

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2014.04.007

工业缝纫机气浮针杆的柔性联接装置

卢志伟, 资同江, 贺扬扬, 刘 波, 张君安

(西安工业大学机电工程学院, 陕西 西安 710021)

摘 要:由于滑槽座导轨副的配合间隙等原因的存在,使得通过刚性连接柱传给工业缝纫机针杆的作用力造成其运动方向偏移。设计了一种工业缝纫机气浮针杆的柔性联接装置,采用柔性铰链弹性变形产生微小角位移来非平行输出微位移,用以减弱滑块受到刚性干扰传递给针杆而造成的运动影响,运用 ANSYS 对其变形及强度进行了校核与分析。结果表明:ANSYS 分析结果与理论设计计算对比验证了设计结构与强度的合理性;该柔性联接装置结构简单,定位精度高,可以有效地解决刚性传递的干扰,实现精密微位移定位,为今后精密微位移机构的研究提供了很好的研究方法和指导。

关 键 词:缝纫机;柔性联接;气浮针杆;微位移

中图分类号:TS941.562

文献标志码:A

文章编号:1005-2895(2014)04-0025-06

Design of Flexible Connecting Device of Industrial Sewing Machine Floating Needle Bar

LU Zhiwei, ZI Tongjiang, HE Yangyang, LIU Bo, ZHANG Junan

(School of Mechatronic Engineering, Xi'an Technological University, Xi'an 710021, China)

Abstract: Because of guide chute reasons such as the existence of fit clearance, the column to the rigid connection of industrial sewing machine needle bar forces cause its movement direction deviation. A kind of flexible connecting device of floating needle bar of industrial sewing machine was designed. The flexible hinge elastic deformation which produced tiny angular displacement to the parallel output displacement was used to weaken the movement influence of the slider that got rigidity disturbance to the needle bar. The ANSYS was used to check and analysis the deformation and the strength. The results show that the calculation comparison of the ANSYS analysis results and the theoretical design have verified the rationality of the structure and strength design. The flexible connecting device has the advantages of simple structure, high positioning accuracy, and it can effectively solve the problem of rigid transmission interference to achieve the precision positioning and micro displacement precision. It provides a good research method and guidance for the future research of micro displacement mechanism.

Key words: sewing machine; flexible hinge; gas floating needle bar; micro displacement

由于工业缝纫机针杆部分应用了气浮润滑技术,不仅有效地解决了油污染的问题,而且可以提高工业缝纫机的运动速度^[1]。工业缝纫机的针杆与其驱动滑块间通过刚性的针杆连接柱可实现两者之间的同步高速运动,却忽略了针杆与滑块之间的平行问题,这将对气浮针杆运动速度的提高及运动的稳定性产生很大的影响。针杆在高速运动时,由于滑槽座的几何形状

精度以及导轨副的配合间隙等原因,滑块实际运动方向与给定方向之间会出现偏差,易造成针杆在平面内的窜动。滑块与滑槽座间产生的作用力通过连接柱完全刚性的传递给针杆造成较大的运动偏差。因此,为了保证针杆高速精确的运动,针杆和驱动滑块间平行问题显得尤为重要。通过对各类弹性支承研究,具有无机械摩擦、无间隙、运动灵敏度高的柔性铰链可以解

收稿日期:2014-04-24;修回日期:2014-05-18

基金项目:西安市科技局计划项目(CXY1301);国家级大学生创新创业训练项目(201210702037)

作者简介:卢志伟(1979),男,河南南阳人,工程师,硕士,主要从事流体润滑及精密超精密加工技术研究。E-mail:luzw8866@163.com

决上述问题^[2],通过将刚性针杆连接柱改为柔性铰链结构作为基本结构,可以削弱外载荷刚性地传递给针杆,保证了针杆运动方向的准确性,且该结构装置占用空间体积小,具有精确度高、结构紧凑、适用性强的优点。

