

DOI:10.11918/202404052

金属管螺旋缠绕在轨成形力学特性分析与优化

王 岩¹, 陈禹名¹, 张书洋², 杨 慧¹, 张从发², 刘金童², 刘荣强³

(1. 河北省并联机器人与机电系统实验室(燕山大学), 河北 秦皇岛 066004; 2. 中国空间技术研究院 北京空间飞行器总体设计部, 北京 100094; 3. 机器人技术与系统国家重点实验室(哈尔滨工业大学), 哈尔滨 150001)

摘 要: 为满足地外探测大尺寸结构在轨构建及空间站桁架的实际需求, 提出一种带材直接在轨成形方法, 研制出一款小型化、轻量化、低功耗的金属管件制造设备。采用冷弯成形技术中的缠绕锁合成形, 基于基尔霍夫假设和等效应变能原理建立弯曲缠绕的非线性力学模型, 分析带材几何参数对缠绕力矩的影响。通过 ABAQUS/显式求解器分析缠绕力矩并验证理论模型的有效性。为进一步定量描述和优化缠绕锁合性能, 定义稳定缠绕力矩、锁合正压力和锁合边最大应力 3 个性能指标, 该指标越小, 缠绕锁合性能越好。此外, 采用响应面法建立弯曲缠绕卷管指标参数的多项式代理模型, 通过改进的非支配遗传算法(NSGA-II)对金属管弯曲成形进行多目标优化设计。优化结果表明, 缠绕力矩减少了 26.23%, 锁合边正压力减小了 4.71%, 锁合边最大应力减小了 2.14%, 同时驱动力矩曲线波动得到改善。制备了辊座直径为 70 mm、辊组间距为 100 mm、辊缝具有校正调节功能的锁槽折弯箱和芯轴直径为 50 mm 的缠绕锁合样机并进行实验, 揭示不同工艺参数对轧制成形的影响以及螺旋成形时成形角与管件直径的规律。该研究为金属管在轨成形的应用提供了重要的理论和实验基础。

关键词: 在轨制造; 缠绕锁合; 缠绕力矩; 响应面法; 非支配遗传算法(NSGA-II)

中图分类号: V19

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2025)04-0151-11

Analysis and optimization of mechanical characteristics of spiral winding metal tube in orbit

WANG Yan¹, CHEN Yuming¹, ZHANG Shuyang², YANG Hui¹, ZHANG Congfa², LIU Jintong², LIU Rongqiang³

(1. Hebei Provincial Key Laboratory of Parallel Robot and Mechatronic System (Yanshan University), Qinhuangdao 066004, Hebei, China; 2. Beijing Institute of Spacecraft System Engineering, China Academy of Space Technology, Beijing 100094, China; 3. State Key Laboratory of Robotics and Systems (Harbin Institute of Technology), Harbin 150001, China)

Abstract: To fulfill the practical requirements of constructing large-size structures in orbit for extraterrestrial exploration and space station trusses, a direct in-orbit strip-orming method was proposed, alongside the development of a small, lightweight and low-power metal pipe fitting manufacturing equipment. Based on Kirchhoff hypothesis and the principle of equivalent strain energy, a nonlinear mechanical model of bending and winding was established to analyze the influence of different parameters on the winding torque. The ABAQUS/explicit solver was used to solve the winding torque and validate the effectiveness of the analytical model. The winding and locking performances were described and optimized by defining three performance indexes, namely stable winding moment, positive locking pressure, and maximum locking edge stress in a quantitative manner. The lower the indexes, the higher the winding locking performance. The polynomial surrogate model of the index parameters for the curved winding pipe was established using the response surface method, and the metal pipe bending was subjected to multi-objective optimization design through an improved non-dominated genetic algorithm (NSGA-II). The optimization results demonstrate a reduction of 26.23% in the winding torque, a decrease of 4.71% in positive pressure at the locking edge, a decline of 2.14% in maximum stress at the locking edge, and an enhancement in the fluctuation of the torque curve. A prototype for winding locking was developed, featuring a roller seat with a diameter of 70 mm, a roller group spacing of 100 mm, and a locking groove bending box with a corrective adjustment function, along with a core shaft diameter of 50 mm. The experimental results demonstrate the impact of various process parameters on rolling forming and elucidate the relationship between forming angle and pipe fitting diameter during spiral forming. The findings of this study offer a crucial theoretical and experimental foundation for the implementation of metal tube forming in orbit.

Keywords: in-orbit manufacturing; winding lock; winding torque; response surface method; non-dominated genetic algorithm II(NSGA-II)

收稿日期: 2024-04-20; 录用日期: 2024-06-11; 网络首发日期: 2025-03-11

网络首发地址: <https://link.cnki.net/urlid/23.1235.T.20250310.1729.008>

基金项目: 国家自然科学基金(52375028); 河北省自然科学基金(E2024203105, E2024203052); 河北省高等学校科学技术研究项目(QN2023206)

作者简介: 王 岩(1986—), 男, 高级工程师; 杨 慧(1986—), 女, 副教授, 博士生导师; 刘荣强(1965—), 男, 教授, 博士生导师

通信作者: 杨 慧, huiyang_0431@163.com

空间桁架是航天器结构的重要组成部分,主要由一定数量的一维杆在三维空间中按一定方向连接而成,已广泛应用于深空探测基地的建设和空间站功能的拓展^[1]。然而,在目前航天器中,用于在轨运行的空间桁架结构通常在 10 ~ 100 m 量级^[2-3]。未来的空间探索将需要更大型、轻量化、高性能和高性价比的空间桁架,如在轨服务平台,其建成后的几何尺寸将达到 0.1 ~ 10.0 km^[4-5]。现有的在轨部署和装配方法非常有限^[6],新的构建方法迫在眉睫。

受火箭运载体积质量有限、发射过程力学条件严苛的限制,难以按照现有“地面制备,火箭运输,空间应用”的运营模式实施,因此在空间部署小型化的金属管件制造装备,以带状金属卷材为原材料,理论上可以实现金属管件的在轨缠绕成形,进而可为超大结构的在轨装配源源不断的提供管件单元。目前,金属管成形技术主要可以分为:传统辊式成形方式和排辊成形方式^[7]。常见成形管件类型有直缝焊管、螺旋焊管、直缝咬合管和螺旋锁合管^[8]。其中螺旋锁合管锁合口呈螺旋状环绕于管体上,增加管件整体刚度的同时,耐受力也得到增强,具有广泛的应用场景^[8]。

在管件成形过程中,由于金属带材的弯曲而产生材料的弹塑性形变,为了解决弹塑性问题,在分析金属材料的弯曲时,必须考虑平衡方程、本构方程、屈服准则、相容性方程以及硬化规律等。然而,获得解析解并推导出适用于偏导数形式的平衡和相容性方程在数学上具有一定的挑战性。为了克服这些挑战,国内外学者进行了数值、仿真和实验等多方面研究。Brush 等^[9]提出了一种纯弯曲条件下薄壁板材位移、应力和应变的理论求解方法。Bai 等^[10-11]在文献[9]对金属弯曲理论研究的基础上,建立了考虑截面形状的复合材料弯曲行为的研究理论方法,并通过有限元模型对理论方法进行验证,结果与理论方法吻合较好。Wuest^[12]对带状卷材弯曲时的力学行为进行了研究,建立了正反向的弯矩模型;Mansfield^[13]考虑了大挠度扭转和弯曲,建立了具有初始曲率的带状卷材弯曲时的弯矩模型;Seffen 等^[14]观察到文献[12]的模型中,计算弯矩时的积分公式只适用于平板壳,即弯曲圆心角很小,因此将文献[12]的模型扩展到适用于较大弯曲半径的带状卷材中,还对此进行了数值分析和试验研究;Calladine^[15]用能量法预测了薄壁圆管弯曲时的峰值力矩,并得到圆管弯曲时的应变能和弯矩表达式。国内学者也对带状卷材的弯曲缠绕状态下的力学性能做了较多研究,左玉弟等^[16]利用文献[12]的模型,计算了带状卷材缠绕时的峰值力矩,并进行了参

