

基于 ANSYS 的机械制螺旋缠绕 PVC-U 内衬管结构优化

杨佳兴¹, 曹井国¹, 杨宗政¹, 赵志宾², 王卓²

(1. 天津科技大学 海洋与环境学院, 天津 300457; 2. 天津倚通特种工程有限公司, 天津 300384)

摘要: 为优化机械制螺旋缠绕 PVC-U 内衬管的结构, 提高其环刚度, 基于 ANSYS 建立螺旋缠绕内衬管环刚度试验模型, 分析不同设计参数 T 肋顶板厚度(a)、T 肋腰宽度(b)、T 肋高度(h)、圆弧半径(r) 对螺旋缠绕内衬管环刚度和管材体积的影响, 并结合正交试验确定最优设计参数。结果表明, 按照不同设计参数对螺旋缠绕内衬管环刚度和管材体积的影响由高到低排序分别为 T 肋高度、T 肋腰宽度、T 肋顶板厚度和圆弧半径, 优化后最优设计参数为 $a=2.5\text{ mm}$ 、 $b=4.5\text{ mm}$ 、 $h=28\text{ mm}$ 、 $r=1.5\text{ mm}$, 在该条件下, 螺旋缠绕内衬管环刚度与优化前相比提高了 32.17%, 管材体积仅增大 11.43%。有限元分析结果显示, 随 T 肋顶板厚度、T 肋腰宽度和 T 肋高度的增加, 上板压力和管材体积呈逐渐增大的趋势; 随圆弧半径的增加, 上板压力呈先减小后增大的趋势, 管材体积基本不变。

关键词: 螺旋缠绕内衬管; 环刚度; 有限元模拟; 结构优化; 正交试验

中图分类号: TP391.7 文献标识码: A 文章编号: 1001-9456(2024)02-0154-06

Structural Optimization of Trenchless Rehabilitation Used Spiral-Wound PVC-U Lined Pipe Based on ANSYS

YANG Jiaxing¹, CAO Jingguo¹, YANG Zongzheng¹, ZHAO Zhibin², WANG Zhuo²

(1. College of Marine and Environmental Sciences, Tianjin University of Science and Technology, Tianjin 300457, China;

2. Tianjin Yitong Special Engineering Co., Ltd., Tianjin 300384, China)

Abstract: To optimize the structure of the mechanical spiral wound PVC-U lined pipes and improve their ring stiffness. The model of spiral-wound lined pipe ring stiffness test was established based on ANSYS. Analyzed the effect of different design parameters: the T-rib upper thickness(a), the T-rib waist width(b), the T-rib height(h) and the arc radius(r) on the ring stiffness and pipe material volume of spiral-wound lined pipe. Combined with orthogonal tests to determine the optimum design parameters. The results showed that the influence of different design parameters on the ring stiffness and pipe material volume of spiral-wound lined pipes were, in descending order, the T-rib height, the T-rib waist width, the T-rib upper thickness and the arc radius. The optimized optimum design parameters were $a=2.5\text{ mm}$, $b=4.5\text{ mm}$, $h=28\text{ mm}$, $r=1.5\text{ mm}$. Compared with previous one, the spiral-wound lined pipe ring stiffness was increased by 32.17% and the pipe material volume was increased by only 11.43%. The finite element analysis results showed that the upper plate pressure and the pipe material volume tend to increase gradually with the increase of the T-rib upper thickness, the T-rib waist width and the T-rib height. It showed that the upper plate pressure first decreased and then increased with the increase of arc radius, and the pipe material volume almost unchanged.

Keywords: spiral-wound lined pipe; ring stiffness; finite element simulation; structural optimization; orthogonal experiment

0 引言

近年来, 部分排水管道因年久失修, 相继产生腐蚀、破裂、错口和渗漏等结构性或功能性缺陷。对城市管网安全产生重大危害, 管道非开挖修复技术具有免开挖、效率高、成本低、环境和交通影响小等特点^[1], 目前已广泛运用于地下管道运维。机械制螺旋缠绕修复

技术因质量稳定、可带水作业、管径覆盖范围大, 已被广泛运用^[2-5]。该技术主要材料是硬聚氯乙烯(PVC-U)带状型材, 通过机械制螺旋缠绕形成管道, 内衬在原有管道内壁, 也可辅以注浆, 实现对原管道的修复。