柔性铰链是微位移技术的一个重要应用,其在精密超精密定位机构中为提高定位的精度和加工精度得到了广泛应用^{[2]11}。目前大多采用单、双平行四杆机构的柔性铰链,但这些结构比较复杂且加工不方便。因此,文中设计了一种结构较简单且又能保证较高定位精度的新型柔性铰链。采用2个倾斜的单轴柔性铰链垂直首尾相接加工而成,结构紧凑,输出位移是在2个互相垂直的倾斜方向上。文中对其柔性铰链进行了设计和计算,并利用有限元分析对计算进行了仿真分析。

1 柔性联接装置的设计

1.1 柔性联接装置的结构设计

柔性联接装置在工业缝纫机机头的三维模型如图1所示。其采用的是单轴柔性铰链机构,其结构如图2所示,本柔性联接装置主要由针杆4、针杆连接柱3、滑块2、滑槽座1组成。针杆连接柱3的结构主要由单轴柔性铰链5和单轴柔性铰链6组成。针杆4固连在针杆连接柱3针杆孔内,在图2所示尺寸3.5 mm处沿与连接柱轴向成45度方向上加工长约2.72 mm,切割宽度为2 mm的切割槽,再在切割槽末端切割出1个半径为3 mm的圆弧槽,槽的宽度都为连接柱的直径,再沿已加工槽方向的延长线上反向加工与前一个已加工的尺寸相同的切割槽和圆弧槽,使两相对的圆弧槽间的距离为2 mm,此为过渡圆角型单轴柔性铰链5。沿与已加工出的柔性铰链5的末端相垂直的方向用同样的方法加工第2个相同的单轴柔性铰链6。由于滑槽座4的几何形状精度以及导轨副的配合间隙等原因,导致滑块在滑槽座里滑动时,会因为滑块与滑槽座间的微小间隙导致滑块实际运动方向与给定方向之间出现偏差而发生平面窜动,并与滑槽座壁发生碰撞,滑块与滑槽座间就会产生作用力,这种作用力传给针杆连接柱3后,柔性铰链6的一端产生力矩,便会绕着柔性铰链6的中心发生微小的角位移偏转,从而使连接柱3的输出端带动针杆在左下、右上方向产生微位移,同时,柔性铰链5的一端也会绕着柔性铰链5的中心发生微小的角位移偏转,使连接柱3的输出端也会带动针杆在左上、右下方向产生微位移。

本装置的新颖之处在于:通常的柔性铰链都是采

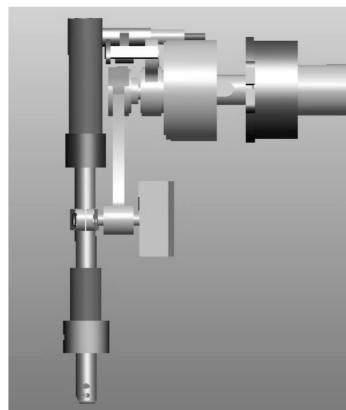
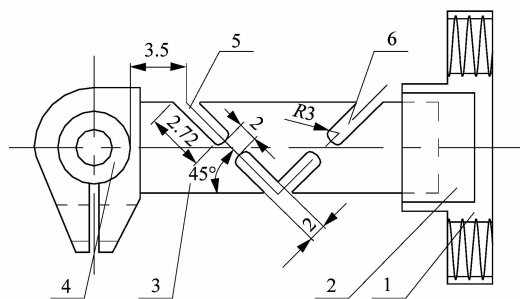


图1 柔性联接装置三维图

Figure 1 Flexible linkage of three-dimensional figure



1—滑槽座;2—滑块;3—针杆连接柱;
4—针杆;5,6—单轴柔性铰链

图2 柔性联接装置的结构

Figure 2 Structure diagram of flexible linkage

用单平行或者双平行四边形结构,通过铰链一边在平面内的上下左右平行移动来实现输出端的微小移动范围的,而此铰链通过在圆柱上斜着加工2个单轴柔性铰链垂直串联起来,柔性铰链只能绕铰链中心进行微小角度的转动,从而使针杆实现的输出是在2个互相垂直且是斜方向上进行微小的移动,而不是输出平行的微移动。

