

DOI: 10.13475/j.fzxb.20171009405

# 基于结构拓扑优化的绣花机压脚与 针杆机构结构优化

张雷, 季祖鹏, 顾萍萍

(浙江理工大学 机械与自动控制学院, 浙江 杭州 310018)

**摘要** 针对高速绣花机的压脚机构及针杆机构加速度突变引起的过度柔性冲击和运动失衡问题, 首先通过机构运动学求解绣花机压脚及针杆机构运动规律。进一步基于结构拓扑优化的独立、连续、映射的方法, 采用有限元技术将离散变量因子转为连续函数, 再通过映射反映在部件的子域(单元)有无上进行零件优化, 对产生过度柔性冲击的主要部件进行受力分析, 划分不同网格区域形成不同子域(单元), 用拓扑变量来定义各子域中的质量因素, 在质量平衡的基础上减少产生柔性冲击的主要部件质量。工程实例表明, 该方法使结构设计满足轻质要求, 可达到降低柔性冲击的效果。

**关键词** 绣花机; 压脚机构; 柔性冲击; 拓扑结构; 子域; 网格

中图分类号: TS 103.1 文献标志码: A

## Structural optimization of presser foot and needle bar mechanism of embroidery machine based on structural topology optimization

ZHANG Lei, JI Zupeng, GU Pingping

(Faculty of Mechanical Engineering & Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou, Zhejiang 310018, China)

**Abstract** Aiming at the excessive flexibility impact and the destruction of the steady state of the machine due to sudden acceleration change of the presser foot mechanism and needle bar mechanism of the high speed embroidery machine, the paper firstly analyzed the movement rule of the presser foot mechanism and needle bar mechanism under high speed based on kinematics. Further, according to the analysis of the motion rule, the structural topology optimization based on the independent continuous mapping and finite element technology were used in the presser foot mechanism and needle bar mechanism. The discrete variable factor was transformed into a continuous function, and then the part was optimized by mapping to reflect 0 or 1 in the parts of subdomains. Several main components with excessive flexible impact forces were studied. They were divided into different grid areas, named subdomains (unit). The quality factors of each subdomains were defined by using topology variables, and the mass of the major parts with a flexible impact was reduced on the basis of mass balance. The engineering examples show that this method can meet the requirements of light quality and reduce the effect of flexible impact.

**Keywords** embroidery machine; presser foot mechanism; flexible impact; topological structure; subdomain; grid

电脑绣花机的针杆、压脚等机构在高速运动条件下会产生不平衡力和柔性冲击, 对机头产生振动, 进一步又对绣花机横梁产生较强的受迫振动, 从而

影响绣花机的可靠性、使用寿命及成品质量。许多学者对高速绣花机的研究围绕针杆以及挑线机构的运动学<sup>[1-3]</sup>、针杆机构扭转振动力矩<sup>[4]</sup>, 以及针杆运

收稿日期: 2017-10-25 修回日期: 2018-09-17

基金项目: 浙江省自然科学基金项目(LY14E050027)

第一作者简介: 张雷(1974—), 男, 副教授, 博士。主要研究方向为机器人和纺织机械。E-mail: lzhang@zstu.edu.cn。

动副间隙对位移精度和振动的影响展开<sup>[5]</sup>。对高速绣花机而言,有待于进一步围绕针杆及压脚机构协同运动展开分析。

针杆机构和压脚机构都是组合杆件,理论上可通过增加配重的方式来平衡机构高速运动下产生的惯性力。由于受空间和质量的限制,较多采用基于部分平衡理论对针杆机构及压脚机构进行平衡优化。研究表明,机头机构由于偏心质量引起的不平衡力及运动方向突变时产生的惯性力是机头振动的主要原因<sup>[6]</sup>。本文对某公司生产的绣花机装备进行分析,针对压脚、针杆机构的输出量进行比对,在结构拓扑优化的基础上用 ICM(指独立连续映射,先定义独立连续的拓扑变量,通过映射及反演过程,使独立连续的拓扑变量逼近离散拓扑变量,完成拓扑变量“离散-连续-离散”的转化)方法<sup>[7-10]</sup>建立杆件的函数模型,对其主要结构进行优化,构成最佳传力途径,降低机构关键构件质量。

