 如图 2 所示。当机构的轴向输入行程一定时, α 设计得越大, M 及圆周力 F_c 越大; α 越大时, 输

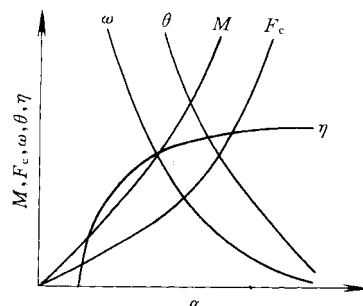


图 2 机构性能与螺旋升角的关系

* 国家自然科学基金 (50275153) 和国家 863 基金 (423140) 资助项目。
20021017 收到初稿, 20030407 收到修改稿

出的转角 θ 及 ω 越小。当 α 很小时，如 α 等于滚动摩擦角时，这种机构的效率为 0，随着 α 的增大，其传动效率可升至 0.98。

2 特种滚动螺旋传动机构的结构设计

2.1 串行特种滚动螺旋传动机构

图 3 为特种滚动螺旋传动机构^[2]的结构。螺旋副由螺杆、螺旋套及钢球组成。当外力 F 使螺杆轴向移动时，钢球在升角为 α 的螺旋槽内滚动，带动螺旋套输出转动。为防止螺旋套轴向移动，需配置止推轴承；为防止螺杆转动，需配置滚动花键副(由直花键轴、直花键套和钢球组成)。螺杆与直花键为一整体。直花键套固定在机座上，工作时固定不动。由于特种滚动螺旋机构产生很大的输出力矩，因此，它会产生很大的反作用力矩，反作用力矩由螺旋套传给螺杆、花键轴，再传给直花键套，最后传到机座上。

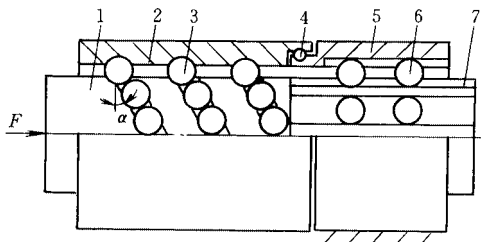


图3 串行特种滚动螺旋传动机构

- 1. 螺杆 2. 螺旋套 3, 6. 钢球 4. 止推轴承
- 5. 直花键套 7. 直花键轴

这种将螺旋副和花键副沿轴向布置的结构，称为串行特种滚动螺旋结构。串行结构的优点是径向尺寸很小，适合于径向尺寸受限制的场所。

2.2 并行特种滚动螺旋机构

图 4 为螺旋副和花键副沿径向布置的方案，称为并行结构^[3]。图中内套和中间套上的直花键及钢球组成花键副；中间套的外圆面和外套的内壁做有螺旋槽，中间套和外套、钢球组成螺旋副。在轴向力 F 的作用下，中间套轴向移动，从而经钢球带动外套输出转动；端盖固定在机座上，内套固定在端盖上，外套通过止推轴承固定在端盖上。止推轴承限制外套只能转动不能移动，花键副限制中间套只能移动而不能转动。并行结构的优点是机构的长度较短，但外径相对较大。

2.3 串行双特种滚动螺旋机构

设若将直花键副做成螺旋副，得到在一定的移动距离时，输出转角倍增的双特种滚动螺旋传动机构。图 5 为串行布置双滚动螺旋机构，第二螺旋副的旋向与第一螺旋副相反，螺旋升角为 β 。这样，