机械制螺旋缠绕修复技术是从国外引进, 近年在我国大量应用, 但是, 国内对螺旋缠绕内衬管的基础研

收稿日期: 2022-12-05

作者简介: 杨佳兴(1996-), 男, 在读硕士研究生。

通信作者: 曹井国(1980-), 男, 博士, 副教授, 主要从事管道非开挖修复材料等方面的研究。E-mail: cjj@tust.edu.cn。

究较少,尤其是复杂截面管道结构优化方面,需要大量材料和模具,经济成本较高,周期也较长,并且在优化过程中还伴随着人员的操作误差。有限元模拟作为一种计算机分析技术,在结构优化方面有着低成本、高效率 and 适用范围广等特点^[6]。王清洲等^[7]利用环刚度有限元模型优化玻璃钢夹砂管结构型式和厚度,结果表明,多缠绕层玻璃钢夹砂管应优先考虑最内层和最外层缠绕层的厚度增大方案;杨耕等^[8]对内肋增强聚乙烯螺旋波纹管进行有限元分析,得到结构优化后的内肋增强 PE 波纹管在环刚度保持不变的情况下,减少了 PE 用料体积;汪晓鹏等^[9]进行了 PE 双壁波纹管环刚度不确定度分析,结果表明,环刚度主要受负荷、试样长度以及试样内径的影响;魏中青等^[10]运用 AutoCAD 软件分析管道纵截面的惯性矩,并与实验测试所得环刚度进行对比,开发出塑料双壁波纹管环刚度检验系统。

文章采用 ANSYS Workbench 有限元软件分析螺旋缠绕内衬管环刚度,分析不同设计参数对螺旋缠绕内衬管环刚度和管材体积的影响,通过敏感性分析方法确定重要影响因素,并利用正交试验得到最优设计参数,为螺旋缠绕内衬管结构优化提供参考和借鉴。

1 螺旋缠绕内衬管的结构

螺旋缠绕内衬管的制作过程为,通过双螺杆挤出机,采用相应的模具挤塑成 PVC-U 带状型材,利用缠绕机将 PVC-U 带状型材外表面的公母锁扣互锁,形成致密的螺旋缠绕内衬管。在工程运用中,PVC-U 带状型材外表面的 T 形肋作为主要承力部位,确保螺旋缠绕内衬管具备一定的环刚度。图 1 为螺旋缠绕内衬管示意图。

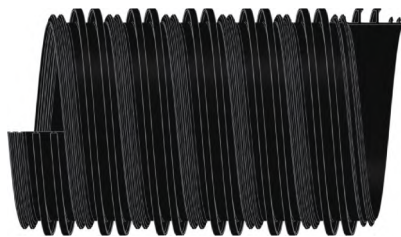


图 1 螺旋缠绕内衬管示意图

2 螺旋缠绕内衬管有限元模型

2.1 螺旋缠绕内衬管环刚度试验方法

将现行国标 GB/T 9647—2015^[11]作为螺旋缠绕内衬管环刚度的试验方法。用 2 个相互平行的平板对一段水平放置的管材施加压力,当管材在竖直方向上的变形量为直径的 3% 时,停止施压,测得此时上板对

管材压力,计算得到管材的环刚度,计算公式如式(1)所示。

$$S = (0.0186 + 0.025 \frac{y}{d}) (\frac{F}{Ly}) \times 10^6 \quad (1)$$

式中: S 为管材环刚度, kN/m^2 ; y 为相对于管材 3% 变形时的变形量, mm ; d 为管材内径; F 为管材变形量为直径 3% 时上板的压力, kN ; L 为管材长度, mm 。

2.2 有限元模型的建立

首先在 AutoCAD 软件中建立 PVC-U 带状型材截面图,如图 2 所示,将其导入 Spaceclaim 建模软件中,使用螺旋命令的方式形成螺旋缠绕内衬管,再建立上下平板,对螺旋缠绕内衬管起到约束作用。文章选择内径为 300 mm 的螺旋缠绕内衬管,型材初始尺寸参数如表 1 所示。将所有模型导入 ANSYS Workbench 中进行有限元模拟。螺旋缠绕内衬管材料选用 ANSYS Workbench 材料库中的 Plastic, PVC (rigid) 硬聚氯乙烯,弹性模量设置为 2 800 MPa,泊松比为 0.38,上下板选用 ANSYS Workbench 材料库中的 Structural Steel 结构钢。图 3 为螺旋缠绕内衬管环刚度有限元模型。