1.2 单轴柔性铰链的影响参数解析与确立

单轴柔性铰链物理模型如图3所示^[3-4],其截面形状为矩形,铰链用线切割方法在结构中部加工2个相对称的半圆柱面,四周均为平面形状,图中 R 为柔性铰链中部2个半圆柱面圆弧半径, t 为柔性铰链中部2个半圆柱面间的厚度,转角位移发生时的绕点, b 为柔性铰链中部半圆柱面的纵向高度, h 为柔性铰链的宽度。

由于柔性铰链的转角刚度对铰链的结构性能影响最大,因此在对柔性铰链进行设计时,主要得先从柔性铰链的转角刚度入手^[5-6],确定其大小。从微位移机构

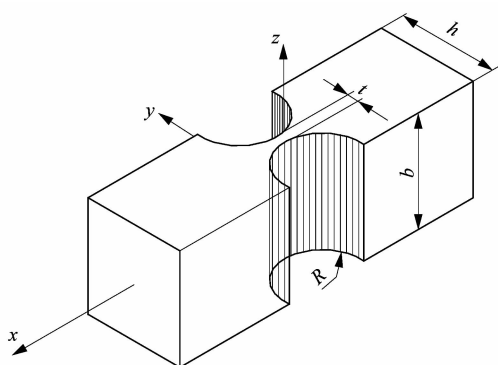


图3 单轴柔性铰链物理模型

Figure 3 Physical model fo single axis flexure hinge
 的实际情况出发,对于用于微位移机构的柔性铰链具有2个明显特点:一是位移量比较小,一般是几十微米到几百微米;二是结构参数在一般情况下取 $t \geq R$,根据这2个特点可推出柔性铰链刚度的简化设计方法。柔性铰链的转角刚度为^[7]

$$k = \frac{1}{\int_0^\pi \frac{12R\sin \alpha}{Eb(2R+t-2R\sin \alpha)^2} d\alpha} \quad (1)$$

式中: E 为材料弹性模量, α 为转角变量,由(1)式可知,单轴柔性铰链转角刚度与材料弹性模量 E 、半圆柱面纵向高度 b 、铰链中部半圆柱面圆弧半径 R 、铰链中部2个半圆柱面间的厚度 t 成反比,与转角 α 成正比。材料弹性模量 E 最先在选择材料时就已确定^{[7]173},半圆柱面纵向高度 b 、圆弧半径 R 、2个半圆柱面间的厚度 t 根据实际所设计的铰链结构决定,用复化辛普森求积公式对(1)式进行积分,即可求得不同 R, t 值所对应的柔性铰链转角刚度 k ,常用的 R, t 值的柔性铰链转角刚度值见表1^[8]。表1的柔性铰链转角刚度值适用于 R, t 的任意取值,同时也包括 $t \ll R$ 中近似公式的计算结果。

表1 柔性铰链转角刚度值

Table 1 Flexible hinge angle stiffness value

R/mm	$k/(\text{m} \cdot \text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$			
	t/mm			
	1.0	1.5	2.0	2.5
1.0	$0.081Eb$	$0.24Eb$	$0.52Eb$	$0.94Eb$
1.5	$0.063Eb$	$0.18Eb$	$0.39Eb$	$0.70Eb$
2.0	$0.053Eb$	$0.15Eb$	$0.32Eb$	$0.58Eb$
2.5	$0.047Eb$	$0.13Eb$	$0.28Eb$	$0.50Eb$
3.0	$0.043Eb$	$0.12Eb$	$0.25Eb$	$0.45Eb$

从表1可以看出,铰链中部2个半圆柱面间的厚度 t 的变化对铰链转角刚度 k 影响较大,而铰链圆弧

半径 R 影响相对较小。由(1)式知,为确保柔性铰链在竖直方向上运动时有较大的刚度,柔性铰链最小厚度 t 应取大些,同时,为保证柔性铰链在平面内运动的灵敏度,其铰链的圆弧半径取小点,使其有较大转动刚度,据实际经验和实际情况,取柔性铰链转角刚度 $k = 0.25Eb$,从而知 $R = 3.0 \text{ mm}$, $t = 2.0 \text{ mm}$ 。