### 1 压脚与针杆机构的模型建立与分析

压脚与针杆机构作为高速电脑绣花机机头的主要执行部件,承担着刺绣的驱动工作。在主轴转速相同的条件下,由主轴向高速针杆凸轮、压脚高速轮凸轮分别传递转矩,在压脚连杆以及针杆连杆的驱动下带动压脚与针杆运动。

#### 1.1 压脚机构柔性冲击分析

压脚机构的主要传动部件如图 1 所示,各部件构成压脚机构的传动路径。

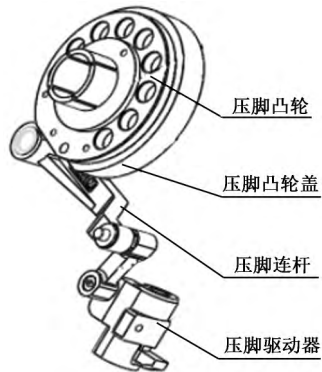


图 1 压脚主要传动部件

Fig. 1 Main transmission parts of presser foot

图 2 示出压脚主部件质心速度变化(周期为 0.1 s)。压脚滑块运动到极限位置时,在极限位置处产生一个停留,此时压脚凸轮的加速度产生一个突变,突变下压脚凸轮会对机头产生一个惯性冲击,惯性负荷远大于其工作负荷。高转速下此惯性负荷便引起扭转振动和横向振动,并存在相互耦合作用。

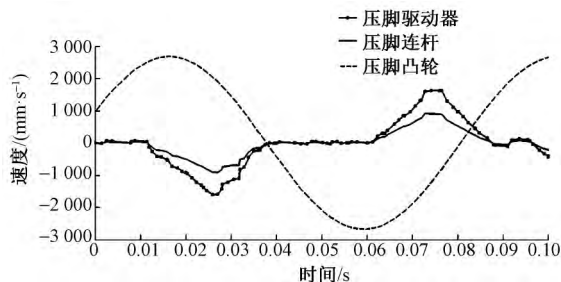


图 2 压脚主部件质心速度随时间的变化

Fig. 2 Changes of centroid motion of presser foot with time

图 3 示出压脚主部件质心加速度变化。可以发现,压脚凸轮在周期运动瞬间产生的加速度突变要远远大于压脚滑块以及压脚连杆产生的突变值,这意味着同一周期里,压脚凸轮产生的柔性冲击影响最为明显。

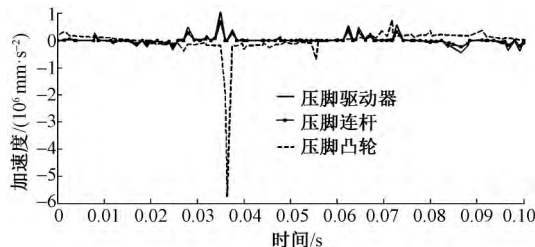


图 3 压脚主部件质心加速度随时间的变化

Fig. 3 Changes of centroid acceleration of presser foot with time

从压脚凸轮的几何结构考虑,压脚凸轮为内槽凸轮的几何锁合型机构,由于滚子与凸轮槽之间存在间隙,在高速转动下会产生横越冲击,破坏电脑绣花机的工作稳态。从工程优化的实验角度考虑,减少冲击部件的质量有利于降低柔性冲击的冲量,一定程度上可提高绣花机工作的高速稳定性。

#### 1.2 针杆机构柔性冲击分析

针杆机构的主要传动部件如图 4 所示,各部件构成针杆机构的主要传动路径。高速针杆凸轮是偏心凸轮,通过滚针轴承与针杆大连杆形成偏心连杆,整个针杆简化为一个四连杆与曲柄滑块的组合机构。

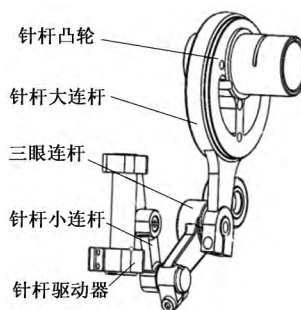


图 4 针杆主要传动部件

Fig. 4 Main transmission parts of needle bar

图 5、6 分别示出针杆主部件质心速度和加速度随时间的变化。在针杆滑块运动过程中, 针杆滑块运动呈现周期往复变化, 滑块的加速度在针杆滑块带动机针抬升至极限位置时产生突变, 类比压脚机构产生极大的惯性力, 惯性力要远远大于工作载荷, 对机针的运动工况造成不可忽视的影响。