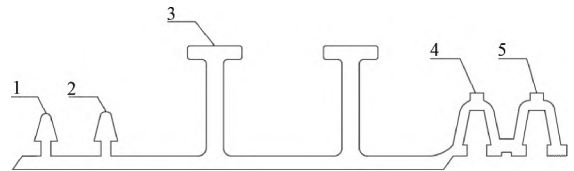


图 2 PVC-U 带状型材截面结构

1 - 副锁扣 2 - 主锁扣 3 - T 肋 4 - 副锁扣 5 - 主锁扣

表 1 螺旋缠绕内衬管的初始尺寸参数 单位: mm

内径	T 肋顶板厚度	圆弧半径	T 肋腰宽度	T 肋高度
d	a	r	b	h
300	3.0	0	3.5	25

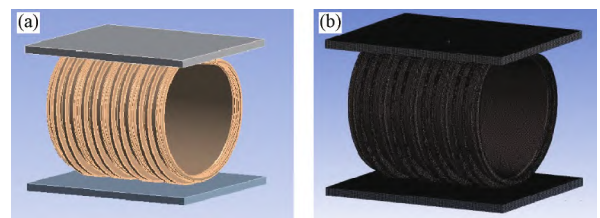


图 3 螺旋缠绕内衬管环刚度测试有限元模型

(a) 环刚度测试实体模型 (b) 环刚度测试网格模型

2.3 有限元模拟验证

在有限元模型中,对上、下板进行条件约束,上板设置为竖直向下的 Displacement 位移约束,其中, X

方向和 Z 方向设置为“0”, Y 方向设置为“-9 mm”, 下板设置为 Fixed Support 完全固定。图 4 为管材变形后的总变形云图, 经过计算得到上板对管材的压力为 5.015 9 kN, 由式(1)计算得到管材环刚度 S 为 27.652 kN/m²。

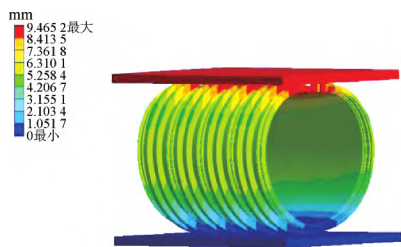


图 4 管材变形后的总变形云图

为验证螺旋缠绕内衬管环刚度有限元模拟的准确性, 采用理论环刚度^[12]进行求解, 如式(2)所示。

$$S_p = \frac{EI}{D^3} \quad (2)$$

式中: S_p 为管材环刚度, kN/m²; E 为管材弹性模量, MPa; I 为管壁惯性矩, m⁴/m; D 为管材的计算直径, m。

螺旋缠绕管材的直径 D 计算公式如式(3)所示。

$$D = [d + 2(h - e)] \times 10^{-3} \quad (3)$$

式中: D 为管材的计算直径, m; h 为 T 肋高度, mm; e 为过截面质心水平轴至管材外壁的距离, mm。

管壁惯性矩的计算公式如式(4)所示。

$$I = \frac{I_x}{P} \quad (4)$$

式中: I_x 为 PVC-U 带状型材截面 X 轴的惯性矩, m⁴; P 为 PVC-U 带状型材的宽度, m。

由于 PVC-U 带状型材截面不规则, 难以利用常规公式计算, 文章通过在 AutoCAD 建立二维 PVC-U 带状型材截面图, 如图 5 所示, 利用 region 命令对截面图建立面域, 再运用 massprop 命令分析面域的质心坐标, 然后, 使用 UCS 命令, 将坐标原点移动至质心坐标后, 再次利用 massprop 命令即可求出该面域的惯性矩, 分析结果如表 2 所示。

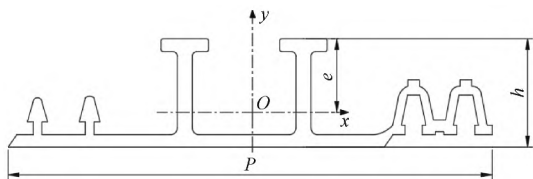


图 5 AutoCAD 中 PVC-U 带状型材截面示意图

由表 2 中 AutoCAD 分析结果可知 I_x 为 $3.544 0 \times 10^{-8}$ m⁴, 已知 P 为 0.112 2 m, 按式(4)计算得到 I 为

$3.158 6 \times 10^{-7}$ m⁴/m, 经式(3)计算 D 为 0.316 m, 再通过式(2)计算 S_p 为 28.028 kN/m²。将计算得到的理论环刚度 S_p 和模拟环刚度 S 进行比较, 误差为 1.36%, 这表明, 有限元模型正确。

表 2 AutoCAD 分析结果

序号	截面参数	数值
1	面积/mm ²	620.022 9
2	质心/mm	X: 0.000 0 Y: 0.000 0
3	惯性矩/mm ⁴	X: 35 440.223 4 Y: 565 590.414 9

3 螺旋缠绕内衬管结构影响因素分析

采用有限元对 PVC-U 带状型材截面的 4 个变量: T 肋顶板厚度 a 、T 肋腰宽度 b 、T 肋高度 h 和圆弧半径 r 进行分析, 以期得到最优结构。图 6 为 PVC-U 带状型材截面示意图。

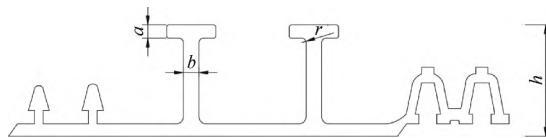


图 6 PVC-U 带状型材截面示意图

3.1 T 肋顶板厚度对上板压力和管材体积的影响

在 ANSYS Workbench 中, 建立 5 种不同 T 肋顶板厚度的螺旋缠绕内衬管模型, PVC-U 带状型材截面参数如表 3 所示。

表 3 5 种不同 T 肋顶板厚度的 PVC-U 带状型材截面参数 单位: mm

序号	T 肋顶板厚度 a	T 肋腰宽度 b	T 肋高度 h	圆弧半径 r
1	2.0	3.5	25	0
2	2.5	3.5	25	0
3	3.0	3.5	25	0
4	3.5	3.5	25	0
5	4.0	3.5	25	0