数分析分析了带状卷材厚度与截面形状对峰值力矩的影响;叶红玲等^[17-18]用有限元法计算了复合材料带状卷材纯弯曲时的峰值力矩,分析了材料铺层角度、铺层厚度、截面半径以及初始缺陷对其弯曲力学性能的影响;苗成国^[19]搭建了实验平台,对带状卷材的力矩特性进行了实验分析,并且与有限元计算结果进行了对比分析。如前所述,许多学者在研究各向同性材料金属材料弯曲性能方面做了出色的工作,为卷管成形的研究提供了重要的参考。

针对上述工程应用和理论研究的问题,本文根据航天工程实际要求进行轻小型薄壁金属螺旋管在轨制造装备的创新设计,基于基尔霍夫假设^[20]和等效应变能原理^[21]建立弯曲缠绕的非线性力学模型,计算缠绕力矩,采用非线性有限元软件 ABAQUS/显示求解器进行分析并验证模型的有效性。通过对稳定缠绕力矩、锁合正压力和锁合边最大应力性能指标的优化,得出原型样机的基本设计参数。研制出样机进行测试,分析带材不同厚度对轧制成形的影响以及螺旋成形时成形角与管件直径之间的关系。

1 冷弯成形装备方案设计

1.1 轻小型薄壁金属管成形装备结构方案

薄壁金属管冷弯成形设备三维示意图如图 1 所示,结构尺寸 450 mm × 650 mm × 1 100 mm,质量 75 kg,功耗低于 600 W。

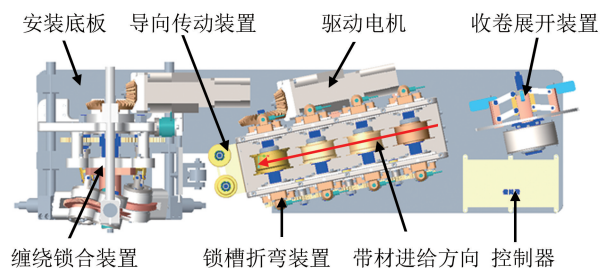


图 1 金属冷弯成形设备三维示意

Fig. 1 Three-dimensional diagram of metal cold forming equipment

螺旋管成形时,带材将依次通过带材收卷装置、锁槽折弯装置、导向传动装置和缠绕锁合装置,最终沿缠绕锁合装置芯轴方向成形金属螺旋管。锁槽折弯装置的 4 组辊轮将平整的带材两边缘依次轧制出锁合槽,带锁槽的带材通过传送张紧装置后,进入导向传动装置,传送张紧轮对带材运行方向进行调节并对带材施加一定的张紧力,缠绕锁合装置是通过缠绕芯轴、锁合轮/压实轮/压花轮及螺旋模套等的联合作用,带锁紧边的带材先后发生螺旋缠绕、锁紧边锁合、锁紧边压平/压实等塑性成形形变,保证管件成形稳定性的同时提高螺旋管的刚度和强度。

1.2 缠绕锁合原理

带状卷材经由锁槽折弯装置得到特定锁合边,带材横截面如图 2 所示,该锁合边截面采用“L”+“V”形结构,螺旋缠绕时“L”形直角边与“V”形角首尾啮合实现连续锁合,锁合轮、压实轮和压花轮呈空间角度布置,缠绕锁合原理图如图 3 所示,旋转的同时带动带材螺旋前进。金属冷弯成形设备通过锁合轮将金属带材相邻的上锁合边与下锁合边扣合,压花轮用于将扣合的上锁合边与下锁合边压平,带材螺旋缠绕锁合原理图如图 4 所示,并压成花纹,压实轮用于对花纹进行压紧,锁合后形成一条螺旋状锁合边,在锁合边处形成 4 层板材压实结构,以实现螺旋管的彻底压合连接。

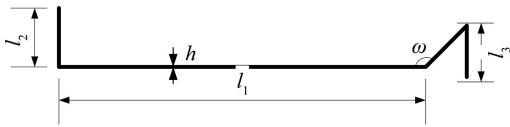


图 2 带材横截面
Fig. 2 Strip cross-section

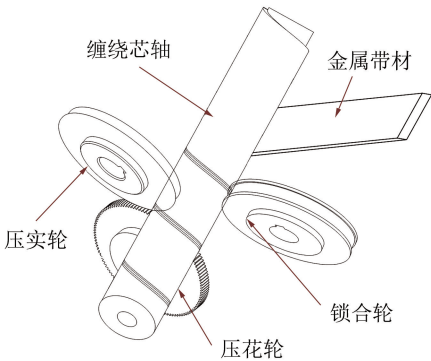


图 3 缠绕锁合原理图
Fig. 3 Winding and locking schematic diagram



图 4 带材螺旋缠绕锁合原理图

Fig. 4 Strip spiral winding locking principle diagram

2 缠绕过程缠绕力矩建模

在带材的缠绕过程中,缠绕力矩是一项重要的设计指标。本文基于 Calladine 理论对于缠绕力矩的预测模型,综合纵向拉伸、横向弯曲的影响,并利用最小势能原理推导出非线性力矩模型,通过数值研究分析带材几何参数对缠绕力矩的影响。通过 ABAQUS 软件建立金属带材弯曲缠绕的有限元模型,并将分析结果与理论计算结果进行比较,验证模型的准确性。

2.1 非线性力学建模

缠绕锁合成形过程中,带材经过一系列连续弯曲变形从而得到特定的形状,这一变形过程属于弹塑性大变形问题。这主要表现在带材在纵向的弹性拉伸和压缩变形,以及在横向的弹塑性弯曲变形等方面。缠绕锁合成形施加载荷使带材弯曲变形的同时,还会引起带钢的横向扭转和纵向拉伸/压缩变形,因此缠绕锁合成形过程实质上是横向变形和纵向变形的综合。

参考基尔霍夫对薄板弯曲理论的研究^[22],进行以下假设:

1) 变形前垂直于中性面的任一直线线段,变形后,仍为直线,并垂直于变形后的弹性曲面,且长度不变。

2) 垂直于板中面方向的应力较小,可忽略不计。

取其中一小段微元 $hdx dy$, 对微元进行受力分析,上表面为自由表面,下表面有外载荷作用,其他 4 个面有板的内力作用,微元受力示意图见图 5。

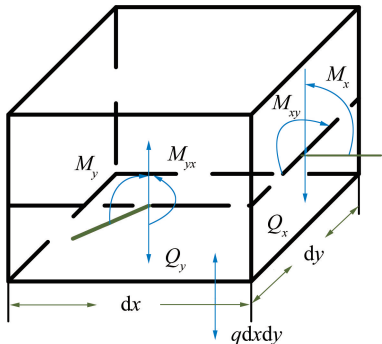


图 5 微元受力示意图

Fig. 5 Schematic diagram of element force

在外法线与 x 轴相平行的面上,有 $\sigma_x, \tau_{xy}, \tau_{yx}$ 作用。由假定可知, $\sigma_x, \tau_{xy}, \tau_{yx}$ 的分布均以中面为对称面而反对称分布,且分别合成弯矩 M_x, M_y , 扭矩 M_{xy} 和横向剪力 Q_x , 如果 M_x, M_y, M_{xy}, Q_x 等分别表示单位长度上的相应值,则

$$\begin{cases} M_x = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} z \sigma_x dz \\ M_y = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} z \sigma_y dz \\ M_{xy} = M_{yx} = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} z \tau_{xy} dz \\ Q_x = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \tau_{xy} dz \\ Q_y = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \tau_{yz} dz \end{cases} \quad (1)$$

弯曲中性面位移示意图如图 6 所示,距离中面 z 处的板层 AB 变形后,变为 $A'B'$,设 A 点坐标为 x 、 B 点坐标为 $x + dx$ 。当 y 为常数,坐标为 x 的 A 点,变形后的位移为 u ,考虑到 θ 为小量,故有

$$\begin{cases} u = -z \sin \theta \approx -z \tan \theta \\ \tan \theta = -\frac{\partial w}{\partial x} \end{cases} \quad (2)$$

于是,位移 u 为

$$u = -z \frac{\partial w}{\partial x} \quad (3)$$

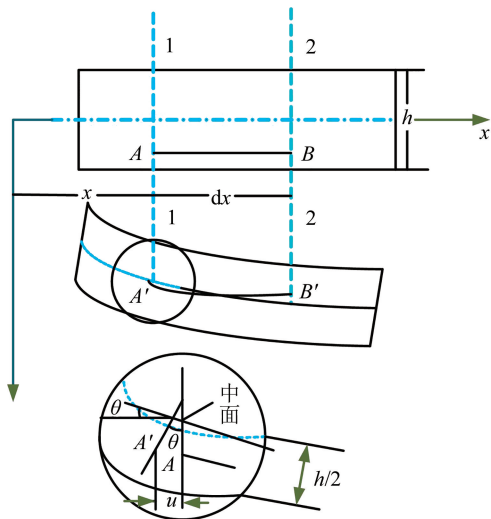


图 6 弯曲中性面位移示意

Fig. 6 Displacement diagram of bending neutral plane

此处, u 、 w 以 x 、 z 正向为正, θ 以顺时针旋转为正。当 θ 为正时, u 为负。同理对于 x 为常数的截面,坐标 (y, z) 的任意点处水平位移为

$$v = -z \frac{\partial w}{\partial y} \quad (4)$$

根据应变位移公式,并考虑到式(3)、(4),根据广义胡克定律可以得到:

$$\begin{cases} \varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} = -z \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\ \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} = -z \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \\ \gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = -2z \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{cases} \quad (5)$$

由基本假设可知: $\varepsilon_x = 0$, $\gamma_{xz} = \gamma_{yz} = 0$ 。于是,

$$\begin{cases} \sigma_x = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_x + \nu \varepsilon_y) = -\frac{Ez}{1-\nu^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \\ \sigma_y = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_y + \nu \varepsilon_x) = -\frac{Ez}{1-\nu^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \\ \tau_{xy} = \frac{E}{2(1+\nu)} \gamma_{xy} = -\frac{Ez}{1+\nu} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{cases} \quad (6)$$

将式(6)代入式(1),经积分后可得

$$\begin{cases} M_x = -D \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \\ M_y = -D \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \\ M_{xy} = -(1-\nu) D \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{cases} \quad (7)$$

式中, $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ 。

考虑微小单元 $dx dy$ 的平衡条件,由此建立薄板弯曲问题的平衡方程为

$$\frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} + 2 \frac{\partial^2 M_{xy}}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 M_y}{\partial y^2} = -q \quad (8)$$

将式(8)代入式(7)可得由位移函数 w 表示的平衡方程,即

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = \frac{q}{D} \quad (9)$$

采用二重正弦级数表示挠度 w 为

$$w(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} A_{mn} \sin \frac{m\pi y}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} \quad (10)$$

式中: A_{mn} 为未知待定未知数, m, n 为任意整数。

边界条件为

$$\begin{cases} x = 0, w = 0, \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = 0 \\ x = a, w = 0, \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = 0 \\ y = \pm \frac{b}{2}, w = 0 \\ -D \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)_{y=\pm \frac{b}{2}} = M_0 \end{cases} \quad (11)$$

假定位移函数为

$$w = \sum_{m=1}^{\infty} Y_m \sin \frac{m\pi x}{a} \quad (12)$$

式中: Y_m 为 y 的偶函数,所以 $A_m = D_m = 0$,代入边界条件,可得:

$$B_m = -C_m \frac{m\pi b}{2a} \text{th} \alpha_m \quad (13)$$

$$C_m = -\frac{2M_0 a^2}{D m^3 \pi^3 \text{ch} \alpha_m} \quad (14)$$

由式(12)~(14)可以得到带材弯曲挠度位移函数为

$$w = \frac{2M_0 a^2}{\pi^3 D} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{m^3 \text{ch} \alpha_m} \left(\alpha_m \text{th} \alpha_m \text{ch} \frac{m\pi y}{a} - \frac{m\pi}{a} \text{sh} \frac{m\pi y}{a} \right) \sin \frac{m\pi x}{a} \quad (15)$$

式中: $\alpha_m = \frac{m\pi b}{2a}$ 。

2.2 缠绕力矩求解

根据能量守恒定律,不考虑摩擦时,弯曲载荷产生的功应等于增加的应变能^[23],即

$$U = W \tag{16}$$

式中: U 为应变能, W 为弯矩做功。

根据弹塑性弯曲应变能公式,对 $\omega(x,y)$ 进行求导:

$$\begin{cases} U = \frac{1}{2} \sigma_{ij} \epsilon_{ij} = \frac{1}{2} \int (\sigma_x + \sigma_y) dV \\ U = \frac{1}{2} \int EI_x (\frac{d^2 w}{dx^2})^2 dx + \frac{1}{2} \int EI_y (\frac{d^2 w}{dy^2})^2 dy \end{cases} \tag{17}$$

式中: $I_x = \iint y^2 dz dy$, $I_y = \iint x^2 dz dx$ 。

由缠绕力矩作用而产生的势能为

$$W = \frac{1}{2} M \theta \tag{18}$$

式中: M 为作用在带材上的弯矩, θ 为单位长度带材受弯曲载荷产生的旋转角。

对式(18)求偏导,得到力矩 M 为

$$M = \frac{dW}{d\theta} = \frac{d \left[\int EI_x (\frac{d^2 w}{dx^2})^2 dx + \int EI_y (\frac{d^2 w}{dy^2})^2 dy \right]}{d\theta} \tag{19}$$

力矩表达式(19)是超越函数,可以通过数值法进行求解。

2.3 不同成形参数对缠绕力矩的影响

由理论计算结果可知,影响缠绕力矩的主要因

素有:带材宽度 a 和带材厚度 h ,根据力学建模结果,缠绕力矩曲线见图7。由图7可知当带材厚度从0.32 mm增加到0.52 mm时,缠绕力矩增加144%;当带材宽度从32 mm增加到36 mm时,缠绕力矩增加57%。

