

非圆钢带传动原理及误差分析

邓旭^{1,2,3} 袁野¹ 张凯^{1,2} 吴清文^{1,2,3}

(1 中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130033)

(2 中国科学院大学 材料与光电研究中心, 北京 100049)

(3 中国科学院 空间光学系统在轨制造与集成系统重点实验室, 吉林 长春 130033)

摘要 针对一种柔性基座中的钢带传动装置传动比误差较大的问题, 对其传动原理和传动规律展开了分析。对带轮的非圆廓形进行计算, 得到钢带传动的理论传动比和钢带受力特点; 采用有限元仿真对钢带传动进行模拟, 分析了钢带局部塑性弯曲和螺钉孔处应力集中对理论传动比的影响; 对柔性基座的实验数据进行误差分析, 并对比了实验数据与仿真数据, 两者具有较好的相符性。研究中重点分析了带轮廓形、钢带局部塑性变形和钢带弹性变形对传动比的影响, 提出了改进方案, 使得钢带传动成为精确传动。

关键词 钢带传动 传动比 有限元仿真 误差分析

Principle and Error Analysis of Non-circular Steel Belt Transmission

Deng Xu^{1,2,3} Yuan Ye¹ Zhang Kai^{1,2} Wu Qingwen^{1,2,3}

(1 Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China)

(2 Research Center for Materials and Optoelectronics, University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

(3 Key Laboratory of Orbit Manufacturing and Integration System for Space Optical System, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China)

Abstract Aiming at the problem that the transmission ratio error of a steel belt transmission device in a flexible base is large, the transmission principle and transmission law of the steel belt transmission device are analyzed. Firstly, the non-circular profile of the belt pulley is calculated, and the theoretical transmission ratio and the force characteristics of the steel belt are obtained. Then, a finite element simulation is used to simulate the steel belt transmission, and the effects of local plastic bending of the steel belt and stress concentration at the screw hole on the theoretical transmission ratio are analyzed. Finally, the error analysis of the experimental data of the flexible base is carried out, and the comparison of the experimental data and the simulation data shows that the two have a good agreement. In this study, the influence of belt profile, local plastic deformation and elastic deformation on transmission ratio is analyzed, and on this basis, the improvement scheme is put forward to make the belt transmission become accurate transmission.

Key words Steel belt transmission Transmission ratio Finite element simulation Error analysis

0 引言

随着航天事业的不断发展和空间任务的复杂化, 需要大量的地面实验。变刚度柔性基座是地面实验的重要装置之一, 如图1所示, 采用该变刚度柔性基座对航空间站中某装置的刚度特性进行模拟, 确保外接实验装置能在模拟的运动工况中进行实验, 可保证实验的准确性。为了实现变刚度柔性基座对扭转刚度的准确模拟, 基座中采用了有限角钢带传

动装置, 该装置在基座中起着增速降转矩作用。如图2所示, 二级增速钢带传动装置将外接实验装置输入的力矩减小后, 传递给输出轴, 输出轴发生扭转, 与输入力矩平衡。

钢带传动具有传动比精确、可靠性高等特点, 被广泛应用于有限角往复传动副及定位对准等系统中。针对钢带传动的系统设计、传动原理、误差分析等领域的研究也非常广泛。秦书安等^[1-2]对钢带传

动的主要形式和研究现状进行了总结, 并对今后的研究方向进行了展望。吴序堂^[3]分析了非圆形钢带传动带轮轮廓的设计方法。于方德等^[4]分析了钢带发生塑性弯曲时的力学特性, 研究了局部塑性变形导致的回弹。蔡宗耀等^[5]对钢带传动的设计要点进行了阐述, 并且针对弹性变形提出了误差补偿概念。徐岩^[7]给出了钢带传动的载荷、应力、参数设计的计算公式, 并对系统张力确定及带轮轴线调整等问题进行了探讨。王浩楠等^[8-9]分析了钢带传动的力学特性, 为钢带的设计计算提供参考。李存建^[10]提出了一种有限角的钢带传动机构的设计方法。Chen等^[11]提出了一种新型非圆皮带轮同步带传动。Wu等^[12]分析了皮带传动无滑动时的摩擦力。童本康^[13]对钢带传动中的误差因素进行了计算, 为钢带设计提供依据。

