

超精密扭轮摩擦传动动力学研究*

罗兵 李圣怡

(国防科技大学机械电子工程与仪器系 长沙 410073)

李艾利

(国防科技大学航天技术系 长沙 410073)

摘要 为了进行超精密定位,人们提出了运用扭轮摩擦传动。本文针对这种结构对其传动原理与动力学特性进行了分析,得出了新的结论。

关键词 超精密定位,扭轮摩擦传动,摩擦传动

分类号 TH132.2

Dynamic Analysis of a Ultraprecision Twist-roller Friction Drive

Luo Bing Li Shengyi

(Department of Mechatronics and Instrumentation, NUDT, Changsha, 410073)

Li Aili

(Department of Aerospace Technology, NUDT, Changsha, 410073)

Abstract For ultraprecision positioning, the use of the twist-roller friction drive is proposed. In this paper, its structure and principle are analyzed, and new conclusion is reached.

Key words ultraprecision positioning, the twist-roller friction drive, friction drive

超精密定位一直是精密工程中的一项关键技术。为了实现超精密定位,人们广泛采用了摩擦传动,并在国内外的一些超精密机床与坐标测量机上得到应用。文献 [1] 介绍了一种扭轮摩擦传动机构 (Twist-roller friction drive), 它是将扭轮与驱动轴相交成一个非常小的角度 ($\theta \leq 10^{-3} \text{rad}$), 驱动轴的旋转运动通过摩擦力带动扭轮, 从而使扭轮在绕自身轴线旋转的同时, 也获得了沿驱动轴轴线方向的位移。然而文献 [1] 认为扭轮所受的摩擦力 F_d 的方向与驱动轴轴线垂直。如图1所示, 这样产生的摩擦力是无法使扭轮在驱动轴轴线方向运动的。显然, 对扭轮摩擦传动中力学现象的研究显得非常有必要。

1 扭轮摩擦传动原理

扭轮摩擦传动是摩擦传动的一种方式。图2为扭轮摩擦传动示意图。物体1为驱动轴, 质量为 m_1 , 半径为 r_1 , 且只能绕其自身轴线作定轴转动。物体2为扭轮, 质量为 m_2 , 半径为 r_2 , 其轴线与驱动轴轴线成一交角 θ 。扭轮与驱动轴间的正压力为 N , 摩擦系数为 μ 。扭轮可以绕其自身轴线转动, 但质心只能沿驱动轴轴线方向运动。假设所有的约束均为理想约束。

为分析方便, 设驱动轴与扭轮接触点为 A , 驱动轴上的 A 点为 A_1 , 扭轮上的 A 点为 A_2 。 A_1 点相对于驱动轴质心的线速度为 v_1 , A_2 点相对于扭轮质心的速度为 v_2 , A_1 点的绝对速度为 v_{A1} , A_2 点的绝对速度为 v_{A2} , 驱动轴的角速度为 ω_1 , 扭轮的角速度为 ω_2 , 质心 C 的速度为 v_c 。

* 国家自然科学基金资助项目

1997年9月29日收稿

第一作者: 罗兵, 男, 1971年生, 博士生

为了研究扭轮上的摩擦力情况, 设 A_2 点所受摩擦力为 F_{12} , 与 x 轴夹角为 β 。 A_1 点所受摩擦力为 F_{21} , 与 F_{12} 的方向相反。

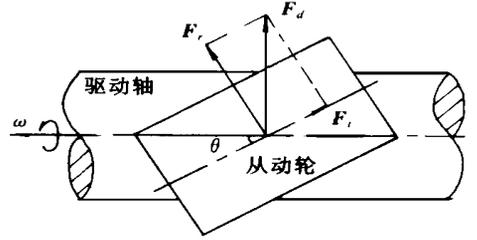


图1

下面分析扭轮的运动过程。

(1) 静止状态

驱动轴与扭轮都处于静止状态, 此时摩擦力为零。

(2) 初始运动状态

设驱动轴以角速度 ω 旋转, 此时

$$v_{A1} = v_1 = \omega r_1$$

$$\omega_2 = 0$$

$$v_2 = 0$$

$$v_c = 0$$

$$v_{A2} = v_2 + v_c = 0$$

扭轮上 A_2 点相对于驱动轴上的 A_1 点的速度:

$$v_{21} = v_2 - v_1 = -v_1$$

即与 v_1 速度方向相反。因此扭轮便获得了与 v_1 方向相同的摩擦力 F_{12} 。 F_{12} 作用在 A_2 点上, 向质心 C 点简化后得到主矢 $F = F_{12}$ 与主矩 $M = r_2 \times F$ 。简化后的主矢 F 与 y 轴垂直, 这就是原文所得出的结论。然而扭轮在 y 轴方向的加速度 $a_c = 0$, 由初始条件可知 $v_c = 0$ 。此时扭轮处于静止状态。

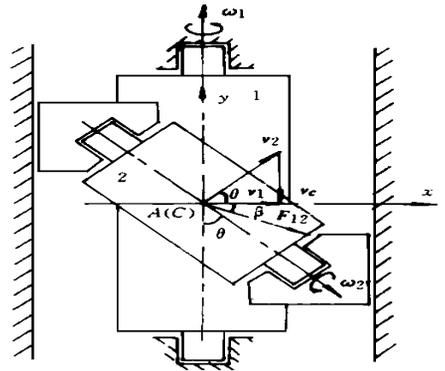


图2

(3) 驱动轴旋转, 扭轮旋转

摩擦力的方向总是与相对运动趋势方向相反, 在扭轮旋转起来之后, 摩擦力的方向将会改变。设扭轮角速度为 ω_2 , 则

$$v_2 = \omega_2 \times r_2$$

A_2 点的绝对速度

$$v_{A2} = v_2 + v_c = v_2$$

扭轮上 A_2 点相对于驱动轴上的 A_1 点的速度

$$v_{21} = v_2 - v_1$$

可以看出, v_{21} 在 y 轴上有了分量, 分量方向为 y 轴正方向。因此, 扭轮所受的摩擦力 F_{12} 在 y 轴上也有分量, 且分量方向为 y 轴负方向, 设为 F_y 。 F_y 使得扭轮在 y 轴上产生了一个平动的加速度 a_y ,

$$F_y = m_2 a_y$$

由于扭轮在 x 方向的运动被约束, 因此扭轮质心 C 的加速度为

$$a_c = a_y$$

从而实现了扭轮在驱动轴轴线方向的定位。

2 纯滚动时的摩擦力

假设扭轮处于运动状态, 此时 A_1 点的绝对速度:

$$v_{A1} = v_1$$

A_2 点的绝对速度:

$$v_{A2} = v_2 + v_c$$

纯滚动条件为

$$v_{A2} = v_{A1}$$

即

$$v_1 = v_2 + v_c$$

进一步有

$$\begin{aligned}v_c &= v_1 \tan \theta \\v_2 &= v_1 / \cos \theta\end{aligned}$$

系统只有一个自由度, 取系统的广义坐标为驱动轴转角 q , 则

$$\begin{aligned}v_1 &= r_1 \dot{q} \\v_2 &= r_1 \dot{q} / \cos \theta \\v_c &= r_1 \dot{q} \tan \theta\end{aligned}$$

若扭轮的轴向负载为 F_1 , 则系统的广义力

$$Q = M - F_1 r_1 \tan \theta$$

系统动能:

$$\begin{aligned}T &= \frac{1}{2} J_1 \omega_1^2 + \frac{1}{2} J_2 \omega_2^2 + \frac{1}{2} m_2 v_c^2 \\&= \frac{1}{4} m_1 v_1^2 + \frac{1}{4} m_2 v_2^2 + \frac{1}{2} m_2 v_c^2 \\&= \frac{1}{4} m_1 r_1^2 \dot{q}^2 + \frac{1}{4} m_2 r_1^2 \dot{q}^2 / \cos^2 \theta + \frac{1}{2} m_2 r_1^2 \dot{q}^2 \tan^2 \theta \\&= \left(\frac{1}{4} m_1 r_1^2 + \frac{1}{4} m_2 r_1^2 / \cos^2 \theta + \frac{1}{2} m_2 r_1^2 \tan^2 \theta \right) \dot{q}^2\end{aligned}$$

$$\text{令 } J = \frac{1}{2} m_1 r_1^2 + \frac{1}{2} m_2 r_1^2 / \cos^2 \theta + m_2 r_1^2 \tan^2 \theta$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} = J \dot{q}, \quad \frac{\partial T}{\partial q} = 0$$