图 7 为不同 T 肋顶板厚度对上模压力和管材体积的影响。由图 7 可知, 随着 a 值的增大, 上板压力从 4.652 0 kN 增大至 5.339 1 kN, 增大了 14.77%。这是由于, T 肋顶板厚度越大, 带状型材抗压能力越强, 上板所需要的压力越大。随着 T 肋顶板厚度的增加, 管材体积以恒定的速率随之增加, 总体增加了 5.41%。因此, T 肋顶板厚度的变化对上板压力的影响较大。

3.2 T 肋腰宽度对上板压力和管材体积的影响

在 ANSYS Workbench 中, 建立了 7 种不同 T 肋腰

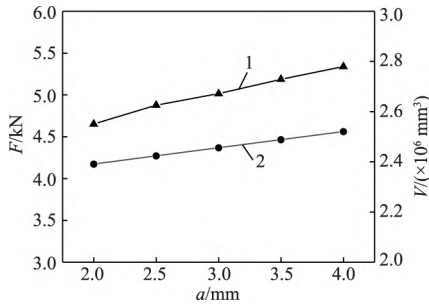


图7 不同 T 肋顶板厚度 a 与上板压力 F 和管材体积 V 的关系
1 - 上板压力 2 - 管材体积

宽度的螺旋缠绕内衬管模型 ,PVC-U 带状型材截面参数如表 4 所示。

表 4 不同 T 肋腰宽度的 PVC-U 带状型材截面参数 单位: mm

序号	T 肋顶板厚度 a	T 肋腰宽度 b	T 肋高度 h	圆弧半径 r
1	3.0	2.0	25	0
2	3.0	2.5	25	0
3	3.0	3.0	25	0
4	3.0	3.5	25	0
5	3.0	4.0	25	0
6	3.0	4.5	25	0
7	3.0	5.0	25	0

图 8 为不同 T 肋腰高度对上板压力和管材体积的影响。由图 8 可知 随着 b 值的增大 ,上板压力和管材体积呈增加的趋势。当 T 肋腰宽度为 5.0 mm 时 ,上板压力值和管材体积值达到最大 ,其值分别为 5.722 6 kN 和 $2.729 9 \times 10^6 \text{ mm}^3$,这是由于 T 肋腰受剪力的作用 b 值越大 ,其承受剪应力的能力越强^[13-15]。其中 ,上板压力增加了 35.71% ,管材体积增加了 25.08%。因此 ,T 肋腰宽度的变化对上板压力和管材体积的影响较大。

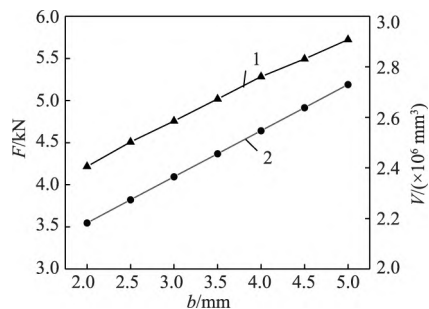


图 8 不同 T 肋腰宽度 b 与上板压力 F 和管材体积 V 的关系
1 - 上板压力 2 - 管材体积

3.3 T 肋高度对上板压力和管材体积的影响

在 ANSYS Workbench 中 ,建立了 6 种不同 T 肋高

度的螺旋缠绕内衬管模型 ,PVC-U 带状型材截面参数如表 5 所示。

图 9 为不同 T 肋腰高度对上板压力和管材体积的影响。由图 9 可知 ,上板压力受 h 值影响较大 ,在 $h = 20 \text{ mm}$ 至 $h = 30 \text{ mm}$ 区间内 ,上板压力值从 3.348 4 kN 增大至 7.058 3 kN ,增加了 110.79% ,这是由于 ,带状型材的 T 肋结构可等同于工字梁 ,T 肋高度增加使带状型材整体结构升高 ,有效地提高了带状型材的抗弯性能^[16]。随 h 值的增大 ,管材体积均匀增大 ,从 $2.299 2 \times 10^6 \text{ mm}^3$ 增大至 $2.617 5 \times 10^6 \text{ mm}^3$,增加了 13.84%。

表 5 不同 T 肋高度的 PVC-U 带状型材截面参数 单位: mm

序号	T 肋顶板厚度 a	T 肋腰宽度 b	T 肋高度 h	圆弧半径 r
1	3.0	3.5	20	0
2	3.0	3.5	22	0
3	3.0	3.5	24	0
4	3.0	3.5	26	0
5	3.0	3.5	28	0
6	3.0	3.5	30	0