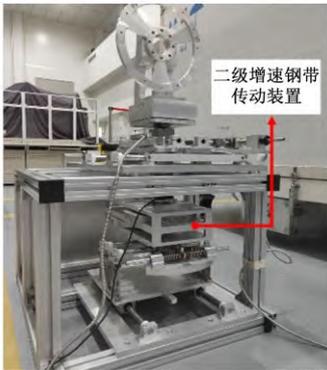


图1 变刚度柔性基座实物
Fig. 1 Variable stiffness flexible base objects

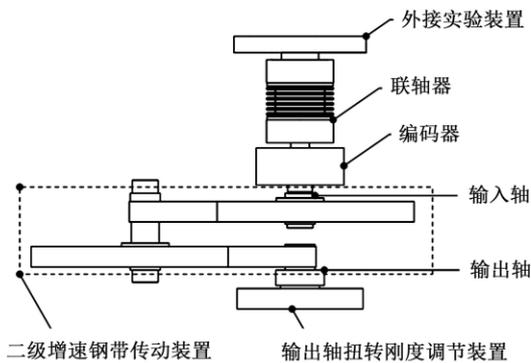


图2 钢带传动装置在基座中的安装简图
Fig. 2 Installation diagram of a steel belt transmission on a flexible base

本文中针对一种钢带传动装置的传动规律展开分析。计算带轮的非圆廓形对钢带受力及传动比的影响, 利用有限元模拟钢带传动的工作过程, 分析传动误差的产生因素, 对计算值进行了补偿; 将计算值和柔性基座的实验值进行对比, 实验值与计算值吻合较好。最后, 提出了钢带传动装置的改进方案, 使得钢带传动成为精确传动。

1 钢带传动运动分析

在该装置中, 单级钢带传动的设计传动比为大带轮与小带轮的半径比, 在基座中起增速降转矩的作用, 其结构简图如图3所示。钢带用螺钉固定在带轮上, 传动过程中无弹性滑动。为研究单级增速钢带传动中带轮非圆廓形对传动比的影响, 建立直角坐标系, 如图4所示。

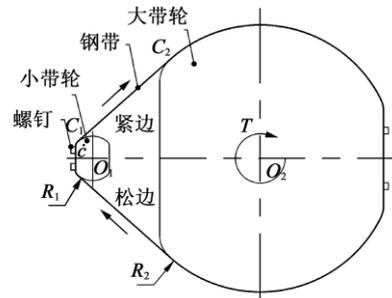


图3 单级钢带传动结构简图
Fig. 3 Single stage steel belt transmission structural diagram

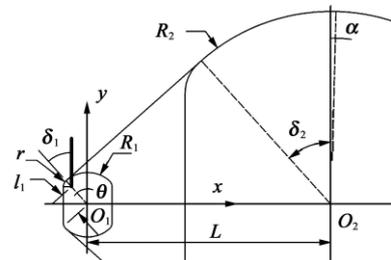


图4 几何坐标系建立
Fig. 4 Geometric coordinate system establishment

单级钢带传动结构中, 小带轮半径 $R_1=20\text{ mm}$; 大带轮半径 $R_2=120\text{ mm}$; 两轮圆心距为 L ; 倒角圆心 c 和小带轮圆心 O_1 的连线为 l_1 ; l_1 与 y 轴夹角为 θ , 初始位置时, $\theta = \theta_0 = 41.81^\circ$; 钢带在小带轮切点处的法线与 y 轴的夹角为 δ_1 , 初始位置 $\theta = \theta_0$ 时, $\delta_1 = \theta_0 = 41.81^\circ$; 钢带在大带轮切点处的法线与 y 轴夹角为 δ_2 ; 传动过程中, 小带轮的转角为 $\theta_0 - \theta$; 大带轮的转角为 α , 初始位置 $\alpha = 0^\circ$ 。

由于钢带轮为非圆廓形, 钢带运动过程中, 紧边钢带与小带轮的切点会切入倒角圆弧上。以直角坐标系为参考, 小带轮倒角的圆心坐标 (x, y) 为

$$x = -l_1 \sin \theta \tag{1}$$

$$y = l_1 \cos \theta \tag{2}$$

钢带与小带轮切点坐标 (x_1, y_1) 为

$$x_1 = -r \sin \delta_1 + x \tag{3}$$

$$y_1 = r \cos \delta_1 + y \tag{4}$$

式中, r 为倒角半径。

钢带与大带轮切点坐标 (x_2, y_2) 为

$$x_2 = L - R_2 \sin \delta_2 \tag{5}$$

$$y_2 = R_2 \cos \delta_2 \quad (6)$$

利用钢带与两轮的相切关系, 建立 θ 与 δ_1 、 δ_2 的关系, 有

$$\begin{cases} \frac{y_1 - y_2}{x_1 - x_2} = \tan \delta_1 \\ \delta_1 = \delta_2 \end{cases} \quad (7)$$