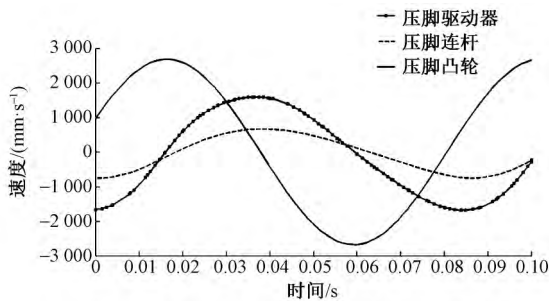


图 5 针杆主部件质心速度随时间的变化

Fig. 5 Changes of centroid motion of main parts of needle bar with time

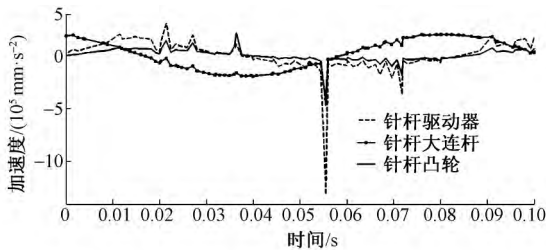


图 6 针杆机构主部件质心加速度随时间的变化

Fig. 6 Changes of centroid acceleration of each rod of needle bar with time

## 2 压脚与针杆机构的 ICM 拓扑优化

ICM 等一系列的拓扑优化方法都是在“基结构法”的基础上发展而来, 所谓基结构法就是将所设计的初始工作区域离散成适当的有限单元, 通过算法来删除部分单元, 形成带孔的连续体, 完成拓扑优化的过程。机构拓扑优化涉及的算法是将物理量通过阶跃函数来表示拓扑变量, 例如一个杆件的横截面积不管有多小, 只要它不等于零, 就定义其拓扑变量为 1, 一旦其几何数值变为零, 则拓扑变量也就定义为 0, 如式(1)所示。

$$v_i = \begin{cases} 1 & w_i/w_i^0 \in (0, 1] \\ 0 & w_i/w_i^0 \rightarrow 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中:  $v_i$  为离散变量;  $w_i$  为单元物理量(本文具体指代单元结构质量);  $w_i^0$  为单元固有物理量。

ICM 是在结构拓扑的基础上, 以结构质量为目标, 以应力、位移、频率等为约束目标连续体拓扑优化。该方法吸取了变厚度法和变密度法不需要构造

微结构的优点, 又使拓扑变量依赖尺寸和形状层面的弊端得到了有效地避免, 使拓扑变量恢复了独立地位。根据柔性冲击原理, 在无法改变加速度突变的工况下, 只能针对机构的结构质量进行优化, 结构单元刚度矩阵满足工况要求下, 尽量减小单元质量, 即将单元拓扑变量变为零, 以最小的质量成本达到工况要求的强度和耐久性。

将设计区域先划分网格, 部件上的网格都通过建立过滤函数的方式, 再映射到阶跃函数上, 用映射出的拓扑变量表示单个单元的实体状态。各网格可看做一个子域, 子域的实际应力不可超过各子域的许用应力, 按照 ICM 方法, 零阶近似的应力约束下结构拓扑优化可表示为式(2)。利用式(3)~(5)对式(2)中的约束条件进行简化。

$$\begin{cases} \text{Min} & W = \sum_{i=1}^N f_p(t_i) w_i^0 \\ \text{s. t.} & \mathbf{t} = (t_1 \ t_2 \ \dots \ t_N)^T \\ & p_i \leq f_p(t_i) p_i^0 \\ & 0 \leq t_i \leq 1 \quad (i = 1, \dots, N) \end{cases} \quad (2)$$