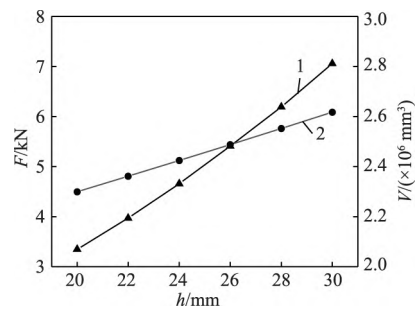


图 9 不同 T 肋高度 h 与上板压力 F 和管材体积 V 的关系
1 - 上板压力 2 - 管材体积

3.4 圆弧半径对上板压力和管材体积的影响

在 ANSYS Workbench 中 ,建立了 5 种不同圆弧半径的螺旋缠绕内衬管模型 ,PVC-U 带状型材截面参数如表 6 所示。

图 10 为不同圆弧半径对上板压力和管材体积的影响。由图 10 可知 ,在 $r = 0$ 至 $r = 0.5 \text{ mm}$ 的区间内 ,上板压力随着 r 值的增加而降低 ,从 5.016 9 kN 减小至 5.003 3 kN ,减少了 0.27%。在 $r = 0.5 \text{ mm}$ 至 $r = 2.0 \text{ mm}$ 处 ,上板压力呈现出逐渐增加的趋势 ,从 5.003 3 kN 增大至 5.097 0 kN ,增加了 1.87%。这是由于 ,当 r 为 0 时 ,T 肋腰与 T 肋顶板连接处发生应力集中现象^[17] ,随着 r 值增大 ,T 肋腰与 T 肋顶板连接处应力分散 ,带状型材所能承受的上板压力变大。因此 ,

r 值的变化对上板压力影响较小,其次 r 值的增大对管材体积影响较小,管材体积仅增大了 0.60%。

表 6 不同圆弧半径的 PVC-U 带状型材截面参数 单位: mm

序号	T 肋顶板厚度 a	T 肋腰宽度 b	T 肋高度 h	圆弧半径 r
1	3.0	3.5	25	0
2	3.0	3.5	25	0.5
3	3.0	3.5	25	1.0
4	3.0	3.5	25	1.5
5	3.0	3.5	25	2.0

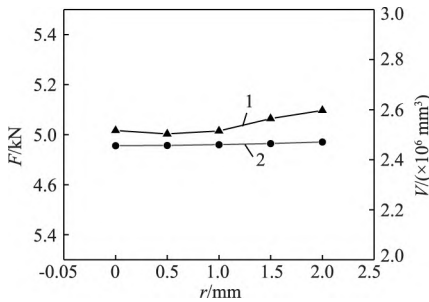


图 10 不同圆弧半径 r 与上板压力 F 和管材体积 V 的关系
1 - 上板压力 2 - 管材体积

3.5 敏感性分析

敏感性系数 β 是敏感因素与评价指标的变化程度之比,敏感性系数越大,评价指标对敏感因素的敏感性就越高,产生的影响就越大^[18-19]。其中,T 肋顶板厚度 a 、T 肋腰宽度 b 、T 肋高度 h 和圆弧半径 r 为敏感因素,上板压力 F 和管材体积 V 为评价指标,如式(5)所示。

$$\beta = \frac{\Delta Y}{\Delta X} \quad (5)$$

式中: β 为敏感因素 X 的敏感系数; ΔY 为评价指标的变化率,%; ΔX 为敏感因素的变化率,%。

图 11 为上板压力和管材体积对 4 种变量的敏感

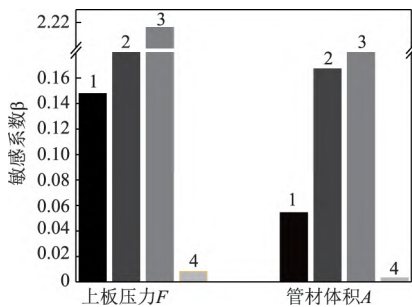


图 11 上板压力 F 和管材体积 V 对 4 种变量的敏感性分析
1 - T 肋顶板厚度 a 2 - T 肋腰宽度 b 3 - T 肋高度 h 4 - 圆弧半径 r

性分析。由图 11 可知,上板压力 F 对敏感因素的敏感系数顺序为 T 肋高度 h 、T 肋腰宽度 b 、T 肋顶板厚度 a 和圆弧半径 r ,其中 F 值对 T 肋高度 h 的敏感度较高,对圆弧半径 r 的敏感度较低;管材体积 V 对敏感因素的敏感系数顺序为 T 肋高度 h 、T 肋腰宽度 b 、T 肋顶板厚度 a 和圆弧半径 r ,其中,对 T 肋高度 h 的敏感度较高,对圆弧半径 r 的敏感度较低。