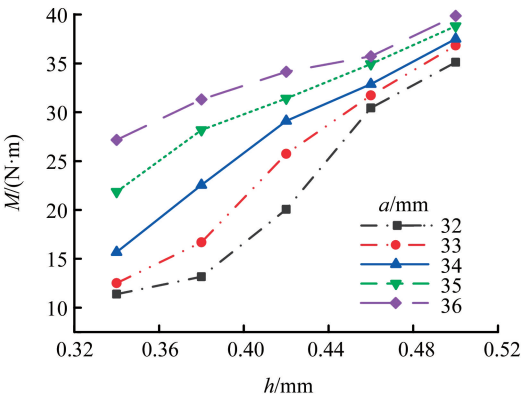


图7 缠绕力矩曲线图

Fig. 7 Winding torque curve

通过等效应变能法计算缠绕弯曲过程缠绕力矩的流程见图8。首先通过对变形微元进行受力分析,得到内力公式后,结合广义胡克定律,得到弯曲缠绕的广义力方程。通过将内力公式用位移挠度公式表示,将边界条件和平衡方程代入到广义力公式,对位移函数进行求解。最后通过等效应变能方程对缠绕力矩进行求解。

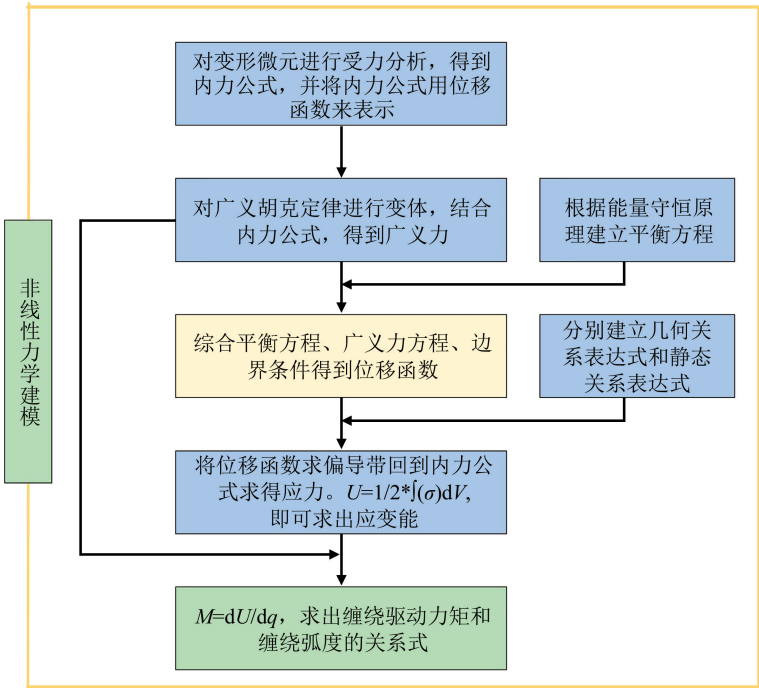


图8 缠绕力矩建模流程图

Fig. 8 Flowchart of winding torque modeling

3 有限元模型及验证

3.1 材料特性

本实验采用 5083 - H116 铝合金,相关材料参数见表 1、2。

表 1 材料参数

Tab.1 Material parameters

材料	密度/(g·mm ⁻³)	弹性模量/MPa	泊松比
5083 - H116	0.002 70	70 300	0.33

表 2 原材料应力-应变参数

Tab.2 Stress-strain parameters of raw materials

应力/MPa	应变	应力/MPa	应变
311.00	0	418.21	0.169 311
335.00	0.016 320	434.74	0.257 410
348.96	0.027 930	455.35	0.389 550
365.52	0.045 330	485.16	0.587 750
401.65	0.110 580	529.75	0.885 070

3.2 缠绕锁合有限元模型

通过 ABAQUS 软件建立有限元模型,采用离散刚体单元模拟芯轴和锁合辊轮,由于 C3D8R(三维八节点六面体单元)在处理接触、塑性、大变形等非线性问题时效率高,故确定其网格单元类型为 C3D8R。在压紧轮与芯轴对应截面的中心处创建参考点 RP - 1 和 RP - 2,并将缠绕带材与芯轴参考点 RP - 1 进行运动耦合。同时,设置边界条件,芯轴与压紧轮沿相同方向进行旋转,压紧轮在带材成功锁合后进行辊压成形,有限元模型见图 9。芯轴内径 50 mm,采用三维可变形壳体模拟金属带材,厚度 0.35 mm,成形角(带材与芯轴法向之间的夹角)取 11.6°。

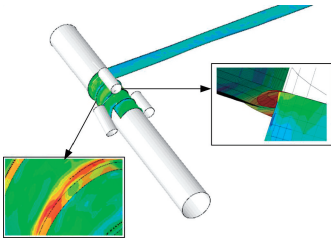


图 9 缠绕锁合有限元模型

Fig.9 Winding and locking finite element model

3.3 理论结果与数值结果有效性验证

为进一步分析缠绕过程中缠绕力矩与缠绕角度之间关系,对缠绕锁合模型去除锁合边进行对比分析,简化的有限元模型见图 10。应变能、缠绕力矩与缠绕锁合模型及理论结果进行对比分析见图 11。由图 11 可知随着缠绕弧度的增加,带材应变能不断增加,数值解与理论解的相对误差约为 -8.9%。误差

产生的主要原因是理论建模考虑主要应力而忽略了其他应力产生的应变,同时也忽略了沿厚度方向产生变形对径向应变的影响。

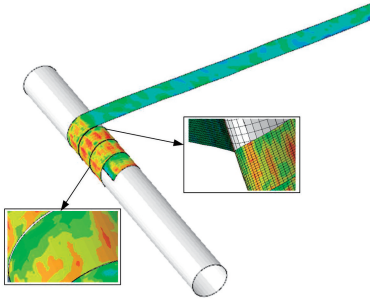


图 10 简化缠绕有限元模型

Fig.10 Simplified winding finite element model

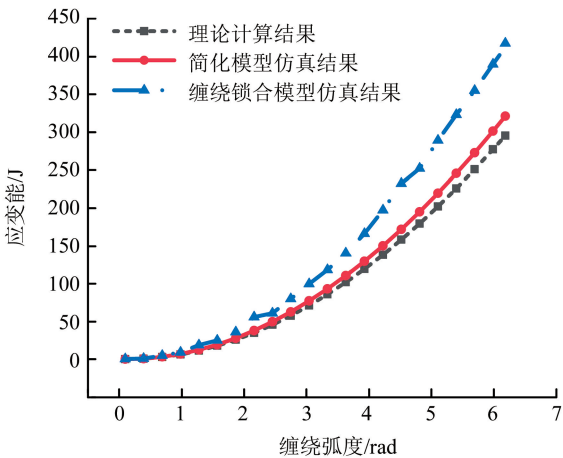


图 11 应变能与缠绕弧度关系曲线

Fig.11 Strain energy and winding angle curves

缠绕力矩与转角曲线如图 12 所示,对于数值结果,曲线段可分为弹性阶段和稳定塑性变形阶段。首先,带材弯曲在较小的载荷作用下处于弹性阶段,所以曲线的第 1 部分是线性的。将单位长度带材弯矩与弯角之比定义为抗弯刚度,该值越大螺旋管的抗弯刚度越大。这也表明,在弹性阶段带材的抗弯刚度保持不变;当缠绕一定角度之后进入塑性变形阶段,抗弯刚度会逐渐降低。