不考虑钢带形变, 紧边不存在松弛, 由紧边钢带的几何总长不变, 建立 θ 与大带轮转角 α 之间的关系。带长计算公式为

$$L_1 + L_2 + L_3 = C \quad (8)$$

式中, L_1 为钢带在大带轮的包角对应弧长; L_2 为钢带与两轮切点之间的直线段钢带长; L_3 为钢带在小带轮的倒角圆弧上的包角对应弧长。

L_1 的计算公式为

$$L_1 = (\delta_2 + \alpha)R_2 \quad (9)$$

L_2 的计算公式为

$$L_2 = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2} \quad (10)$$

小带轮的转角为 $\theta_0 - \theta$ 时, 小带轮转动示意图如图5所示。

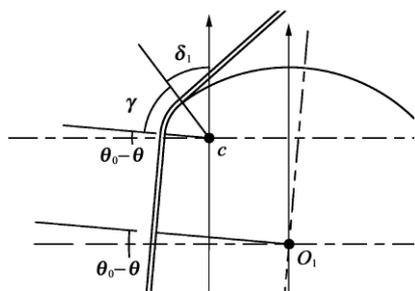


图5 小带轮转动示意图

Fig. 5 Rotation diagram of small pulleys

图5中, 包角 γ 的计算公式为

$$\gamma = \frac{\pi}{2} - \delta_1 - (\theta_0 - \theta) \quad (11)$$

L_3 的计算公式为

$$L_3 = \left[\frac{\pi}{2} - \delta_1 - (\theta_0 - \theta) \right] r \quad (12)$$

将初始位置 $\theta = \theta_0$ 代入式(8)计算得

$$C = 203.5761 \text{ mm} \quad (13)$$

不考虑钢带变形, 只考虑带轮廓形影响下, 紧边钢带传动对应的紧边传动比计算公式为

$$i = \frac{\theta_0 - \theta}{\alpha} \quad (14)$$

联立式(8)、式(9)得

$$L_3 + L_2 + (\alpha + \delta_2)R_2 = C \quad (15)$$

当小带轮转动、 θ 变化时, 钢带与两带轮的切角 δ_1 、 δ_2 改变, L_3 、 L_2 、 δ_2 随 θ 变化而变化, 根据式(15)引入 $S(\theta)$, 令

$$S(\theta) = C - L_3 - L_2 - \delta_2 R_2 \quad (16)$$

定义 $S(\theta)$ 为钢带的几何释放值, 即当小带轮转动到 θ 位置时, 能为大带轮转动提供的弧长值, $S(\theta_0) = 0$ 。不考虑钢带变形, 只考虑带轮廓形影响时, $S(\theta)$ 等于大带轮转角 α 对应的弧长值, 即 $S(\theta) = \alpha R_2$ 。联立式(14)~式(16), 推导出紧边传动比 i 计算公式为

$$i = \frac{(\theta_0 - \theta)R_2}{S(\theta)} \quad (17)$$

钢带松边与小带轮的切点在带轮的正圆处。在不发生松弛的情况下, 松边传动比为半径比, 始终等于6; i 是关于变量 θ 的函数, 代入离散的小带轮转角值, 计算得 i 始终大于6。将以上传动比计算结果绘制成折线, 如图6所示。可知, 松边与紧边的瞬时传动比不同, 需要以钢带形变量作为补充才能进行传动。

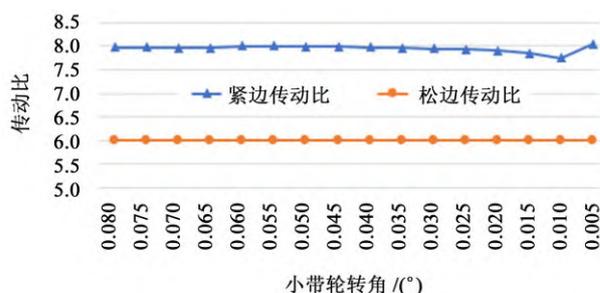


图6 钢带传动的几何传动比

Fig. 6 Geometric transmission ratio of steel belt transmission

2 系统受力分析

钢带传动系统在经过小角度传动后, 最终达到输入输出力矩平衡的状态, 平衡时的钢带传动受力分析如图7所示。由于螺钉固定, 带轮传动动力为拉力, 且传动过程中不存在弹性滑动; 受带轮几何廓形的影响, 总钢带带长会在传动过程中发生变化。