4 PVC-U 带状型材结构优化

由上述单因素模拟分析可知,上板压力 F 与 T 肋顶板厚度 a 、T 肋腰宽度 b 、T 肋高度 h 和圆弧半径 r 直接相关,因此,对如上因素进行正交试验设计,选取 4 因素 4 水平试验方案,如表 7 所示。

表 7 正交试验因素水平表 单位: mm

水平	因素			
	T 肋顶板厚度 a	T 肋腰宽度 b	T 肋高度 h	圆弧半径 r
1	2.5	3.0	22	0
2	3.0	3.5	24	0.5
3	3.5	4.0	26	1
4	4.0	4.5	28	1.5

利用 ANSYS Workbench 软件对 16 种不同螺旋缠绕内衬管环刚度模型进行分析,试验结果如表 8 所示。

表 8 正交试验结果

实验号	试验因素/mm				试验结果	
	T 肋顶板厚度 a	T 肋腰宽度 b	T 肋高度 h	圆弧半径 r	上板压力 F/kN	环刚度 $S/(\text{kN}/\text{m}^2)$
1	2.5	3.0	22	0	3.623 2	19.974
2	2.5	3.5	24	0.5	4.453 4	24.551
3	2.5	4.0	26	1.0	5.466 0	30.133
4	2.5	4.5	28	1.5	6.629 7	36.548
5	3.0	3.0	24	1.0	4.432 8	24.437
6	3.0	3.5	22	1.5	4.005 5	22.082
7	3.0	4.0	28	0	6.532 5	36.013
8	3.0	4.5	26	0.5	5.908 8	32.574
9	3.5	3.0	26	1.5	5.298 8	29.211
10	3.5	3.5	28	1.0	6.393 6	35.247
11	3.5	4.0	22	0.5	4.250 3	23.431
12	3.5	4.5	24	0	5.197 0	28.650
13	4.0	3.0	28	0.5	6.225 8	34.322
14	4.0	3.5	26	0	5.683 8	31.334
15	4.0	4.0	24	1.5	5.158 7	28.439
16	4.0	4.5	22	1.0	4.547 3	25.068
极差	0.360 8	0.675 6	2.338 8	0.063 6	-	-

从表 8 的极差^[20-21]结果可以看出,正交试验中各影响因素的主次顺序为 $h > b > a > r$,即 T 肋高度对上板压力影响最大,圆弧半径对上板压力影响最小,这与敏感性分析结果一致。因此,在本实验条件下,选取较优组合为 $a = 2.5 \text{ mm}$ 、 $b = 4.5 \text{ mm}$ 、 $h = 28 \text{ mm}$ 、 $r = 1.5 \text{ mm}$ 。建立优化后的螺旋缠绕内衬管环刚度试验模型,进行有限元模拟,得到优化后的上板压力 F 为 6.6297 kN ,环刚度 S 为 36.548 kN/m^2 ,管材体积 V 为 $2.7370 \times 10^6 \text{ mm}^3$,优化前后数值对比如表 9 所示。从表 9 中可以看出,优化后螺旋缠绕内衬管的环刚度提高了 32.17%,管材体积仅增大了 11.43%。优化后 PVC-U 带状型材管壁惯性矩为 $4.3201 \times 10^{-7} \text{ m}^4/\text{m}$,与优化前相比,增加了 36.77%。

表 9 优化前后环刚度试验模拟数值对比

序号	物理量	上板压力 F/kN	环刚度 $I/(\text{kN/m}^2)$	管材体积 V/mm^3
1	优化前	5.0159	27.652	2.4562×10^6
2	优化后	6.6297	36.548	2.7370×10^6

图 12 为 DN600 - DN3000 管径的管道进行优化前后上板压力对比。从图 12 中可以看出,随着管径的增大,上板压力不断减小,在 DN600 - DN1500 之间上板压力减小幅度较大, DN1500 管径之后减小幅度趋于平稳。经计算,优化后环刚度较优化前环刚度平均增大了 40%。

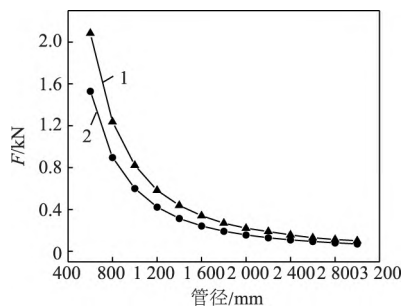


图 12 DN600 - DN3000 管道优化前后上板压力对比

1 - 优化后 2 - 优化前

5 结论

(1) 通过 4 个设计参数分析,得到上板压力 F 和管材体积 V 在 4 种变量下的变化曲线,并采用敏感性分析,确定 4 个设计参数对螺旋缠绕内衬管环刚度和管材体积的影响由高到低排序分别为 T 肋高度、T 肋腰宽度、T 肋顶板厚度和圆弧半径。