1.3 单轴柔性铰链的参数设计

柔性联接装置的输出位移要求达到 $\pm 20 \mu\text{m}$ 。材料选取45钢,取柔性铰链的弹性模量 $E = 210 \times 10^3 \text{ MPa} = 2.1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$,最大驱动力 $F_{\max} \leq 154 \text{ N}$,许用应力值 $[\sigma_b] = 0.58 \text{ GPa}$ 。铰链的宽度 $b = 6.5 \text{ mm}$,铰链臂长为

$$l = \frac{d}{\cos 45^\circ} = \frac{6.5}{\sqrt{2}/2} = 6.5\sqrt{2} \text{ mm}$$

柔性铰链转矩为 $M = F \times l = 707 \text{ N} \cdot \text{mm}$,根据柔性铰链的设计方法,取转角刚度为

$$k = 0.25 \times Eb = 5.25 \times 10^5 = 51.45 \times 10^5 \text{ m} \cdot \text{N/rad}$$

从而知 $R = 3.0 \text{ mm}$, $t = 2.0 \text{ mm}$ 。

根据柔性铰链的转角公式^[7-8]

$$\theta = \int_0^\pi \frac{12MR\sin \alpha}{Eb(2R+t-2R\sin \alpha)^2} d\alpha \quad (2)$$

将 E, b, R, t 的数值代入上式(2),用MATLAB编程求得柔性铰链6的转角为^[9]

$$\theta_0 = 0.0032 \text{ rad} = 0.1833^\circ$$

求得柔性铰链6的转角 θ_0 后,可求得柔性铰链6的输出位移

$$\delta_0 = 3.25\sqrt{2}\theta_0 = 0.0147 \text{ mm} = 14.7 \mu\text{m}$$

柔性铰链6带动连接柱输出端在 x, y 方向的位移为

$$\delta_{0x} = \delta_0 \cos \theta_0 = 0.0147 \text{ mm} = 14.7 \mu\text{m},$$

$$\delta_{0y} = \delta_0 \sin \theta_0 = 8.21 \times 10^{-7} \text{ mm} = 0.0008 \mu\text{m}.$$

根据2个铰链中心截面到针杆中心的距离关系可得柔性铰链5的输出位移为

$$\delta_1 = \delta_0/2 = 0.00735 \text{ mm} = 7.35 \mu\text{m}$$

从而柔性铰链5的转角

$$\theta_1 = \delta_1/3.25\sqrt{2} = 0.0016 \text{ rad} = 0.09^\circ$$

柔性铰链5带动连接柱输出端在 x, y 方向的位移为

$$\delta_{1x} = \delta_1 \cos \theta_1 = 0.00735 \text{ mm} = 7.35 \mu\text{m},$$

$$\delta_{1y} = \delta_1 \sin \theta_1 = 2 \times 10^{-7} \text{ mm} = 0.0002 \mu\text{m}.$$

因此,柔性联接装置使连接柱输出端在 x, y 方向输出位移为

$$\delta_x = \delta_{0x} + \delta_{1x} = 14.7 + 7.35 = 22.05 \mu\text{m},$$

$$\delta_y = \delta_{0y} + \delta_{1y} = 1 \times 10^{-3} = 0.001 \text{ } \mu\text{m}。$$

由此可求得,柔性铰链6内部产生的应力为

$$\sigma_0 = MW = 6k\theta_0/bt^2 = 0.388 \text{ GPa} < [\sigma_b],$$

柔性铰链5内部产生的应力为

$$\sigma_1 = MW = 6k\theta_1/bt^2 = 0.194 \text{ GPa} < [\sigma_b]。$$

其中, M 为铰链转矩, W 为铰链所受的拉伸或压缩载荷。

根据结构强度校核条件,材料的许用应力应当大于柔性铰链内部产生的应力,通过计算可得,该柔性铰链的强度是能够符合实际工作所需的。

根据机构功能守恒定理^{[2]13},柔性联接装置在发生转角位移时,所有柔性铰链所储存的弹性能 Q_0 与弹性恢复力所做的功 G 相等,其中

$$Q_0 = 2 \times 1/2 \cdot k \cdot \theta^2,$$

$$G = 1/2 \cdot F \cdot \delta,$$

$$\text{则} \quad 1/2 \cdot F \cdot \delta = 2 \times 1/2 \cdot k \cdot \theta^2 \quad (3)$$