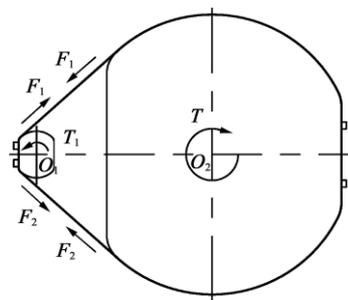


图7 钢带传动受力分析

Fig. 7 Force analysis of steel belt transmission

设带轮的初拉力为 F_0 , 大带轮的作用力矩为 T , 小带轮的作用力矩为 T_1 。系统平衡, 紧边和松边的受力分别为 $F_0 + F_1$ 和 $F_0 + F_2$ 。平衡时有

$$F_1 - F_2 = \frac{T}{R_2} \quad (18)$$

由于该装置传动的角度范围较小, 忽略紧边拉力 F_1 对小带轮圆心 O_1 力臂的微小变化, T 与 T_1 的关系为

$$\frac{T}{T_1} = \frac{R_2}{R_1} \quad (19)$$

假设小带轮的扭转刚度为 N , 小带轮转角 $\theta_0 - \theta$ 计算公式为

$$\theta_0 - \theta = \frac{T_1}{N} \quad (20)$$

计算考虑了钢带受力发生弹性变形后的传动比。假定钢带变形是线弹性, 负载 T 引起的紧边和松边钢带弹性变形量分别为

$$\Delta l_1 = \frac{F_1 l_0}{ES} \quad (21)$$

$$\Delta l_2 = \frac{F_2 l_0}{ES} \quad (22)$$

式中, l_0 为大带轮和小带轮两相邻螺钉间的钢带长, $l_0 \approx 370$ mm; E 为钢带材料对应的弹性模量, $E=194$ GPa; S 为钢带的截面积, $S=10$ mm²。

由钢带传动运动分析已知, 小带轮转角为 $\theta_0 - \theta$ 时, 不发生松弛的情况下, 紧边和松边的带长关系分别为

$$S(\theta) + \Delta l_1 = \alpha R_2 \quad (23)$$

$$(\theta - \theta_0)R_1 = \alpha R_2 + \Delta l_2 \quad (24)$$

若松边发生松弛, $F_2 = -F_0$, 松边松弛状态可写为

$$(\theta - \theta_0)R_1 < \alpha R_2 + \Delta l_2 \quad (25)$$

由紧边带长关系式(23)得弹性变形带长补充后的传动比 i , 其计算公式为

$$i = \frac{(\theta - \theta_0)R_2}{S(\theta) + \Delta l_1} \quad (26)$$

3 钢带传动模拟实验数据分析

在 Ansys 中导入二级增速钢带传动模型, 进行静力学仿真。进行柔性基座实验时, 在 Ansys 中设置模型输出轴扭转刚度为 N , 螺钉与钢带的接触设置为绑定, 模拟初拉力为 0, 为无系统误差时的理想传动情况。输入传动力矩, 输出轴扭转刚度 $N=18\,427$ N·mm/(°)。传动系统平衡时各带轮的转角如表 1 所示。

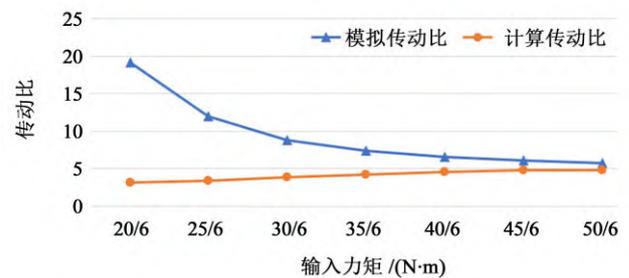
将表 1 中传动力矩与带轮转角数据代入式(25)判断松弛状态, 再代入式(26)计算单级带轮的计算传动比 i , 并计算一级钢带传动的模拟传动比 θ_1/α_1 和二级钢带传动的模拟传动比 θ_2/α_2 , 绘制折线图做数据

对比, 结果如图 8 所示。可以看出, 随着输入力矩的增大, 计算传动比与模拟传动比越来越重合。

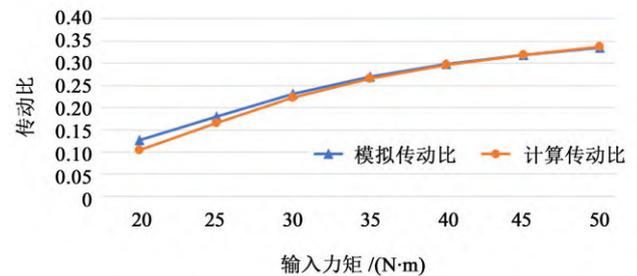
表 1 Ansys 模拟传动关系表

Tab. 1 Transmission relationship table of Ansys simulation

传动力矩 $T/(N \cdot m)$	一级大带轮转 角 $\alpha_1/(^\circ)$	一级小带轮 转角 $\theta_1/(^\circ)$	二级大带轮 转角 $\alpha_2/(^\circ)$	二级小带轮 转角 $\theta_2/(^\circ)$
50	0.039 90	0.013 41	-	0.076 91
45	0.035 65	0.011 38	-	0.069 19
40	0.031 38	0.009 33	-	0.061 47
35	0.027 03	0.007 28	-	0.053 77
30	0.022 60	0.005 23	-	0.046 06
25	0.017 84	0.003 19	-	0.038 37
20	0.012 72	0.001 61	-	0.030 73