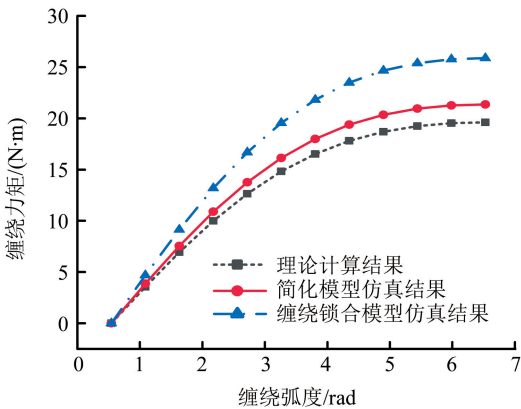


图 12 缠绕力矩与转角曲线

Fig.12 Winding torque and rotation angle curves

由于弯曲刚度是根据带材的应变能等效计算的,故理论结果具有保守性。与数值结果相比较表明理论计算结果是可靠和稳定的,且该理论方法大大缩短了计算时间。

3.4 缠绕锁合特性

为了合理表征缠绕锁合模型的性能并进行优化,从仿真模型中选取如下特征参数。

3.4.1 缠绕力矩

缠绕力矩是缠绕过程稳定锁合时所需电机驱动缠绕力矩均值,用 M' 表示为

$$M' = \sum M_i/n \tag{20}$$

式中: n 为稳定缠绕阶段仿真步数, M_i 为在缠绕过程中仿真 i 步时缠绕力矩。

3.4.2 锁合正压力

锁合正压力是稳定锁合时辊轮与带材之间的平均支反力,用 F 表示;锁合边最大应力用 σ 表示。在缠绕锁合阶段,由于材料的变形和钢化容易导致缠绕力矩发生波动,因此优化缠绕锁合稳定性指标 M' 、 F 、 σ 可以得到缠绕锁合最优设计参数,有助于改善驱动力矩波动。

4 螺旋锁合性能优化

为了得到缠绕锁合模型最优的设计参数,同时降低缠绕驱动力矩的波动,在提出优化模型之后,通过响应面法得到缠绕锁合3个性能指标的多项式代理模型,并对模型精确性进行评估,通过改进的遗传算法筛选出最优解。

4.1 优化模型

在成形过程中,截面“L”+“V”形结构和带材厚度会直接影响带材塑性变形的力矩,有必要优化截面“L”+“V”连接角度和带材厚度。以稳定缠绕力矩 M' 、锁合正压力 F 和锁合边最大应力 σ 最小化为目标,截面形状(锁合角度) ω 和带材厚度 h 为优化变量,设计变量分别为 $120^\circ < \omega < 130^\circ$ 、 $0.34\text{ mm} < h < 0.50\text{ mm}$,在保证“L”+“V”能够顺利锁合的前提下,则缠绕锁合稳定性优化模型为

$$\begin{cases} \text{Min}; M'(\alpha, \beta) \\ \text{Min}; F(\alpha, \beta) \\ \text{Min}; \sigma(\alpha, \beta) \\ 0.34 \leq h \leq 0.50 \\ 120^\circ \leq \omega \leq 130^\circ \end{cases} \tag{21}$$

4.2 响应面理论

为获得最佳的锁合参数、降低计算成本,采用响应面理论建立描述缠绕锁合行为的数学近似模型。

稳定缠绕力矩 M' 、锁合正压力 F 和锁合边最大

应力 σ 的响应面模型可以由一个通式表达如下:

$$\tilde{y}(l, w) = \sum_{i=1}^S \beta_i \varphi_i(l, w) + \varepsilon \tag{22}$$

式中: $\tilde{y}(l, \omega)$ 为描述缠绕锁合技术指标的响应面值, S 为多项式的个数, β_i 为多项式系数, ε 为样本点的响应面值和仿真分析结果之间的误差。

为了保证近似精度,采用四次多项式模拟缠绕锁合性能。多项式系数可以通过最小二乘法计算得到:

$$b = (\Phi^T \Phi)^{-1} (\Phi^T y) \tag{23}$$

式中: $b = (\beta_1, \beta_1, \dots, \beta_n)$, 矩阵 Φ 可以写成:

$$\Phi = \begin{bmatrix} \varphi_1(l, w)_1 & \cdots & \varphi_N(l, w)_1 \\ \cdots & \cdots & \cdots \\ \varphi_1(l, w)_N & \cdots & \varphi_N(l, w)_N \end{bmatrix} \tag{24}$$

式中: N 为仿真样本点个数。系数 b 可以由式(22)与式(24)联立求得。

得到响应面模型后,必须判断其准确性。常用的判定准则有相对误差 R_E 、复相关系数 R^2 、均方根误差 E_{RMS} 和修正的复相关系数 R^2_{adj} , 即

$$\begin{cases} R_E = \frac{\tilde{y}_i - y_i}{y_i} \\ R^2 = 1 - \frac{S_{\text{SE}}}{S_{\text{ST}}} \\ R^2_{\text{adj}} = 1 - \frac{N-1}{N-S} (1 - R^2) \\ E_{\text{RMS}} = \left(\frac{S_{\text{SE}}}{N-S-1} \right)^{0.5} \end{cases} \tag{25}$$

式中: y_i 为仿真分析结果, S_{SE} 为均方和, S_{ST} 为残余均方和。

均方和、残余均方和分别为

$$\begin{cases} S_{\text{ST}} = \sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y})^2 \\ S_{\text{SE}} = \sum_{i=1}^N (y_i - \tilde{y})^2 \end{cases} \tag{26}$$

式中 $\bar{y}$ 为 y_i 的均值。

4.3 近似模型

为了近似模型能够在设计区间内更好的模拟缠绕锁合指标,应选择适当的实验设计方法,常用的实验设计方法有正交数组法、中心复合法、拉丁方法、全因子法等。本文选取截面形状角度和材料厚度为设计变量,采用5水平全因子正交法进行实验设计,建立缠绕锁合性能指标(稳定缠绕力矩、锁合正压力和锁合边最大应力)的响应面近似模型。通过缠绕锁合成形仿真得出一组均匀分布的 5×5 试验样本矩阵,仿真实验数据见表3。

表 3 仿真实验数据
Tab.3 Simulation experiment data

No.	$\omega/(^{\circ})$	h/mm	$M'/(N\cdot\text{m})$	F/N	σ/MPa
1	120.0	0.34	27.175	678.05	313.876 0
2	122.5	0.34	21.855	637.50	310.115 1
3	125.0	0.34	15.689	595.75	306.378 0
4	127.5	0.34	12.503	552.80	302.664 7
5	130.0	0.34	14.377	508.70	298.975 1
6	120.0	0.38	31.303	707.90	310.642 8
7	122.5	0.38	28.176	667.75	306.896 5
8	125.0	0.38	22.564	626.15	303.174 5
9	127.5	0.38	16.690	583.60	299.476 3
10	130.0	0.38	13.164	539.80	295.810 1
11	120.0	0.42	34.138	738.70	307.432 1
12	122.5	0.42	31.407	698.45	303.701 3
13	125.0	0.42	29.112	657.30	299.994 0
14	127.5	0.42	25.785	614.85	296.310 9
15	130.0	0.42	20.071	571.35	292.651 5
16	120.0	0.46	35.116	779.50	305.828 3
17	122.5	0.46	34.552	729.85	300.528 1
18	125.0	0.46	32.961	688.95	296.836 3
19	127.5	0.46	31.776	646.80	293.167 8
20	130.0	0.46	30.092	603.45	289.523 6
21	120.0	0.50	39.773	675.70	301.080 6
22	122.5	0.50	38.841	764.55	289.523 6
23	125.0	0.50	37.525	721.05	293.702 0
24	127.5	0.50	36.808	679.30	290.049 1
25	130.0	0.50	35.173	636.20	286.410 0