当外力 F 作用在端面上时，经止推轴承使螺杆轴向移动，由于第二螺旋副的外套固定在机座上不动，此时螺杆将绕自身轴线转动。

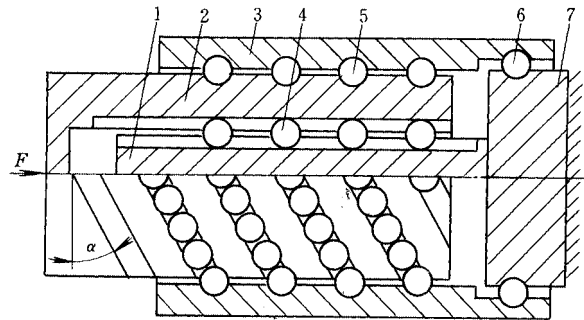


图4 并行特种滚动螺旋机构

- 1. 内套 2. 中间套 3. 外套 4, 5. 钢球
- 6. 止推轴承 7. 端盖

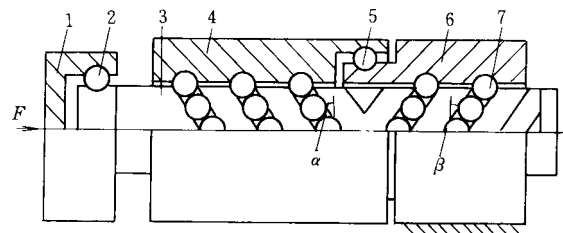


图5 串行双特种滚动螺旋机构

- 1. 端面 2. 止推轴承 3. 螺杆 4. 螺旋套
- 5, 7. 钢球 6. 外套

设螺杆仅作移动，当移动一段距离后，输出外套的转角为 θ_1 。再加上螺杆在沿轴向移动同样距离时还要转过 θ_2 ，所以，输出外套的转角为 $\theta_1 + \theta_2$ 。

2.4 并行双特种滚动螺旋机构

并行布置的双特种滚动螺旋传动机构如图 6 所示。当轴向力 F 经止推轴承推动中间套轴向移动时，中间套与内套组成的螺旋副将推动中间套转动，中间套与外套又组成螺旋副，同理，外套输出的转角等于两套螺旋副输出转角之和。

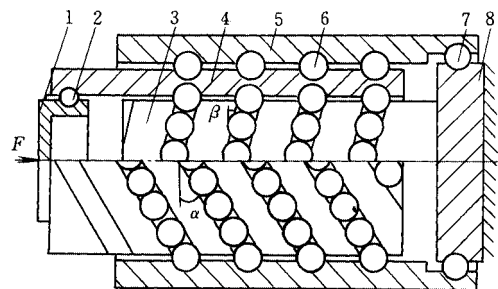


图6 并行双特种滚动螺旋机构

- 1. 端面 2. 止推轴承 3. 内套 4. 中间套
- 5. 外套 6, 7. 钢球 8. 端盖

3 特种滚动螺旋传动机构实例的实体模型

根据某工程应用实际，设计加工出串行特种滚动螺旋传动机构的样机如图 7，全长为 315 mm，直

径为 75 mm, 螺旋升角为 70° , 螺旋头数为 14, 钢球直径 5 mm, 粒数为 70, 额定输出转矩 3 360 N·mm。输入轴由液压缸驱动。在 SUN 工作站上利用 MCAE(Mechanical computer aided engineering) 软件进行三维实体造型, 机构上的耳片 A、B、C、D 与机座固连, 由耳片 E、F 输出摆动。

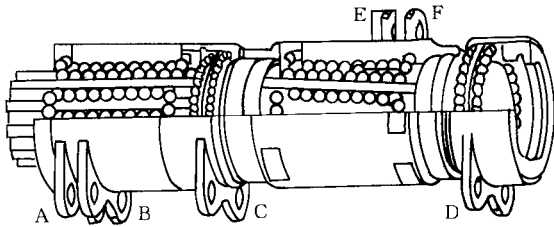


图 7 实例机构三维实体模型

4 特种滚动螺旋传动机构实例关键参数的设计优化

上述设计的优化目标是: 输出转矩 M 尽可能大, 长度尽可能短, 重量尽可能轻。大致上看, 特种滚动螺旋传动机构的重量与长度成正比关系, 所以长度和重量目标可以统一为长度目标。

本机构的设计优化是一个多目标优化问题, 应根据不同的设计情况对输出转矩和机构长度的侧重不同, 采用线性加权法把两个目标函数加起来作为总的目标函数。总的目标函数为

$$F(D, d, d_i, \alpha, p, l, \eta) =$$

$$W_1 M(D, d, d_i, \alpha, \eta, p) + W_2 L(l, d_i, \alpha) \quad (5)$$

$$\begin{cases} M = \frac{\pi(D^2 - d^2)d_i p \eta \tan \alpha}{8} \\ L = 2l + 3\pi d_i \tan \alpha \end{cases} \quad (6)$$

式中 $M(D, d, d_i, \alpha, \eta, p)$ ——输出转矩 M 的目标函数

$L(l, d_i, \alpha)$ ——机构长度 L 的目标函数

W_1, W_2 ——加权因子

D ——液压缸直径

d ——活塞杆直径

d_i ——螺旋副中径

p ——油压

α ——机构螺旋升角

η ——效率系数

l ——止推副长度

优化目标函数的主要约束条件:

(1) 螺旋升角 α 和输出转角 θ (由工程应用条件确定)的限制。它们的关系

$$\theta \leq \frac{2l}{d_i \tan \alpha}$$

(2) 由滚动轴承设计可知, 螺旋副的中径为

$$d_i = d_1 - 2\delta - d_2$$

式中 d_1 ——螺旋套外径

d_2 ——钢珠直径

δ ——钢柱与外套之间的间隙距离, 则滚动副齿数为

$$z = \frac{\pi d_i}{1.5d_2}$$

(3) 传动效率 η (设计中忽略滚道滚珠摩擦, 止推副传动效率设为 0.98)

$$\eta = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \rho)} \quad (7)$$

式中 ρ ——当量摩擦角

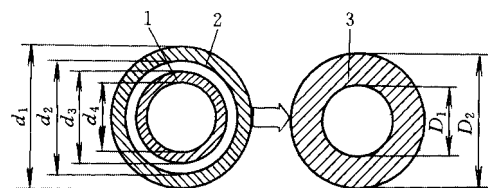
(4) 按照机构结构的强度和刚度条件决定的直旋套和螺旋套的壁厚的约束条件。

5 特种滚动螺旋传动机构实例的有限元简化模型

由于特种滚动螺旋传动机构实例的实际结构十分复杂, 要对其进行准确的分析十分困难, 这里对它做大量合理的简化后进行初步分析, 其分析结果仍具有较高的可信度, 从而达到把握整体性能的目的。

运用惯性等效原则和弹性等效原则, 得出相应的质量等效公式和弯曲刚度等效公式。然后将特种滚动螺旋传动机构从左到右人为地分割成若干段, 每一段用一段质量均匀分布的等截面梁代替, 每段梁的当量长度不变, 而其截面尺寸用等效公式计算, 这样可得到一根“非等圆(环)截面连续梁”, 这根梁的总质量和弯曲刚度与本机构的总质量和弯曲刚度基本相等。

由图 8 可见, 特种滚动螺旋传动机构分别由不同零件相连接和嵌套构成, 机构中段的划分主要是在零件横截面改变处和相嵌套的零件材料不同或不接触处进行, 简化措施主要有: ①不考虑间隙, 如滚珠与滚道间, 把滚珠质量平分于二计入相应的轴和套。②不考虑密封圈的影响。③各耳片处因截面



(a) 部分机构原截面

(b) 等效截面

图 8 机构某段截面等效转换图

突变而单独分段。④忽略众多细节，如零件的倒角和圆角等。

图 8a 为特种滚动螺旋传动机构的某一小段的横截面图，其材料有 1、2 两种；图 8b 为经等效原则后得到的悬臂梁的横截面图，3 为 1、2 两种材料转换后的等效材料。设等效前后的长度均为 l ， ρ_i 为材料密度， E_i 为弹性模量， S_i 为圆环横截面面积， m_i 为轴、套的质量。 I_i 截面惯性矩， k_i 为弯曲刚度 ($i=1, 2, 3$ ，为等效前后的三段轴和套的标号)。由质量、弯曲刚度等效原则可得

$$\begin{cases} m_1 + m_2 = m_3 \\ k_1 + k_2 = k_3 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \rho_1 S_1 l + \rho_2 S_2 l = \rho_3 S_3 l \\ E_1 I_1 + E_2 I_2 = E_3 I_3 \end{cases} \quad (8)$$

又因为

$$\begin{aligned} S_1 &= \pi(d_4^2 - d_3^2)/4 & I_1 &= \pi(d_4^4 - d_3^4)/64 \\ S_2 &= \pi(d_2^2 - d_1^2)/4 & I_2 &= \pi(d_2^4 - d_1^4)/64 \\ S_3 &= \pi(D_2^2 - D_1^2)/4 & I_3 &= \pi(D_2^4 - D_1^4)/64 \end{aligned} \quad (9)$$

所以

$$\begin{cases} \rho_1(d_4^2 - d_3^2) + \rho_2(d_2^2 - d_1^2) = \rho_3(D_2^2 - D_1^2) \\ E_1(d_4^4 - d_3^4) + E_2(d_2^4 - d_1^4) = E_3(D_2^4 - D_1^4) \end{cases} \quad (10)$$