式中:  $\mathbf{t} = (t_1 \ t_2 \ \dots \ t_N)^T$ , 为单元拓扑结构设计的向量;  $p_i$  为子域(网格)在工况下的应力, Pa;  $p_i^0$  为子域(网格)的许用应力, Pa;  $N$  为单元拓扑变量的数目;  $f_p(t_i)$  为质量过滤函数;  $w_i^0$  为单元结构质量  $g$ 。其中求解  $W$  的最小值用 Min 表示, 而该函数的约束条件用 s. t. 表示。

$$f_p(t_i) \geq \frac{p_i}{p_i^0} \quad (3)$$

$$\frac{p_i}{p_i^0} = f_p(t_i^*) \quad (4)$$

$$f_p(t_i) \geq f_p(t_i^*) \quad (5)$$

零部件受到的应力分解为垂直于截面的正应力  $\vec{\sigma}$  和切于截面的切应力  $\vec{\tau}$ , 其中只有  $\vec{\tau}$  产生扭转变形, 故可不考虑  $\vec{\sigma}$ 。

由上述公式, 可将式(2)变换为式(6)。

$$\begin{cases} \text{Min} & W = \sum_{i=1}^N f_\tau(t_i) w_i^0 \\ \text{s. t.} & \mathbf{t} = (t_1 \ t_2 \ \dots \ t_N)^T \\ & f_\tau(t_i) \geq f_\tau(t_i^*) \\ & 0 \leq t_i \leq 1 \quad (i = 1, \dots, N) \end{cases} \quad (6)$$

式中:  $\tau_i$  为子域(网格)在工况下的实际剪切应力, Pa;  $\tau_i^0$  为子域(网格)的许用剪切应力, Pa;  $f_\tau(t_i)$  为重新定义的质量过滤函数。因每个子域切应力不随各单元截面大小改变而变化, 而各子域(网格)的应力只同其内力和选用材料的性质有关, 所以对于第

$i$  个单元截面  $f_{\tau}(t_i^*)$  每次也是固定不变的。

引入过滤函数(7) 将  $f_{\tau}(t_i^*)$  进行迭代运算, 初始  $t_i^*$  表示为  $\frac{\tau_i}{\tau_i^0}$ 。

$$f_{\tau}(t_i^*) = \frac{e^{\frac{t_i}{\gamma}} - 1}{e^{\frac{1}{\gamma}} - 1} \quad (7)$$

式中,  $\gamma = 0.0621$ 。计算得  $f_{\tau}(t_i^*)$  作为下一级的  $t_i^*$ , 经过多次迭代求解, 取  $f_{\tau}(t_i^*) < 10e^{-12}$  为停止迭代准则, 再由所求的拓扑变量的函数值  $f_{\tau}(t_i^*)$  映射回离散变量 0 或 1, 由  $f_{\tau}(t_i)$  表示, 对比式(1), 定义为删除子域(网格)或保留子域(网格), 将满足切应力要求的子域(网格)区域进行省略。

### 3 压脚凸轮及针杆凸轮优化实例分析

以压脚凸轮与针杆凸轮为样本进行质量优化时, 压脚凸轮以及针杆凸轮外形尺寸已被确定, 假设压脚凸轮与针杆凸轮在高速运转情况下不发生塑性变形, 通过 ICM 结构拓扑优化, 量化单个结构的质量, 在满足强度要求的条件下, 达到更轻巧的结构质量要求。将模型压脚凸轮(材质为聚甲醛(POM)热塑性结晶聚合物, 许用切应力  $\tau_i^0 = 66 \text{ MPa}$ ) 以及模型针杆凸轮(材质为高碳铬轴承钢 GCr15, 许用切应力  $\tau_i^0 = 147.5 \text{ MPa}$ ) 划分为若干子域, 如图 7 所示。取单元网格面积最大划分网格, 分别划分为 356 和 167 个网格。

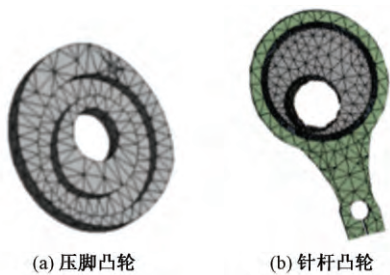


图 7 压脚凸轮与针杆凸轮网格划分

Fig. 7 Meshing for presser foot cam (a) and presser (b)