根据上述样本点,通过式(22)、式(24)可以建立 M' 、 F 和 σ 的多项式代理模型:

$$\begin{aligned} M' = & -5.13 \times 10^5 + 15\,483.47 \times \omega + 2.50 \times 10^5 \times h - \\ & 6\,509.36 \times \omega h - 173.64 \times \omega^2 + 57\,637.55 \times h^2 + \\ & 63.79 \times \omega^2 h - 3\,191.91 \times \omega h^2 + 0.85 \times \omega^3 + \\ & 2.21 \times 10^5 \times h^3 + 24.72 \times \omega^2 h^2 - 0.23 \times \omega^3 h - \\ & 2\,319.78 \times \omega h^3 - 0.001\,5\omega^4 + 39\,526.68 \times h^4 \end{aligned} \tag{27}$$

$$\begin{aligned} F = & -4.65 \times 10^5 + 161\,306 \times \omega - 3.98 \times 10^5 \times h + \\ & 1.11 \times 10^5 \times \omega h - 2\,105.49 \times \omega^2 - 246\,368 \times h^2 - \\ & 1\,046.23 \times \omega^2 h + 4.93 \times 10^4 \times \omega h^2 + 12.29 \times \omega^3 - \\ & 1.03 \times 10^6 \times h^3 - 269.59 \times \omega^2 h^2 + 3.35 \times \omega^3 h + \\ & 1.50 \times 10^4 \times \omega h^3 - 0.027\,147\omega^4 - 5.25 \times 10^5 \times h^4 \end{aligned} \tag{28}$$

$$\begin{aligned} \sigma = & 1.41 \times 10^6 - 4.74 \times 10^5 \times \omega + 7.49 \times 10^5 \times h - \\ & 19\,049 \times \omega h + 598.69 \times \omega^2 + 1.67 \times 10^5 \times h^2 + \\ & 160.19 \times \omega^2 h - 2\,500.44 \times \omega h^2 - 3.35 \times \omega^3 - \\ & 1.78 \times 10^4 \times h^3 + 6.40 \times \omega^2 h^2 - 0.44 \times \omega^3 h + \\ & 741.2 \times \omega h^3 + 0.070\,4 \times \omega^4 - 4.62 \times 10^5 \times h^4 \end{aligned} \tag{29}$$

多项式响应面模型估计如表 4 所示, R^2 和 R^2_{adj} 介于 0 ~ 1 之间, R^2_{adj} 和 R^2 越大,说明相应方程逼近程度越高。但并不意味着近似程度好,因为方程中变量数目越多, R^2 的值也会相应增大。只有当 R^2_{adj} 越大,同时 E_{RMS} 越小时,拟合效果越好。

表 4 响应面模型估计
Tab.4 Response surface model estimation

优化指标	R^2	R^2_{adj}	E_{RMS}
M'	0.996 6	0.991 8	0.192 8
F	0.983 9	0.961 4	0.131 4
σ	0.984 9	0.963 7	0.101 9

稳定缠绕力矩 M' 、锁合正压力 F 和锁合边最大应力 σ 响应面见图 13 ~ 15。由图 13 ~ 15 可知三者均随着截面形状 ω 的增大而逐渐减小,稳定缠绕力矩和锁合边正压力随着厚度 h 增加而逐渐增大,锁合边最大应力随着厚度增加而逐渐减小。

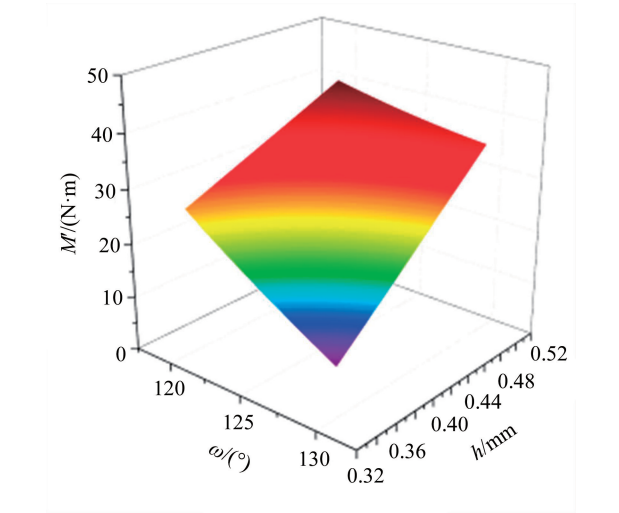


图 13 缠绕力矩的响应面图
Fig. 13 Response surface of winding torque

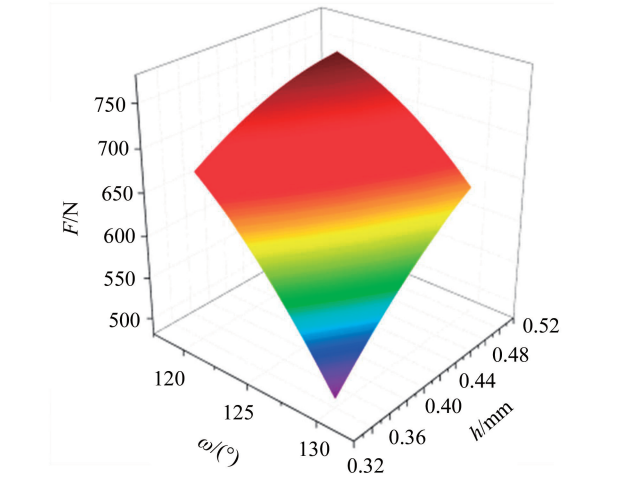


图 14 锁合边正压力的响应面图
Fig. 14 Response surface of positive pressure at locked edge

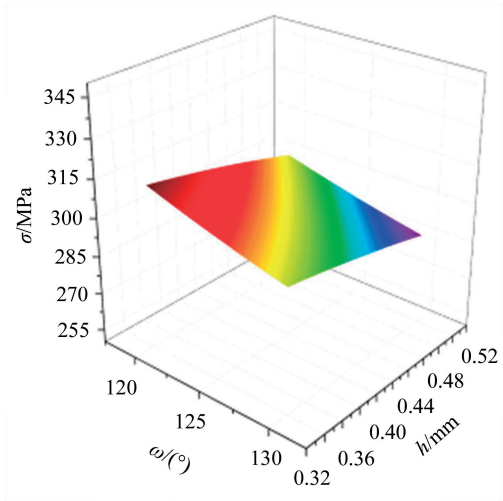


图 15 锁合边最大正压力的响应面图

Fig. 15 Response surface of maximum positive pressure on locked edge

4.4 参数优化

非支配遗传算法 II (non-dominanted genetic algorithm II, NSGA - II) 在多目标优化领域有很强的优势^[24],通过引入快速支配排序算法和拥挤度距离的概念,效率高且结构简单,故选用 NSGA - II 优化算法进行多目标优化设计。设置 NSGA - II 优化算法中种群数量为 48,迭代代数 为 50,采用算术交叉算法,交叉概率为 0.9,交叉分布指数为 10,突变因子系数为 20。为了降低数量级影响,设置每个参量权重值为 1,得到 12 组可行解(见表 5)。