由式(3)得

$$F = 2 \times k \cdot \theta^2 / \delta,$$

故,柔性铰链6弹性恢复力为

$$F_0 = \sum_{i=0}^1 k_i \theta_i^2 / \delta_0 = 2k_0 \theta_0^2 / \delta_0 = 731.429 \text{ N},$$

柔性铰链5弹性恢复力为

$$F_1 = \sum_{i=0}^1 k_i \theta_i^2 / \delta_1 = 2k_1 \theta_1^2 / \delta_1 = 365.714 \text{ N},$$

柔性铰链机构最大弹性恢复力为

$$F_{\max} = \sum_{i=0}^1 k_i \theta_i^2 / \delta_{\max} = k(\theta_0^2 + \theta_1^2) / \delta_0 = 457 \text{ N}。$$

当柔性联接装置的最大驱动力大于柔性铰链机构最大弹性恢复力时,柔性联接装置才能正常工作,由计算可知

$$F_m = 707 \text{ N} > F_{\max} = 457 \text{ N}$$

满足柔性联接装置正常工作的条件。

2 柔性连接装置数值仿真分析

在对柔性联接装置进行了理论设计之后,为了验证设计的合理性,运用 Pro/E 设计了柔性联接装置的三维几何模型(如图4所示),利用 ANSYS 建立柔性联接装置的有限元模型(如图5所示),对其在外载荷作用下的变形及应力情况进行分析,与理论计算值进行比较,以验证所设计的柔性联接装置是否能达到预期的要求。

将柔性联接装置进行有限元静力学分析,为提高有限元运算的精确度,保证分析的准确性,在网格划分时,选择高精度的10节四面体单元 Tet 10Node92。材

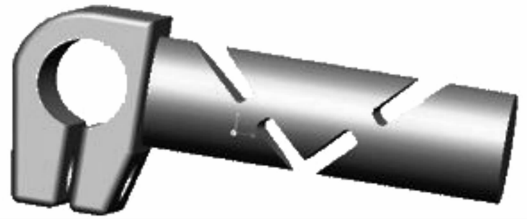


图4 柔性联接装置几何模型

Figure 4 Flexible linkage geometry model

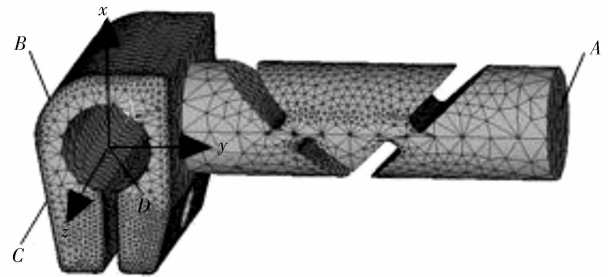


图5 柔性联接装置有限元模型

Figure 5 Flexible linkage finite element model

料选择45钢,弹性模量 E 为 $2.1 \times 10^5 \text{ MPa}$,泊松比0.3,铰链长度 $L=14 \text{ mm}$,图5中柔性铰链联接装置的位移约束施加在A面,在柔性铰链的B面上施加垂直B面的载荷 $F=100 \text{ N}$,转矩 $M=707 \text{ N} \cdot \text{mm}$,求解运算察看柔性联接装置输出端中心D的位移(变形)和应力情况。除柔性部位外,其余部分均可视为刚性,柔性铰链在 xy 平面内有较大的位移灵敏度,在 z 方向上具有足够大的刚度,不考虑此方向的变形。通过对有限元模型的求解,得出柔性联接装置输出端中心D在 x 方向和 y 方向的位移(变形)图如图6和图7所示,其中网格形状是加载荷前的初始位置,实体形状是加载荷后的位置,应力图如图8所示。