若三种材料中至少有两种相同，则式(10)可进一步简化。对于多个零件嵌套的特种滚动螺旋传动机构小段，不论零件材料异同和是否接触，其简化原则相同，等效公式也可按此类推。运用等效公式(10)，经过大量的计算，机构实体模型共可得到 33 组梁截面参数，共 51 段等效梁。最后特种滚动螺旋传动机构简化为一根“非等圆环截面连续梁”，如图 9 所示。

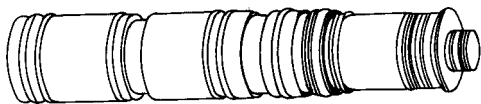


图 9 机构的有限元简化连续梁模型

6 特种滚动螺旋传动机构实例的有限元分析模型

获得图 9 所示的简化模型以后，在 SUN 工作站上应用 MACE 软件建立特种滚动螺旋传动机构的有限元分析模型。首先，利用有限元建模模块产生 33 个梁截面，以及在各段梁的两端分别产生 52 个节点；再次是从左到右，每两个节点间产生一个空间梁单元；最后施加边界条件，因为固有频率与载荷无关，所以边界条件只有约束条件。不施加约束条件时，每个节点有 x, y, z, xy, yz, xz 6 自由度，因此 52 个节点共有 312 自由度；特种滚动螺旋传动机构处于悬浮状态，有 6 个刚体模态，即沿 x, y, z 轴方向的三个平动和沿轴线的三个转动。

由于上述有限元分析模型的刚度阵 k 是奇异阵，因此在图 7 中，假设将 A、B、C、D 四个耳片固定在机座上，对它们施加位移约束，假定四个耳片处为刚性固定连接，将上述 8 个节点的 x, y, z, xy 4 自由度限死，允许位移为零。最后得出的有限元分析模型如图 10 所示。

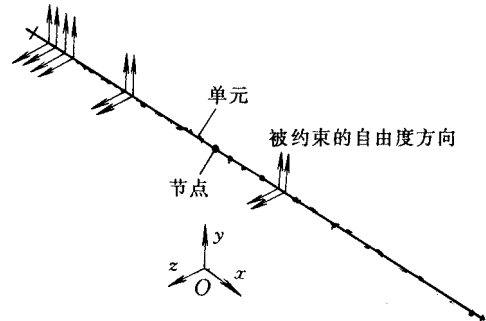


图 10 机构的有限元分析模型

7 特种滚动螺旋传动机构实例模态研究

特种滚动螺旋传动机构作为一种通用的传动驱动部件，其机构轻薄、工作环境恶劣、承受着强冲击和动载荷，因此机构必须要具有良好的动态性能。在实际工程应用中，特种滚动螺旋传动机构作为执行机构，它的振动环境主要是原动机噪声对机构的激励和工作环境下其他振动的激励等。

在设计阶段进行其动态性能的模式分析可以进行初步评价，并为结构动态优化设计指明方向。这里利用 MCAE 软件进行固有频率和固有振型的计算分析。

7.1 特种滚动螺旋传动机构的固有频率

设特种滚动螺旋传动机构的载荷谱的频率范围为 $0 \sim 2\,000$ Hz，因此采用同步矢量迭代法(SVI 法)，只需求出频率范围为 $0 \sim 10\,000$ Hz 以内的模态，以此为迭代求解的搜索范围。由以往的经验估计，特种滚动螺旋传动机构(简化模型)的固有频率较大，且全部模态总数为 280 个(总自由度减去约束死的自由度，即 $312 - 8 \times 4 = 280$)，故所需的 $0 \sim 2\,000$ Hz 范围内的模态肯定为全部模态的部分。最后求解共求得 8 个模态，其 8 阶固有频率见下表所示。

表 特种滚动螺旋传动机构的前 8 阶固有频率

模态阶数	固有频率 f /Hz	模态阶数	固有频率 f /Hz
1	1 892	5	4 738
2	1 892	6	4 738
3	3 461	7	7 889
4	3 461	8	7 889