(2) 利用正交试验,得到最优设计参数为 $a = 2.5 \text{ mm}$ 、 $b = 4.5 \text{ mm}$ 、 $h = 28 \text{ mm}$ 、 $r = 1.5 \text{ mm}$,优化后螺旋缠绕内衬管 DN 300 的环刚度为 36.548 kN/m^2 ,与

优化前的环刚度 27.652 kN/m^2 相比,提高了 32.17%。优化后螺旋缠绕内衬管 DN 300 的管材体积为 $2.7370 \times 10^6 \text{ mm}^3$,与优化前的管材体积 $2.4562 \times 10^6 \text{ mm}^3$ 相比,仅增大 11.43%。在控制用料成本的同时,提高了螺旋缠绕内衬管的环刚度。

(3) 通过对 DN600 ~ DN3000 的螺旋缠绕内衬管进行优化,上板压力得到显著提升,得到优化后环刚度较优化前平均增大了 40%。对未来螺旋缠绕内衬管的设计和结构优化具有一定的参考意义。

参考文献:

- [1] 周杨军,蒋仕兰,解铭,等. 非开挖修复技术在城市排水管道维护中的应用[J]. 中国给水排水,2020,36(20): 58-62.
- [2] MONRO J, SIMISTER M, STEWART J. Australian-made technology renews Sydney's oldest sewers[J]. Water Practice and Technology, 2017, 12(2): 267-273.
- [3] 胡举波. 机械制螺旋缠绕内衬法用于大口径排水管道非开挖修复[J]. 科技创新与应用,2022,12(16): 121-124.
- [4] 张盈秋,王丰,杨万航. 螺旋缠绕法用于超大口径排水管道非开挖修复[J]. 中国给水排水,2022,38(6): 5-9.
- [5] 王刚,王卓. 机械式螺旋缠绕管道非开挖带水修复技术应用案例[J]. 中国给水排水,2018,34(6): 120-122.
- [6] ALSHBOUL O, ALMASABHA G, SHEHADEH A, et al. Optimization of the structural performance of buried reinforced concrete pipelines in cohesionless soils[J]. Materials, 2022, 15(12): 40-51.
- [7] 王清洲,薛晓,孙言文,等. 玻璃钢夹砂管涵管壁参数对环刚度的影响[J]. 工程塑料应用,2020,48(10): 116-121.
- [8] 杨耕,杨曙东,张永勇,等. 基于有限元的内肋增强聚乙烯螺旋波纹管结构优化[J]. 塑料,2020,49(2): 109-112.
- [9] 汪晓鹏,连钦. 聚乙烯(PE)双壁波纹管环刚度不确定度的评定[J]. 西部皮革,2020,42(7): 34-36.
- [10] 魏中青,闫宝瑞,黄家文. 塑料双壁波纹管截面惯性矩的 CAD 分析及环刚度测试研究[J]. 塑料,2007(5): 92-96+100.
- [11] 全国塑料制品标准化技术委员会. GB/T 9647-2015 热塑性塑料管材环刚度的测定[S]. 北京: 中国标准出版社,2016.
- [12] 中华人民共和国住房和城乡建设部. CJJ 143-2010 埋地塑料排水管道工程技术规程[S]. 北京: 中国建筑工业出版社,2010.
- [13] 任雪莹. 木质工字梁腹板厚度的设计和应用[J]. 科技视界,2020,309(15): 6-8.
- [14] 董春雷. 木结构建筑用木质工字梁静态弯曲性能的研究和设计[D]. 昆明: 西南林学院,2009.
- [15] 张宏杰,唐明敏,万水. 波形钢腹板混凝土工字梁剪切变形研究[J]. 中外公路,2012,32(6): 149-152.
- [16] 黄泳桦,杨艳菲,王子虎,等. 复合材料工字梁抗弯性能分析[J]. 纤维复合材料,2022,39(2): 12-19.
- [17] 李红云,孙雁,陶昉敏. 材料力学[M]. 北京: 机械工业出版社,2015.

(下转第 167 页)

雾灯边框的两点顺序阀热流道注塑模具总结构。另外,还设计了冷流道和热流道相结合的浇注系统、倒装的斜导柱侧抽芯机构、复杂的冷却系统及油缸推动推板驱动斜顶与推杆运动的推出机构,提高了注塑生产效率及塑件表面质量。

参考文献:

- [1] 周全,熊建武,张云,等.机器人肘关节小臂外壳内收抽芯机构热流道模设计[J].塑料,2022,51(5):42-47.
- [2] 刘皓,向雄方.分级复合侧抽芯注射模设计[J].湖北汽车工业学院学报,2022,36(1):75-80.
- [3] 肖峰,孙华丽.新型模具侧抽芯机构设计[J].模具工业,2019,45(4):32-34.
- [4] 吴俊超.基于 Moldflow 的汽车仪表板大型塑件注塑模工艺优化[J].中国塑料,2021,35(12):121-128.
- [5] 刘祥建,周佳睿,姜劲.基于 Moldflow 的按钮开关帽注塑模具设计[J].工程塑料应用,2023,51(6):97-102.
- [6] 范涛,何永华.基于 Moldflow 的汽车后保下支撑件翘曲变形研究及优化[J].汽车科技,2023(3):71-74.
- [7] 陈亚梅.车载内置储物盒热流道注塑模具的创新设计[J].合成树脂及塑料,2021,38(3):47-52.
- [8] 姜用够.重卡斗箱滑块斜顶复合机构热流道注射模设计[J].塑料,2021,50(6):114-118.
- [9] 张维合,邓成林,张艳华,等.汽车后视镜旋转轴复杂抽芯热流道注塑模设计[J].塑料工业,2022,50(12):82-86.
- [10] 周淑容.玩具罩壳多腔三板两次顶出热流道注塑模设计[J].工程塑料应用,2021,49(2):103-109.
- [11] 华丽霞,刘沛龙,郭兴.童车骨架热流道注塑模设计[J].工程塑料应用,2022,50(4):81-86.
- [12] 张留伟,顾赛君,袁博,等.汽车尾翼本体顺序阀热流道大型注塑模具设计[J].塑料科技,2022,50(11):115-119.
- [13] 王颖,秦龙,冯安平.汽车主副驾驶饰板顺序阀热流道注塑模具设计[J].工程塑料应用,2022,50(6):99-104.
- [14] 赵利平,侯贤州,罗哲,等.汽车后保险杠热流道大型精密注塑模具设计[J].塑料科技,2022,50(12):94-98.
- [15] 张维合,冯国树,朱晓敏,等.汽车右后门板顺序阀热流道大型薄壁注塑模具设计[J].中国塑料,2022,36(1):166-171.
- [16] 江丽珍,江明,韩伟,等.时序控制在薄壁零件阀热流道注塑中的应用[J].塑料,2021,50(6):83-86+134.
- [17] 杨小勇,孟祥旭,曹新鑫,等.基于 Moldflow 的无人机上壳注塑成型优化分析[J].塑料,2023,52(2):156-160.
- [18] 陶哲,季宁.基于 CAE 的复杂薄壁抑爆球热流道模具设计[J].塑料工业,2023,51(3):90-95.
- [19] 聂恒,赵世伟.成型塑件表面模流分析收缩痕深度与实际收缩痕深度对应性研究[J].模具工业,2023,49(2):64-68.
- [20] 缪遇春.基于脱模机构优先设置的复杂塑件热流道注塑模设计[J].工程塑料应用,2021,49(7):97-101+107.
- [21] QUH Y, MOS Y, YAO K, et al. A master-slave generalized predictive synchronization control for preheating process of multi-cavity hot runner system [J]. Chinese Journal of Chemical Engineering, 2023, 62(10):270-280.
- [22] NGUYEN T K, PHAM A D. An investigation on pressure specific volume-temperature behaviors of thermoplastic under industrial conditions using a hot runner manifold [J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2023, 24:1845-1853.
- [23] ZHAO N Y, LIU J F, XU Z B, et al. Molten resin flowing state identification, inner-mold thermal analysis, and final product quality determination in a complex thermal-regulated mold: Full-scale prototype establishment and validation [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2024, 221:125136.

(本文编辑 LX)

(上接 159 页)

- [18] YANG K J, XUE B H, FANG H Y, et al. Mechanical sensitivity analysis of pipe-liner composite structure under multi-field coupling [J]. Structures, 2021, 29: 484-493.
- [19] MADRYAS C, SZOT A. Structural sensitivity of circular sewer liners to geometrical imperfections [J]. Tunnelling and Underground Space

Technology, 2003, 18(4): 421-434.

- [20] 汪兴,贾志欣,刘立君,等.基于极差分析的 SMC 复合材料模压工艺参数优化[J].中国塑料,2022,36(10):77-83.
- [21] 戴彬,钱应平,薛杭,等.碳纤维增强塑料注塑成型质量分析及工艺优化[J].塑料,2022,51(6):61-66.

(本文编辑 YP)

2024 年《塑料》杂志征订启事

《塑料》杂志创刊于 1972 年,是一本国内外公开发行的中国塑料产业内最早的专业技术期刊,是《中文核心期刊要目总览》中文核心期刊,《中国科技论文统计源》核心期刊,《中国科学引文数据库》核心期刊,美国《化学文摘》(CA) 收录期刊。

《塑料》杂志为双月刊,双月 18 日出版,大 16 开本。中国标准连续出版物号:ISSN1001-9456,CN11-2205/TQ(国内)。国外邮发代号:BM909;国内邮发代号:82-268。定价 48 元/期,全年定价(6 期)288 元。