表 5 优化筛选结果

Tab. 5 Feasible solution

No.	$\omega/(^{\circ})$	h/mm	$M'/(\text{N}\cdot\text{m})$	F/N	σ/MPa
1	120.09	0.362 2	30.17	666.645	296.310 9
2	120.09	0.393 5	38.47	658.218	292.651 5
3	120.17	0.402 2	36.45	649.541	305.828 3
4	120.17	0.383 2	28.25	638.650	290.460 0
5	120.41	0.378 5	27.27	660.311	297.360 0
6	122.94	0.419 7	36.98	651.829	298.560 0
7	123.14	0.407 7	38.50	643.123	299.650 0
8	126.81	0.481 5	34.37	656.352	298.975 1
9	128.19	0.424 5	31.30	648.006	310.642 8
10	128.19	0.397 7	32.17	639.413	306.896 5
11	129.79	0.421 2	35.34	630.596	303.174 5
12	129.79	0.442 8	32.22	670.439	301.250 0

综合考虑缠绕力矩、锁合正压力和锁合边最大应力,选择第 4 组作为最优解,即 $\omega = 120.17^{\circ}$ 、 $h = 0.383\ 2\ \text{mm}$ 。

4.5 参数优化

为了进一步验证最优解的有效性,将优化后

$\omega = 120.17^{\circ}$ 、 $h = 0.380\ 0\ \text{mm}$ 代入仿真模型,对比优化前、后结果见表 6。优化后缠绕力矩 M' 从 $32.86\ \text{N}\cdot\text{m}$ 下降到 $24.25\ \text{N}\cdot\text{m}$,锁合正压力 F 从 $670.37\ \text{N}$ 下降到 $638.63\ \text{N}$,锁合边最大应力 σ 从 $296.83\ \text{MPa}$ 下降到 $290.46\ \text{MPa}$ 。采用最优几何尺寸建模仿真,得到优化前、后缠绕力矩对比图(见图 16)。经过对比优化后的驱动力矩曲线趋于平稳、波动减小。

表 6 优化前、后结果对比

Tab. 6 Comparison of results before and after optimization

参数	$M'/(\text{N}\cdot\text{m})$	F/N	σ/MPa
优化前	32.86	670.37	296.83
优化后	24.25	638.65	290.46
优化对比/%	26.23	4.71	2.14

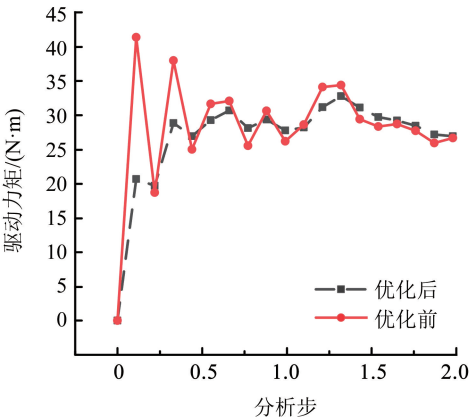


图 16 优化前、后缠绕力矩对比图

Fig. 16 Comparison between initial and optimal torque

5 结果与分析

在金属螺旋管成形过程中,带材力学性能、带材厚度、成形辊形状及辊缝间隙、带材张力、成形辊组与成形头倾斜角、锁合轮与芯轴间隙等,这些参数对螺旋管的制备能否成功至关重要影响,因此在原理样机的基础上,开展工艺参数的实验研究。根据仿真结果制备辊座直径为 70 mm、辊组间隔为 100 mm,辊缝具有自动校正功能的锁槽折弯箱和芯轴直径 50 mm 的三辊成形样机见图 17。

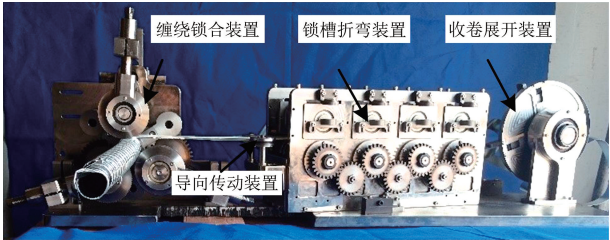


图 17 三辊成形样机

Fig. 17 Three roll forming prototype

在模拟过程中,经锁槽折弯箱轧制后带材进入缠绕锁合装置,主要缺陷类型是锁合边无法准确锁

合和出现在折弯角处的裂纹。经试验验证这两类缺陷的出现主要是由于带材截面锁合角度过大和带材过厚导致的。带材厚度低于 0.30 mm 时,成形金属管件的强度会有所降低,而在弯曲过程中带材过厚折弯角局部应力会出现激增,并导致裂纹出现,故带材厚度不宜超过 0.45 mm。

在带材缠绕锁合阶段,保证准确锁合是制备成功的关键。在考虑带材厚度 δ 时,可以得到成形角 α 与管径 D 之间的关系:

$$\alpha = \arcsin \frac{B}{\pi(D - \delta)} \quad (30)$$

在调试锁合轮和芯轴的之间的间隙配合时,主要考虑两个方面:1)锁合轮的滚向与下锁合边需保持平行;2)锁合轮与芯轴之间的间隙控制。缠绕锁合轮工作图见图 18。带材经一圈螺旋缠绕后,上、下锁合边在锁合轮的作用下锁合并成形螺旋管。



图 18 缠绕锁合轮工作图

Fig. 18 Winding lock wheel working diagram

6 结 论

1)针对空间超大型结构建造的需求,以航天应用的小型化、轻量化、集成化为设计目标,设计了一款空间桁架杆的在轨成形设备,该设备具有质量轻、功耗低的优点。

2)基于基尔霍夫假定和最小势能原理,在弯曲载荷作用下,考虑纵向拉伸对横向变形的影响,建立缠绕力矩的非线性理论模型,对缠绕力矩的影响因素进行分析,发现缠绕力矩受带材厚度影响更为显著,当带材厚度从 0.32 mm 增加到 0.52 mm 时,缠绕力矩增加 144%。

3)采用 ABAQUS 建立有限元模型,对比仿真与理论结果,随着缠绕过程的进行,应变能逐渐增大、驱动力矩逐渐趋于稳定值。经过分析在初始阶段带材处于弹性变形阶段,其抗弯刚度基本保持不变;进入塑性变形阶段后其抗弯刚度会逐渐降低。

4)利用响应面法对关键成形工艺参数进行多目标优化,采用改进的非支配遗传算法得到弯曲缠

绕最优解,即 $\omega = 120.17^\circ$ 、 $h = 0.3800$ mm。经仿真发现,缠绕力矩减少了 14.03%,锁合边正压力减小了 4.71%,锁合边最大应力减小了 2.14%,且驱动力矩曲线波动得到改善。