同理,在柔性铰链的C面上施加垂直C面的载荷 $F=100 \text{ N}$,转矩 $M=707 \text{ N} \cdot \text{mm}$,求解运算察看柔性联接装置输出端中心D的位移(变形)和应力情况。通过对有限元模型的求解,得出柔性联接装置输出端中心D在 x 方向和 y 方向的位移(变形)图如图9和图10所示,其中网格形状是加载荷前的初始位置,实体形状是加载荷后的位置,应力图如图11所示。

由以上柔性联接装置在 x 方向的位移变形图6和图9可知,柔性铰链装置输出端在 x 方向即图3中 x 方向上的输出位移分别为 $-0.137 \times 10^{-4} \text{ m}$ 即 $-13.7 \text{ } \mu\text{m}$ 和 $0.884 \times 10^{-5} \text{ m}$ 即 $8.84 \text{ } \mu\text{m}$,所以柔性铰链装置输出端在 x 方向位移输出范围为 $-13.7 \sim 8.84 \text{ } \mu\text{m}$ 即

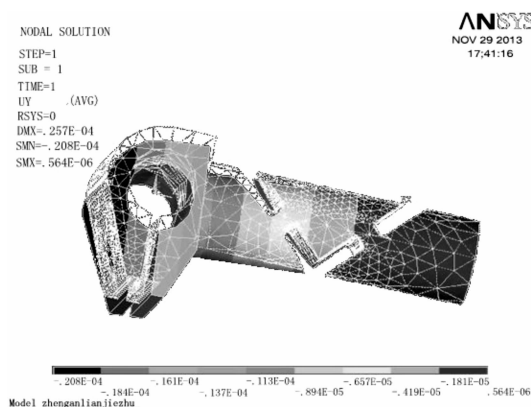


图6 B面受力输出端中心D在x方向位移
Figure 6 B surface by D end force output displacement in the x direction

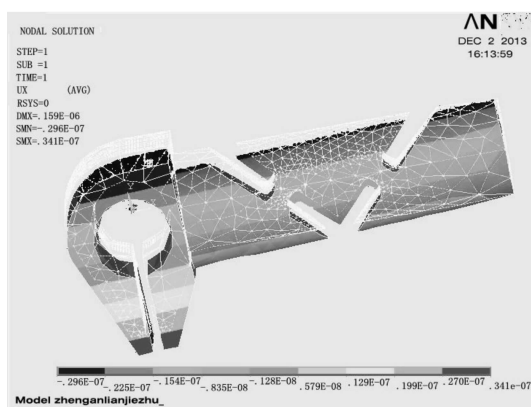


图7 B面受力输出端中心D在y方向位移
Figure 7 B surface by D end force output displacement in the y direction

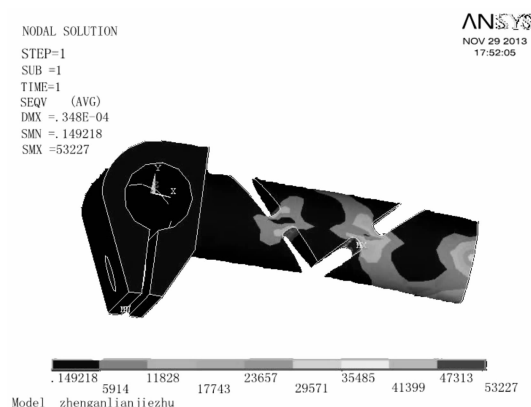


图8 B面受力下的应力分布图
Figure 8 B surface stress under stress pattern

$\pm 11.27 \mu\text{m}$;由以上柔性联接装置在y方向的位移变形图7和图10可知,柔性铰链装置输出端在y方向即图5中y方向上的输出位移分别为 $-0.835 \times 10^{-8} \text{ m}$ 即 $-0.008 \mu\text{m}$ 和 $-0.224 \times 10^{-7} \text{ m}$ 即 $-0.022 \mu\text{m}$,其