根据拉格朗日方程

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} = Q$$

$$\text{有: } Q = J \ddot{q}$$

对于驱动轴, 有如下方程:

$$M - F_{12} \cos \beta r_1 = J_1 \ddot{q} \\ F_{12} \cos \beta = \frac{Q}{J} \left(\frac{1}{2} m_2 r_1 / \cos^2 \theta + m_2 r_1 \tan^2 \theta \right) + F_1 \tan \theta$$

对于扭轮, 有如下方程:

$$\begin{aligned}F_{12} \sin \beta - F_l &= m_2 r_1 \ddot{q} \tan \theta + F_l \\F_{12} \sin \beta &= m_2 r_1 \ddot{q} \tan \theta + F_l \\&= \frac{Q}{J} m_2 r_1 \tan \theta + F_l\end{aligned}$$

设

$$F_x = F_{12} \cos \beta$$

$$F_y = F_{12} \sin \beta$$

则有

$$F_x = \frac{Q}{J} \left(\frac{1}{2} m_2 r_1 / \cos^2 \theta + m_2 r_1 \tan^2 \theta \right) + F_1 \tan \theta$$

$$F_y = \frac{Q}{J} m_2 r_1 \tan \theta + F_l$$

显然, $F_x > 0$, $F_y > 0$ 。因为 F_{12} 是静摩擦力, 故

$$F_{12} \leq N \mu.$$

可以看出, 静摩擦力并不是全部提供给扭轮作平动, 而仅仅是一个分量 F_y 。不难看出, 摩擦力 F_{12} 与 x 轴夹角 β 是变化的, 随着负载 F_l 的不同而改变。在 $F_l \leq N \mu \cos \theta$ 的情况下, 系统总能保持动态平衡, 即维持纯滚条件。这里, 所谓的动态平衡指的是, 一旦平衡被打破, 静摩擦力的方向会改变, 然后达到新的平衡。

3 讨论

$$\text{当 } F_l = 0, \quad q_{\max}^{\circ} = \frac{M}{J}, \quad \beta_{\min} = \arctan \frac{2 \tan \theta}{1 + 3 \tan^2 \theta}$$

$$\text{当 } F_l = N \mu \cos \theta, \quad q_{\min}^{\circ} = 0, \quad \beta_{\max} = \frac{\pi}{2} - \theta$$

当 $F_l > N \mu \cos \theta$ 时, 扭轮与驱动轴就会产生滑动。因此可以认为, 扭轮摩擦传动系统所能够提供的最大推力为 $F = N \mu \cos \theta$, 这为扭轮摩擦传动系统的大功率输出提供了理论依据。

4 结论

本文在全面分析扭轮摩擦传动过程中得出了新的结论, 认为:

(1) 提供扭轮摩擦传动运动的摩擦力方向是变化的。最初的摩擦力在垂直与驱动轴轴线方向, 扭轮首先产生转动, 在扭轮转动起来之后, 摩擦力的方向随之发生改变, 并且在驱动轴轴线方向产生出一个分量, 这使得扭轮在驱动轴轴线方向上进行定位成为可能。

(2) 扭轮与驱动轴之间的正压力产生的摩擦力, 并不完全提供给扭轮用作在驱动轴轴线方向运动的动力, 而仅仅是摩擦力的一个分量, 这是因为扭轮的旋转同样需要动力。理论计算表明, 系统所能够提供的最大推力为 $F = N \mu \cos \theta$, 这对于扭轮的强度设计有一定的参考价值。

参考文献

- 1 Mizumoto H, Nomura K, Matsubara T, Shimizu T. An ultraprecision positioning system using a twist-roller friction drive. Journal of the American Society for Precision Engineering, 1993, 15: 180~184