5)开展样机试验,探索在带材不同厚度下带材的轧制成形状态、螺旋成形时成形角与管径之间的关系,为薄壁金属管的在轨成形提供试验基础。

参考文献

- [1] 杨杰,黎静,吴文杰,等. 空间大型桁架在轨增材制造技术的研究现状与展望[J]. 材料导报, 2021, 35(3): 3159
YANG Jie, LI Jing, WU Wenjie, et al. Research status and prospect of on-orbit additive manufacturing technology for large space truss [J]. Materials Reports, 2021, 35(3): 3159. DOI: 10.11896/cldb.20090363
- [2] 丁继锋,高峰,钟小平,等. 在轨建造中的关键力学问题[J]. 中国科学:物理学 力学 天文学, 2019, 49(2): 54.
DING Jifeng, GAO Feng, ZHONG Xiaoping, et al. The key mechanical problems of on-orbit construction [J]. Scientia Sinica (Physica, Mechanica & Astronomica), 2019, 49(2): 54. DOI: 10.1360/N092018-00367
- [3] BROWN M A. A deployable mast for solar sails in the range of 100 – 1000 m[J]. Advances in Space Research, 2011, 48(11): 1747. DOI: 10.1016/j.asr.2011.01.014
- [4] CHAI Yuan, LUO Jianjun, WANG Mingming. Bi-level game-based reconfigurable control for on-orbit assembly[J]. Aerospace Science and Technology, 2022, 124: 107527. DOI: 10.1016/j.ast.2022.107527
- [5] XUE Zhihui, LIU Jinguo, WU Chenchen, et al. Review of in-space assembly technologies[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2021, 34(11): 21. DOI: 10.1016/j.cja.2020.09.043
- [6] CAO Kai, LI Shuang, SHE Yuchen, et al. Dynamics and on-orbit assembly strategies for an orb-shaped solar array [J]. Acta Astronautica, 2021, 178: 881. DOI: 10.1016/j.actaastro.2020.10.030
- [7] 李雪娇. 厚壁螺旋管成型设备研究及有限元分析[D]. 长春: 吉林大学, 2013
LI Xuejiao. Research and finite element analysis on forming equipment of spiraltube of thick wall [D]. Changchun: Jilin University, 2013
- [8] 徐艳, 李晓雪. 高频直缝焊管专利技术分析[J]. 中国科技信息, 2022(14): 17
XU Yan, LI Xiaoxue. Patent technology analysis of high frequency straight welded pipe [J]. China Science and Technology Information, 2022(14): 17. DOI: 10.3969/j.issn.1001-8972.2022.14.003
- [9] BRUSH D O, ALMROTH B O. Buckling of bars, plates, and shells [M]. New York: McGraw-Hill, 1975
- [10] KYRIAKIDES S, JU G T. Bifurcation and localization instabilities in cylindrical shells under bending: I. Experiments [J]. International Journal of Solids and Structures, 1992, 29(9): 1117. DOI: 10.1016/0020-7683(92)90139-K
- [11] BAI Yong, YU Binbin, CHENG Peng, et al. Bending behavior of reinforced thermoplastic pipe [J]. Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 2015, 137(2): 021701. DOI: 10.1115/

1.4028904

[12] WUEST W. Einige anwendungen der theorie der zylinderschale [J]. ZAMM-Journal of Applied Mathematics and Mechanics, 1954, 34(12): 444. DOI: 10.1002/zamm.19540341203

[13] MANSFIELD E H. Large-deflexion torsion and flexure of initially curved strips[J]. Proceedings of the Royal Society of London Series A: Mathematical and Physical Sciences, 1973, 334(1598): 279. DOI: 10.1098/rspa.1973.0092

[14] SEFFEN K A, PELLEGRINO S. Deployment dynamics of tape springs[J]. Proceedings of the Royal Society of London Series A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 1999, 455(1983): 1003. DOI: 10.1098/rspa.1999.0347

[15] CALLADINE C R. Theory of shell structures [M]. Cambridge: Cambridge University Press, 1983

[16] 左玉弟, 金光, 谢晓光, 等. 基于带状弹簧的空间望远镜自展开机构设计[J]. 红外与激光工程, 2017, 46(5): 518002

ZUO Yudi, JIN Guang, XIE Xiaoguang, et al. Design of the spontaneous deployable mechanism for space telescope based on lenticular tape springs[J]. Infrared and Laser Engineering, 2017, 46(5): 518002. DOI: 10.3788/IRLA201746.0518002

[17] 叶红玲, 张洋, 邸鹏, 等. 层合复合材料簧片单元弯曲力学性能[J]. 北京工业大学学报, 2017, 43(9): 1296

YE Hongling, ZHANG Yang, DI Peng, et al. Bending mechanical properties of laminated composite tape-spring unit[J]. Journal of Beijing University of Technology, 2017, 43(9): 1296. DOI: 10.11936/bjutxb2016050048

[18] 叶红玲, 邸鹏, 张洋, 等. 纯弯载荷下带簧单元的初始缺陷敏感性分析[J]. 北京工业大学学报, 2018, 44(4): 481

YE Hongling, DI Peng, ZHANG Yang, et al. Sensitivity of initial imperfections for the tape-spring under pure bending load [J]. Journal of Beijing University of Technology, 2018, 44(4): 481. DOI: 10.11936/bjutxb2017010005

[19] 苗成国. 带簧折展机构力学性能研究及展开动力学分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2021

MIAO Chengguo. Research on mechanical properties and dynamic analysis of tape-spring unfolding mechanism [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2021. DOI: 10.2706/d.cnki.ghgdu.2021.000668

[20] 朱亚民. 初始残余应力下的机加工零件变形理论与实验研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2020

Zhu Yamin. Theoretical and Experimental study on the deformation of the machined parts from initial residual stress [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2020. DOI: 10.27157/d.cnki.ghzku.2020.007392

[21] 刘克格, 阎楚良, 尚德广, 等. 多轴应力应变的一种新的计算方法 [J]. 机械强度, 2005, 27(1): 117

LIU Kege, YAN Chuliang, SHANG Deguang, et al. New method for calculating elasto-plastic strains and stresses under multiaxial loading[J]. Journal of Mechanical Strength, 2005, 27(1): 117. DOI: 10.16579/j.issn.1001.9669.2005.01.023

[22] 袁全, 袁驹. 用交叉梁系比拟求解正交各向异性薄板弯曲问题 [J]. 应用数学和力学, 2024, 45(5): 518

YUAN Quan, YUAN Si. Analogic analysis of orthotropic plate bending problems with gridwork systems[J]. Applied Mathematics and Mechanics, 2024, 45(5): 518. DOI: 10.21656/1000-0887.440232

[23] 杨慧, 王岩, 刘荣强. 考虑横向曲率的超弹性铰链纯弯曲非线性力学建模与实验[J]. 振动与冲击, 2018, 37(8): 47

YANG Hui, WANG Yan, LIU Rongqiang. Nonlinear bending response of tape-spring flexure hinges under pure bending with transverse curvature[J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(8): 47. DOI: 10.13465/j.cnki.jvs.2018.08.008

[24] HOU Shujuan, HAN Xu, SUN Guangyong, et al. Multiobjective optimization for tapered circular tubes[J]. Thin-Walled Structures, 2011, 49(7): 855. DOI: 10.1016/j.tws.2011.02.010

(编辑 张 红)