(a) 二级带轮传动比趋势变化图



(b) 一级带轮传动比趋势变化

图 8 传动比随输入力矩变化趋势图

Fig. 8 Trend diagram of transmission ratio changing with input torque

分析计算传动比与模拟传动比随力矩增大逐渐重合的原因可知: 由于钢带轮的圆角半径较小, 钢带在圆角处发生了较严重的塑性弯曲, 小带轮在释放钢带时, 钢带的塑性弯曲无法恢复, 在钢带的直线段部分会发生凹陷, 如图 9 所示, 导致了模拟传动比大于计算传动比。随着施加力矩的增大, 作用在钢带上的拉力增大, 凹陷与弯曲影响逐渐降低, 计算值与模拟值二者逐渐趋近。

根据表 1 中数据, 计算二级传动的钢带几何释放值 $S(\theta_0 - \theta_2)$, 并与模拟实验测得的带长释放值 $R\alpha_2$ 对比。由式(23)可知, 由于存在弹性变形, 理想情况下模拟实验测得的 $R\alpha_2$ 应大于计算值 $S(\theta_0 - \theta_2)$ 。但是, 由于钢带发生凹陷与弯曲, 会出现 $R\alpha_2$ 小于 $S(\theta_0 - \theta_2)$ 的情况, 如图 10 所示。随着作用在钢带上

的拉力增大,凹陷和弯曲的影响在拉力的作用下逐渐变小, $R\alpha_2$ 还是会超过 $S(\theta_0 - \theta_2)$ 。图10所示进一步验证了塑性变形和弯曲凹陷给钢带传动带来的影响。

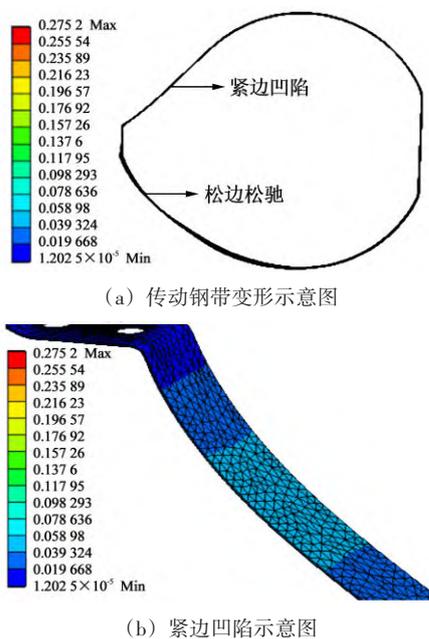


图9 钢带塑性弯曲造成的凹陷

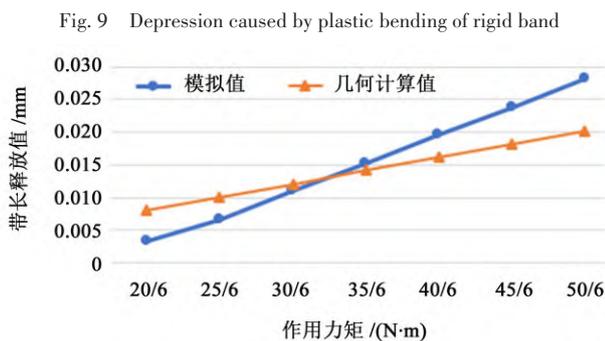


图10 模拟与计算带长释放值对比

Fig. 10 Comparison of simulated and calculated band length release values

4 实验误差分析

在柔性基座上进行实验,钢带初拉力较小,忽略不计。输出轴扭转刚度为 $N=18\ 427\ \text{N}\cdot\text{mm}/(^{\circ})$,输入传动力矩,编码器读取一级大带轮转角,得到实验数据,如图11所示。

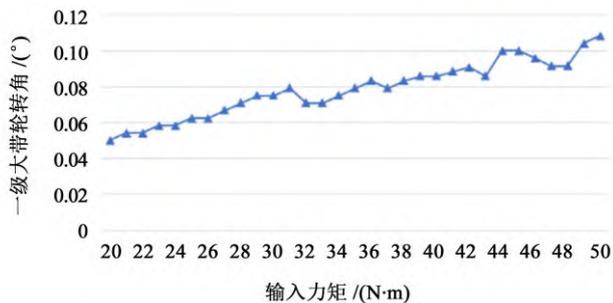


图11 实验数据

Fig. 11 Experimental data

图11中实验数据与表1中Ansys模拟数据存在一些差距,分析误差来源可知,柔性基座中的钢带传动装置在传动过程中,影响传动比的因素有:

- (1) 钢带螺钉孔处应力集中,发生了较大变形,导致带长增加。变形程度与带拉力有关。
- (2) 螺钉孔和螺钉未靠紧或者初拉力较小,钢带没有完全绷直。这种因素造成的系统误差相对稳定。

利用Ansys模拟钢带螺钉孔在螺钉处变形时的传动情况,得到带轮转角,与实验数据作对比。实验中,螺栓的施拧转矩 $T_d = 5\ \text{N}\cdot\text{m}$,螺栓的预紧力计算公式为

$$F_p = \frac{T_d}{Kd} \tag{26}$$

式中, K 为转矩系数,取0.2; d 为螺纹的公称直径, $d=5\ \text{mm}$ 。计算得预紧力 F_p 为5 000 N。在Ansys中设置钢带传动模型的螺栓预紧力5 000 N,针对实验数据相对稳定的力矩值,模拟在该力矩下钢带传动情况,记录一级传动大带轮转角,并将每组力矩对应转角与前一组力矩对应转角作差,以消除系统误差。Ansys模拟与实验数据对比如表2所示。

表2 Ansys模拟与实验数据对比

传动力矩/ (N·m)	模拟角度/ (°)	模拟角度 作差/(°)	实验角度/ (°)	实验角度 作差/(°)
21	0.016 9		0.054 2	
26	0.025 2	0.008 3	0.062 5	0.008 3
32	0.033 3	0.008 1	0.070 8	0.008 3
38	0.041 2	0.007 9	0.083 3	0.012 5
44	0.049 5	0.008 3	0.090 8	0.007 5
50	0.057 4	0.007 9	0.104 2	0.013 4

将表2中数据绘制折线图,如图12所示。可以看出,作差后的数据基本重合,影响钢带传动比的因素基本符合假设分析。

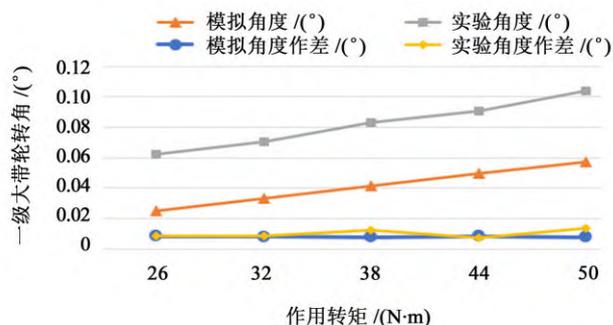


图12 数据对比

Fig. 12 Data comparison

5 钢带传动结构改进

根据分析结果,柔性基座中带轮的实际传动比

与设计传动比相差较大的主要原因:

(1) 带轮的非圆廓形设计, 使得钢带与小带轮的切点未在正圆处, 导致两轮转角呈非线性关系, 传动比随转角变化而变化。

(2) 弹性变形会对传动比造成比较大的影响, 可定量计算弹性伸长, 对结果进行一定程度修正。

(3) 钢带的螺钉孔处发生了较大的变形, 应采用压板^{[10]37}将钢带固定在带轮上。

(4) 带轮半径过小导致钢带弯曲的曲率半径过小, 弯曲应力过大。钢带上的总应力超过了屈服极限, 产生的局部塑性弯曲影响钢带传动。

根据以上因素, 对带轮结构进行修正。修正后的结构简图如图13所示。

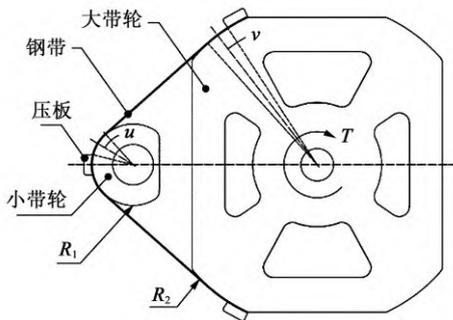


图13 修正带轮结构简图

Fig. 13 Modified pulley structural diagram

根据设计要求, 单级传动中, 小带轮转角范围 $\mu = \pm 12^\circ$, 大带轮转角范围 $\nu = \pm 2^\circ$; T 为作用力矩, 输入最大作用力矩 $T_{\max} = 100 \text{ N}\cdot\text{m}$; 单级传动设计传动比 $R_2:R_1 = 6:1$, 其中, R_2 为大带轮的半径, $R_2 = 450 \text{ mm}$, R_1 为小带轮的半径, $R_1 = 75 \text{ mm}$ 。