在有限元仿真分析中, 主轴带动压脚凸轮及针杆凸轮转动, 电动机转矩通过转轴传递转矩到针杆凸轮、压脚凸轮以及挑线凸轮上(因挑线运动范围及惯性力远小于另外二者, 故忽略其影响), 将主轴贯穿压脚及针杆凸轮的文件导入有限元中, 在主轴上添加转矩  $M_e$  ( $M_e = 0.38 \text{ N}\cdot\text{m}$ ), 在凸轮上添加边界约束进行仿真运算, 继而查看切应力分布云图, 得到压脚及针杆凸轮切应力参数的实际分布, 将不同网格上分布的切应力  $\frac{\tau_i}{\tau_i^0}$  作为初始  $t_i$  代入式(7) 进行

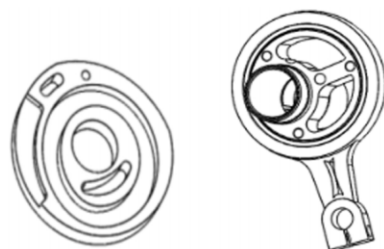
迭代计算, 经过映射得到的  $f_{\tau}(t_i)$ , 作为该网格删除与否的标准。

根据上述 ICM 几何方法对压脚凸轮及针杆凸轮进行优化, 迭代结果如表 1 所示, 优化结果如图 8 所示。与模型压脚及针杆凸轮相比, 压脚凸轮结构质量减少了 16%, 针杆凸轮结构质量减少了 38%, 而与该公司实际采用的压脚凸轮及针杆凸轮相比, 压脚凸轮结构质量减少了 9%, 针杆凸轮结构质量减少了 13%。经对比, 有效降低了对整个机构的振动冲击。

表 1 压脚及针杆凸轮拓扑结构迭代结果

Tab. 1 Iterative results of topology of pin and pin cam

迭代次数	压脚凸轮		针杆凸轮	
	结构质量/g	删除率/%	结构质量/g	删除率/%
0	31.500	0	319.81	0
1	30.550	3	287.83	10
2	29.925	5	271.83	15
3	28.980	8	262.24	18
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
6	24.460	16	198.28	38



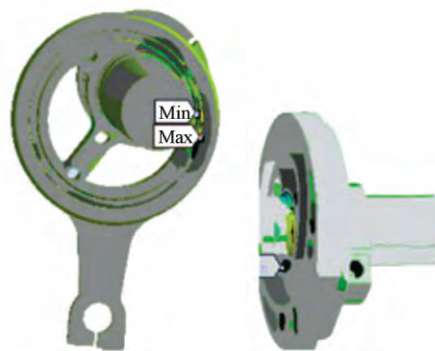
(a) 压脚凸轮结构外形 (b) 针杆凸轮结构外形

图 8 优化后针杆凸轮以及针杆凸轮结构外形

Fig. 8 Optimization of presser foot cam

(a) and needle bar cam (b)

为验证优化后结构是否满足强度要求, 将优化后的结构代入有限元分析, 观察在仿真工况下, 针杆凸轮以及压脚凸轮上切应力的分布是否满足安全系数 ( $[s] = 2$ ) 下的工作要求。应力分布云图如图 9 所示。



(a) 针杆凸轮 (b) 压脚凸轮

图 9 压脚凸轮以及针杆凸轮切应力分布云图

Fig. 9 Distribution of shear stress distribution of needle bar cam (a) and presser foot cam

由图 9 可知, 右侧压脚凸轮的最大切应力为 24 963 Pa, 左侧针杆凸轮的最大切应力为 165 300 Pa, 分别小于它们的许用切应力  $\tau_i^0$ , 且  $\frac{\tau_i^0}{\tau_{\max}} \gg [s]$ , 因此, 优化后的凸轮结构强度满足工况要求。

## 4 结 论

1) 压脚与针杆机构运动周期中的某一时刻, 由机构内部零件加速度突变产生的柔性冲击带来的影响不可忽视。不同零件对高速稳定性的影响不同, 可通过运动学分析确定引起柔性冲击的最主要的零部件作为优化对象来进一步研究。

2) 针对柔性冲击问题, 从结构轻质出发, 减小对绣花机工作稳态的影响。基于结构拓扑 ICM 优化方法, 将绣花机关键部件单元的结构质量因子定义为拓扑变量, 用过滤函数将离散变量转为连续函数, 通过迭代计算再将函数值映射到拓扑变量上, 优化去除部分子域, 达到绣花机部件结构质量最优化的目标。