7.2 特种滚动螺旋传动机构的固有振型

前 8 阶固有振型见图 11 所示。

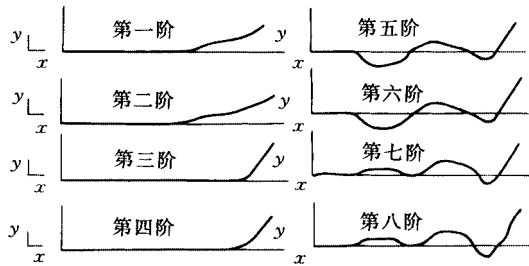


图11 机构的前8阶固有振型

动态性能的分析看出:

(1) 从上表看出, 特种滚动螺旋传动机构的一阶固有频率为 1 892 Hz, 落在载荷谱范围 0~2 000 Hz 内, 接近其上限 2 000 Hz, 满足此工程应用对机构的固有频率要求。

(2) 由图 7 看出, 因为简化梁模型关于 x 轴对称, 故其在 xy 平面和 xz 平面内的横向振动完全一样, 固有频率和固有振型成对出现。

以上的模态分析仅是初步分析和计算, 其固有特性的好坏还不能作出定性的结论, 这还有待于建立三维有限元的精确模型进行准确的计算, 并辅之机构样机的试验模态分析, 以使更加完善。

7.3 特种滚动螺旋传动机构动态特性测试

研制出样机后, 进行了样机的动态特性测试试验。试验系统由样机、脉冲激励锤(B & K2635)、压电加速度传感器(B & K4347)、电荷放大器(B & K2635)和动态分析仪(CF-355)组成, 分别在 A、B、C、D 四块固定耳片的 8 个节点上施加激励, 得到所需点的频响特性和相干函数, 如图 12 所示。虽然机构内部的螺旋轴存在较明显共振区, 主要与螺旋轴悬臂外伸、比较细长有关, 因此在外部附加支撑, 可以使该阶振动受到抑制, 整个机构的振动特性得到改善。

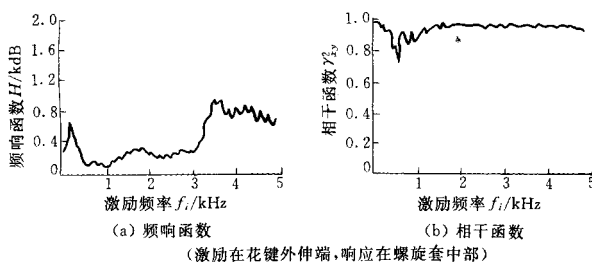


图12 样机的频响特性和相干函数

8 结论

特种滚动螺旋传动机构的优点如下。

- (1) 全圆周螺旋槽参与传动, 输出很大的力矩; 全滚动摩擦, 传动效率高。
- (2) 传动零件数少, 结构简单, 机构尺寸小。
- (3) 纯转矩传动, 并具有滚动轴承的功能。
- (4) 经实际样机的动态性能分析和动态性能试验表明, 机构具有良好的动态性能。

特种滚动螺旋传动机构的不足之处为: 它只能输出一定角度的摆动, 不能输出连续转动。

特种滚动螺旋传动机构适用于舰船舵面转动、各种飞行器的翼面转动、雷达的摆动、闸门和船舱门的开关等场合。

参 考 文 献

- 1 程光仁. 滚珠螺旋传动设计基础. 北京: 机械工业出版社, 1987
- 2 梁锡昌, 蒋建东. 一种直径很小的减速器. 机械传动, 2002, 26(1): 1~3
- 3 Liang X C. The research of the reducer based on R-S-R mechanism. In: ICMT, 2001: 352~355
- 4 螺旋减速器. 中国实用新型专利, ZL01256873.2

RESEARCH ON A SPECIAL SCREW TRANSMISSION MECHANISM

Liang Xichang Jiang Jiandong
Li Runfang Chen Xiaoran
(Chongqing University)

Abstract: Nowadays the screw transmission is studied and applied, but it is limited to one facet that the output member is linear motion when the input member is rotating motion. Little has been done for the opposite facet that the output member is rotating motion when the input member is linear motion, which is an elementary style of transmission. The principle of the transmission, kinesis, and an optimization of structure is studied mainly. As an example, the special ball screw transmission mechanism is optimized with key parameters and is trial-manufactured. On account of dynamic performances of the mechanism, the mechanism is studied with the method of the finite element model by the software MCAE.

Key words: Special ball screw transmission

Finite element

Dynamic performance

作者简介: 梁锡昌, 男, 1934 年出生, 教授, 博士生导师。