修正带轮设计原则如下所述:

(1) 钢带的包角对应的带轮弧段应始终为正圆, 以保证稳定的几何传动比。

(2) 针对钢带的受力特点, 对传动比进行误差补偿^{[6]22-23}, 可使传动比更精确。

单级钢带传动中, 传动转矩 T 在紧边的作用力为 F_1 , 松边的作用力为 F_2 。松边不松弛时, 钢带传动平衡时的受力状态为

$$F_1 - F_2 = \frac{T}{R_2} \quad (27)$$

传动力矩作用下, 紧边和松边的弹性伸长量分别为

$$\Delta l_1 = \frac{F_1 l}{ES} \quad (28)$$

$$\Delta l_2 = \frac{F_2 l}{ES} \quad (29)$$

式中, E 为材料弹性模量, 材料选择常用弹簧钢 65Mn, 弹性模量 $E = 197 \text{ GPa}$; S 为钢带截面积; l 为

大带轮与小带轮相邻压板间的钢带长度。结构设计上应尽量减小 l , 以降低弹性变形对传动比的影响。传动过程中总带长不变, 松边和紧边弹性伸长量总和不变, 则有

$$\Delta l_1 + \Delta l_2 = 0 \quad (30)$$

联立式(26)~式(28), 得 F_1 、 F_2 的计算公式为

$$F_1 = -F_2 = \frac{T}{2R_2} \quad (31)$$

则传动力矩 T 对钢带最大作用力为

$$F_{\max} = \frac{T_{\max}}{2R_2} \quad (32)$$

设置预紧力为 F_0 , $F_0 = 1.2F_{\max}$, 防止松边松弛。

钢带的弹性变形量和带轮转动的角度都与输入力矩呈线性关系, 在转角理论值基础上加上钢带变形量可以对二级增速钢带传动装置的传动比进行校正。

装置的一级传动中, 紧边钢带的弹性伸长量为 Δl_1^1 , 大带轮产生的转角为 $\Delta \alpha_1$, 其计算公式为

$$\Delta \alpha_1 = \frac{\Delta l_1^1}{R_2} \quad (33)$$

二级传动中, 紧边钢带的弹性伸长量为 Δl_1^2 , 大带轮产生的转角为 $\Delta \alpha_2$, 其计算公式分别为

$$\Delta l_1^2 = \frac{F_1 l}{6ES} \quad (34)$$

$$\Delta \alpha_2 = \frac{\Delta l_1^2}{R_2} \quad (35)$$

二级小带轮转角 θ_2 的计算公式为

$$\theta_2 = \frac{T}{36N} \quad (36)$$

式中, N 为输出轴的扭转刚度。

一级小带轮转角 θ_1 和二级大带轮转角 α_2 的计算公式为

$$\alpha_2 = \theta_1 = \Delta \alpha_2 + \frac{\theta_2}{6} \quad (37)$$

一级大带轮转角 α_1 计算公式为

$$\alpha_1 = \Delta \alpha_1 + \frac{\theta_1}{6} \quad (38)$$

已知修正后的二级增速钢带传动比 i 为

$$i = \frac{\theta_1}{\alpha_1} \times \frac{\theta_2}{\alpha_2} \quad (39)$$

计算得传动比 i 的公式为

$$i = \frac{36ESR_2^2}{756Nl + ESR_2^2} \quad (40)$$

式中, i 为一个常数, 完成了对传动比的修正。

(3) 钢带上的总应力小于钢带材料的屈服极限 $\sigma_s = 785 \text{ MPa}$, 可防止钢带的塑性弯曲。

钢带工作时最大拉应力为 σ_1 , 其计算公式为

$$\sigma_1 = \frac{F_{\max} + F_0}{tb} \quad (41)$$

式中, t 为钢带的厚度, 取 $t = 0.4 \text{ mm}$; b 为钢带的宽度, 取 $b = 25 \text{ mm}$ 。

钢带的最大弯曲应力为 σ_w , 计算公式为

$$\sigma_w = \frac{Et}{2R_1} \quad (42)$$

刚带承受的总应力的最大值为 σ_{\max} , 计算公式为

$$\sigma_{\max} = \sigma_w + \sigma_1 \quad (43)$$

求得 $\sigma_{\max} = 549 \text{ MPa}$, 则有 $\sigma_{\max} < \sigma_s$, 满足设计要求。

6 结论

变刚度柔性基座对传动的准确度有比较高的要求。结合理论分析、Ansys 模拟和实测数据, 分析了基座中钢带传动装置的传动规律和误差来源, 结论如下:

(1) 基座中的钢带传动属于非圆钢带传动, 带轮两侧瞬时传动比不相等, 在以钢带形变为补充的情况下可完成不均匀传动比运动。

(2) 钢带在传动过程中, 由于局部塑性弯曲, 导致传动比增大; 螺钉孔处应力集中导致钢带变形量增大, 传动比减小。

依据原装置的传动规律和误差来源, 对钢带传动装置进行了修正, 并计算弹性变形量, 对传动进行了误差补偿, 使钢带传动成为了精确传动。修正后的钢带传动装置在有限角传动范围内得到了相对稳定精确的传动比, 可广泛应用于有限角精确传动领域。

参 考 文 献

- [1] 秦书安, 周鹏, 周玉杰, 等. 带传动行业发展状况综述[J]. 机械传动, 2020, 44(8): 1-7.
QIN Shu'an, ZHOU Peng, ZHOU Yujie, et al. Summary of development status of belt drive industry[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2020, 44(8): 1-7.
- [2] 岳石锋, 陈志平, 孙亚良, 等. 钢带传动研究的综述与展望[J]. 机械传动, 2011, 35(12): 7-10.
YUE Shifeng, CHEN Zhiping, SUN Yaliang, et al. Review and prospect of research on steel belt transmission[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2011, 35(12): 7-10.
- [3] 吴序堂. 非圆钢带传动的带轮廓形设计[J]. 机械设计, 1995(11): 10-13.
WU Xutang. Design of strip profile for non-circular steel belt drive[J]. Journal of Machine Design, 1995(11): 10-13.
- [4] 于方德, 贾清虎. 稳定平台钢带传动回弹问题研究[J]. 机械工程师, 2019(8): 72-76.
YU Fangde, JIA Qinghu. Research on springback of steel belt transmission for stable platform[J]. Mechanical Engineer, 2019(8): 72-76.
- [5] 蔡宗耀, 黄晓东. 钢带传动研究[J]. 机械制造, 1997, 35(3): 11-14.
CAI Zongyao, HUANG Xiaodong. Research on steel belt transmission[J]. Machinery Manufacturing, 1997, 35(3): 11-14.
- [6] 杨祖孝. 设计钢带精密传动系统[J]. 机械制造, 2001, 39(440): 22-23.
YANG Zuxiao. Design of steel belt precision transmission system[J]. Machinery Manufacturing, 2001, 39(440): 22-23.
- [7] 徐岩. 金属带传动系统的设计[J]. 机械工程师, 2002(3): 66-67.
XU Yan. Design of metal belt transmission system[J]. Mechanical Engineer, 2002(3): 66-67.
- [8] 王浩楠, 刘洋, 严雪冬. 钢带传动的力学特性分析及其应用[J]. 电子工业专用设备, 2018, 47(5): 59-63.
WANG Haonan, LIU Yang, YAN Xuedong. Mechanical characteristics analysis and application of steel belt transmission[J]. Special Equipment for Electronic Industry, 2018, 47(5): 59-63.
- [9] 张海峰, 吴霁薇, 余家利, 等. 输送钢带的力学特性分析与仿真[J]. 机械传动, 2017, 41(3): 93-96.
ZHANG Haifeng, WU Jiwei, YU Jiali, et al. Mechanical characteristics analysis and simulation of conveyor steel belt[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2017, 41(3): 93-96.
- [10] 李存建. 有限转角范围内的钢带传动设计[J]. 起重运输机械, 2007(7): 37.
LI Cunjian. Design of steel belt transmission in the range of limited rotation angle[J]. Hoisting and Conveying Machinery, 2007(7): 37.
- [11] CHEN J N, YE J, WANG Y, et al. Design, modeling and experiment of a novel synchronous belt drive with noncircular pulleys[J]. Iranian Journal of Science and Technology: Transactions of Mechanical Engineering, 2020, 44(3): 533-542.
- [12] WU Y, LEAMY M, VARENBERG M. Belt-drivemechanics: friction in the absence of sliding[J]. Journal of Applied Mechanics, 2019, 87(2): 1.
- [13] 童本康. 钢带精密传动的误差分析与参数计算[J]. 机械设计, 1999(8): 31-33.
TONG Benkang. Error analysis and parameter calculation of steel belt precision transmission[J]. Journal of Machine Design, 1999(8): 31-33.

收稿日期: 2021-10-10 修回日期: 2021-12-06

基金项目: 国家自然科学基金青年基金(52005478)

作者简介: 邓旭(1998—), 女, 四川乐山人, 在读硕士研究生; 主要研究方向为机电一体化。