3) 工程实例表明, 基于结构拓扑 ICM 优化方法, 对于本文实验用绣花机, 可优化降低压脚凸轮质量约 9%, 针杆凸轮质量降低约 13%。ICM 拓扑算法与有限元方法相结合, 可使零部件在合理优化结构质量的情况下达到强度参数要求, 满足高速工况要求。同时对于其他高速轻质机械的优化设计研究也提供了理论参考。

FZXB

### 参考文献:

- [ 1 ] 林建龙, 罗志文, 张力. 电脑刺绣机针杆机构位置精度分析[J]. 纺织学报, 2010, 31( 7 ): 131 - 134.  
LIN Jianlong, LUO Zhiwen, ZHANG Li. Position accuracy analysis on needle bar mechanism of computerized embroidery machine [J]. Journal of Textile Research, 2010, 31( 7 ): 131 - 134.
- [ 2 ] 林建龙, 孟春林, 傅程, 等. 电脑刺绣机针杆机构质心轨迹研究[J]. 纺织学报, 2005, 26( 1 ): 70 - 72.  
LIN Jianlong, MENG Chunlin, FU Cheng, et al. Research on the mass center curve of the needle bar mechanism in computerized embroidery machine [J]. Journal of Textile Research, 2005, 26( 1 ): 70 - 72.
- [ 3 ] 林建龙, 王小北, 顾翔. 新型电脑刺绣机挑线机构设计分析[J]. 纺织学报, 2006, 27( 12 ): 105 - 108.  
LIN Jianlong, WANG Xiaobei, GU Xiang. Analysis and design of new model thread-taking-up mechanism of the computerized embroidery machine [J]. Journal of Textile Research, 2006, 27( 12 ): 105 - 108.
- [ 4 ] 罗志文, 林建龙, 唐永龙. 电脑刺绣机针杆机构力矩分析[J]. 纺织学报, 2009, 30( 12 ): 113 - 116.  
LUO Zhiwen, LIN Jianlong, TANG Yonglong. Moment analysis of needle bar mechanism on computerized embroidery machine [J]. Journal of Textile Research, 2009, 30( 12 ): 113 - 116.
- [ 5 ] 郭慧昕. 刺绣机含间隙针杆机构的稳健性分析与优化设计[J]. 纺织学报, 2010, 31( 7 ): 131 - 136.  
GUO Huixin. Position robust analysis and design optimization of needle bar mechanism with joint clearance of automatic embroidery machine [J]. Journal of Textile Research, 2010, 31( 7 ): 131 - 136.
- [ 6 ] 彭细荣, 隋允康. 基于 ICM 法的高层建筑大型支撑体系拓扑优化[J]. 工程力学, 2017, 34( 5 ): 17 - 22.  
PENG Xirong, SUI Yunkang. Topology optimization of mega braced systems of high-rise buildings based on ICM method [J]. Engineering Mechanics, 2017, 34( 5 ): 17 - 22.
- [ 7 ] BANERJEE S, CHI C, SHINOZUKA M K. Filter-based identification of bridge fragility parameters [C]//ASCE. Proceeding of the 2011 Structure Congress. Las Vegas: Structure Congress, 2011: 240 - 250.
- [ 8 ] 叶红玲, 隋允康. 基于 ICM 方法三维连续体结构拓扑优化[J]. 固体力学学报, 2006, 27( 4 ): 387 - 393.  
YE Hongling, SUI Yunkang. ICM-based Topological optimization of three-dimensional continuum structure [J]. Acta Mechanica Solida Sinica, 2006, 27( 4 ): 387 - 393.
- [ 9 ] FENG M Q, KIM D K, YI J H et al. Baseline models for bridge performance monitoring [J]. Journal of Engineering Mechanics, 2004, 130( 5 ): 562 - 569.
- [ 10 ] 隋允康, 叶红玲, 彭细荣, 等. 连续体结构拓扑优化应力约束凝聚化的 ICM 方法[J]. 力学学报, 2007, 39( 4 ): 554 - 563.  
SUI Yunkang, YE Hongling, PENG Xirong, et al. The ICM method of continuous structure topological optimization stress constraint condensation [J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2007, 39( 4 ): 554 - 563.