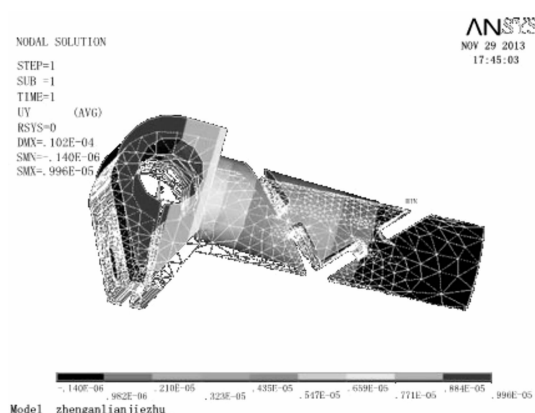


图9 C面受力输出端中心D在x方向位移
Figure 9 C surface by D end force output displacement in the x direction

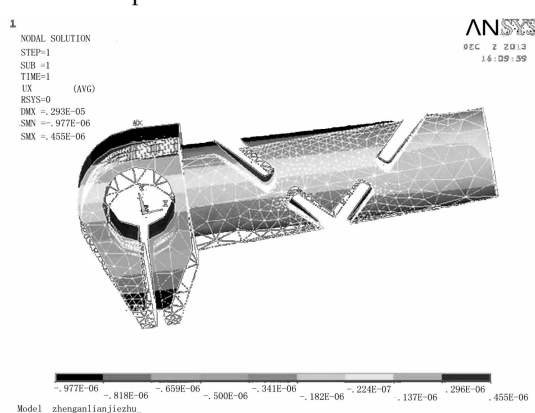


图10 C面受力输出端中心D在y方向位移
Figure 10 C surface by D end force output displacement in the y direction

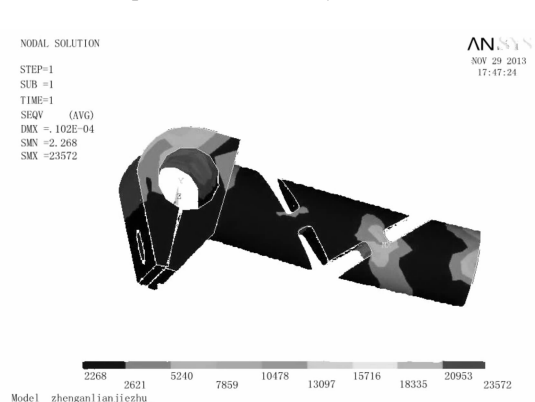


图11 C面受力下的应力分布图
Figure 11 C surface stress under stress pattern

位移输出范围为 $-0.008 \sim -0.022 \mu\text{m}$,即 $\pm 0.007 \mu\text{m}$ 。将ANSYS分析求得柔性联接装置输出端在x和y的输出位移与理论计算求得的数值比较可知,ANSYS分析解与理论解析解的误差为

$$\eta_x = \frac{22.54 - 22.05}{22.05} \times 100\% = 2.2\%,$$

$$\eta_y = (0.014 - 0.001) \times 100\% = 1.3\%,$$

其中: η_x 和 η_y 分别为 x 向和 y 向误差。

可以得出:该柔性装置主要在垂直于轴向的方向上产生微位移,在轴向方向的位移很小,可忽略不计,在两个方向上位移的理论仿真分析结果误差不大,符合实际要求。由柔性联接装置的应力图8和图11可看出,柔性联接装置的最大应力集中在柔性铰链切割过渡圆弧处,其次是柔性铰链截面比较薄弱的最小厚度处,柔性联接装置在图8和图11中的最大等效应力分别为53 227 Pa和23 572 Pa,即0.053 MPa和0.024 MPa,由45钢的屈服强度为355 MPa,许用弯曲应力为178 MPa,柔性联接装置最大应力远小于材料屈服强度,柔性铰链联接装置满足强度要求。

3 结论

1) 针对缝纫机高速运动下,滑槽座与滑块间隙间产生的作用力刚性传给针杆影响其高速运动及稳定性,设计了一种柔性铰链,通过其发生微小转角位移来非平行输出微位移,且输出的位移被限定在2个相垂直方向所构成的范围内,具有结构紧凑、运动灵活、精度高的特点,可大大削弱滑块驱动力对气浮针杆运动的影响,保证针杆高速运动下运动方向的平稳性。

2) 根据柔性铰链简化设计方法从铰链转角刚度入手,确定了柔性铰链的结构参数,结合编程和解析算

法求得柔性联接装置的输出位移(变形)和应力分布。通过ANSYS分析软件对柔性联接装置进行静力学分析。

3) 通过ANSYS分析得出的位移变形和应力值与理论计算对比分析,最终得出该柔性联接装置的位移输出范围能达到 $\pm 20 \mu\text{m}$ 的要求,且强度满足要求,验证了柔性联接装置的可行性,为同类机构设计提供参考。

参考文献:

- [1] 卢志伟. 工业平缝机针杆机构的气浮轴承设计及分析[J]. 西安工业大学学报, 2009, 29(4): 319-321.
- [2] ZHANG Ding. Research on the realization of micro displacement with flexure hinge [J]. Industrial Instrumentation & Automation, 1999 (5): 11-12.
- [3] 吴鹏飞, 周兆英. 柔性铰链的计算和分析[J]. 机械设计与研究, 2002, 18(3): 29-30.
- [4] 张磊, 刘莹. 基于柔性铰链的微位移机构设计[J]. 机床与液压, 2010, 38(5): 87-88.
- [5] 吴鹏飞, 周兆英. 柔性铰链的设计计算[J]. 工程力学, 2002, 19(6): 136-140.
- [6] PAROS J M, WEISBORO D L. How to design flexure hinges [J]. Machine Design, 1965, 37(27): 151-157.
- [7] 李玉和, 李庆祥, 陈璐云, 等. 单轴柔性铰链设计方法研究[J]. 清华大学学报: 自然科学版, 2002, 42(2): 172-174.
- [8] 薛实福, 李庆祥. 精密仪器设计[M]. 清华大学出版社, 1991: 203-211.
- [9] 刘伟. 单轴柔性铰链转角刚度的计算机辅助计算[J]. 光学与精密工程, 2000, 8(2): 178-180.

(上接第24页)

胶液,降低胶液的损耗和成本。

3) 加工范围适应性较高。对于不同形状,不同长度的紧固件,只需改变涂胶设备的部分构件,如分离圆盘和驱动装置的间隙和电机头帽即可完成形状尺寸不同的紧固件的涂胶加工,也满足了企业投入少,产能大,效益高的要求^[9]。

参考文献:

- [1] 赵建林, 耿艳彪. 一种自动涂胶机的研制[J]. 机械工程师, 2012 (11): 150-151.
- [2] 刘彤晏. 缸体自动涂胶机的实现[J]. 制造业自动化, 2011, 33(2): 163-165.
- [3] 张彬. GDX2型包装机涂胶工艺及结构改进[J]. 包装与食品机

械, 2011, 29(1): 63-66.

- [4] 张燕. 浅谈螺栓预涂厌氧胶技术的应用[J]. 紧固件技术, 2000 (4): 17-18.
- [5] 孙建章, 吕玉山, 李成吾, 等. 全自动钉排涂胶机的设计[J]. 机械设计与制造, 2005(10): 90-91.
- [6] 丁晓东. 振动料斗的结构设计[J]. 电子机械工程, 2007, 23(6): 43-46.
- [7] JOHNSON M P, CURTIS P J. Pneumatically operable fastener-driving tool and seal mechanism assembly, and a method of operating the same: US, 7918375 B2 [P]. 2011-04-05.
- [8] 李保财, 陈於学. 多工位自动涂胶系统的研制[J]. 机电一体化, 2011(1): 56-59.
- [9] 黄建青. 预涂固干胶设备[J]. 汽车工艺与材料, 1992(12): 37-38.