

热塑性复合材料柔性管的首层失效压力研究

时 晨^{1,2*}, 王 森³

¹深圳清华大学研究院 广东深圳

²青岛哈尔滨工业大学(威海)研究院 山东青岛

³威海纳川管材有限公司 山东威海

【摘要】热塑性复合材料柔性管 (Thermoplastic Composite Flexible Pipe, TCFP) 是一种完全非金属纤维增强复合材料管道, 具有轻质高强、抗疲劳、耐腐蚀等综合优势, 是金属增强柔性管的潜在替代品。为系统评估其承压性能, 研究基于三维各向异性弹性理论与最小势能原理, 建立了 TCFP 在内压下的应力-应变场理论模型, 并通过 Abaqus 建立精细化有限元模型进行对比验证, 结果表明理论模型与有限元模型在应力分布上具有较好的一致性。进一步结合改进的 Hashin 失效准则, 分析了抗拉层与抗压层的缠绕角度和相对厚度对首层失效压力的影响。通过对 847 组参数组合的系统计算, 得到了以下结论: (1) 随着抗拉层与抗压层的厚度比的增大, 抗拉层和抗压层的最佳缠绕角度的总体趋势也在增大; (2) 失效位置均位于抗压层, 约 89% 为基体拉伸失效; (3) 提高抗压层基体拉伸强度是提升 TCFP 首层失效压力的有效途径。本研究为 TCFP 的结构设计与性能优化提供了理论依据与分析手段, 对其工程应用具有一定的参考价值。

【关键词】热塑性复合材料柔性管; 理论模型; 有限元; 失效准则; 首层失效压力

【基金项目】山东省重点研发计划(重大科技创新工程)(项目编号 2021CXGC010707): 非粘结型热塑性复合材料深水多功能柔性立管研发与海试; 深圳市高层次人才团队项目(项目编号 KQTD20240729102141052): 深海高性能智能化复合材料柔性管研发及产业化

【收稿日期】2025 年 11 月 16 日

【出刊日期】2025 年 12 月 29 日

【DOI】10.12208/j.jer.20250393

Research on the first-ply failure pressure of thermoplastic composite flexible pipe

Chen Shi^{1,2*}, Sen Wang³

¹Research Institute of Tsinghua University in Shenzhen, Shenzhen, Guangdong

²Harbin Institute of Technology (Weihai) Qingdao Research Institute, Qingdao, Shandong

³Weihai Nacheon Pipeline Co. Ltd., Weihai, Shandong

【Abstract】 The Thermoplastic Composite Flexible Pipe (TCFP) is a fully-non-metallic, fiber-reinforced composite pipe. It offers a combination of lightweight structure, high strength, excellent fatigue resistance, and superior corrosion resistance, making it a promising alternative to conventional unbonded flexible pipes. To evaluate its pressure-bearing capacity, this study established a theoretical model for the stress-strain distribution of TCFP under internal pressure. This model is formulated based on three-dimensional anisotropic elasticity theory and the principle of minimum potential energy. Its accuracy is validated through comparison with a refined finite element model developed in Abaqus, showing good agreement across the stress field. Further, by incorporating a modified Hashin failure criterion, this study examines the influence of the winding angles and relative layer thicknesses of the tensile and pressure armor layers on the first-ply failure pressure. A systematic evaluation of 847 parameter configurations yields the following findings: (1) As the thickness ratio of the tensile armor layers to the pressure armor layer increases, the optimal winding angles of both armor layers exhibit an overall increasing trend. (2) Failure consistently occurs in the pressure armor layer, with approximately 89% attributed to matrix tensile failure. (3) Increasing the matrix tensile strength of the pressure armor layer effectively enhances the first-ply failure pressure of TCFP. This work provides a theoretical basis and analytical framework for the structural

*通讯作者: 时晨

design and performance optimization of TCFP, offering guidance for its engineering application.

【Keywords】 Thermoplastic composite flexible pipe; Theoretical model; Finite element; Failure criterion; First-ply failure pressure

引言

随着工业进步与科技创新的持续推进, 人类社会对作为核心原料与动力来源的石油与天然气的需求不断增长。在海洋油气资源开发体系中, 管道具有不可替代的作用。目前, 深水作业普遍采用金属增强柔性管, 然而其金属层结构存在若干显著缺陷: 其一, 随着水深加大, 管道自重迅速上升, 需依赖浮力模块等辅助手段予以补偿, 致使安装与材料成本显著提高; 其二, 海洋动态环境容易引起金属层疲劳破坏; 其三, 海洋腐蚀环境以及输送介质中含有的硫化氢(H_2S)、二氧化碳(CO_2)等组分会加剧管体的腐蚀风险。热塑性复合材料柔性管(Thermoplastic Composite Flexible Pipe, TCFP)是一种采用非金属纤维增强的复合材料管道, 具有轻质、高强、抗疲劳、耐腐蚀等一系列优势, 被视为传统金属柔性管的潜在替代品。

图1是TCFP的典型结构示意图。该TCFP包含七层结构, 由内至外依次为: 内衬层、抗压层、内耐磨层、内抗拉层、外耐磨层、外抗拉层及外保护层。内衬层与抗压层通过热熔粘结, 可有效防止内衬层真空塌陷; 其余各层为非粘结设计, 保障了管道柔性。内衬层与外保护层采用热塑性聚合物(如高密度聚乙烯HDPE)挤出成型。耐磨层由热塑性聚合物带材(如Nylon-11)或纤维增强复合材料带材(如以连续玻璃纤维为增强相、HDPE为基体相的Glass/HDPE单向带)按特定角度缠绕制成。抗压层由多层Glass/HDPE单向带按特定角度交叉缠绕得到多层纤维铺层, 并经热熔工艺固结为整体圆柱壳层。抗拉层则由固定宽度的Glass/HDPE单向带按特定角度螺旋缠绕而成, 带间预留间隙。鉴于其独特的结构设计与材料特性, 深入研究TCFP的截面性能具有重要价值。

在完全粘结型复合材料管道领域, 已有大量文献致力于其理论模型与力学性能的研究。其中, ROSENOW^[1]采用经典层压理论, 对热固性复合材料管在环压、拉伸及双轴载荷下的应力-应变响应进行了预测, 其结果与试验数据取得了较好的一致性; 然而, 该理论未能考虑径向应力的影响。Wild和Vickers^[2]同样基于经典层压理论, 开发了计算复合材料管在体积力、内外压及轴向力下应力变形的程序。Kruijer等^[3]提出平面应变新模型, 研究热塑性复合材料管在内压下的

轴向、周向应变及扭转, 并与实验对比。Xia等^[4]则基于三维各向异性弹性理论, 给出了内压下复合材料管的精确弹性解。Xing等^[5]研究表明, 二维理论会低估纵向应力, 同时高估内表面的横向与剪切应力, 而三维理论则能更为精确地计算这些应力值。Shi等^[6]考虑内衬塑性, 推导了热塑性复合材料管的弹塑性解, 证明忽略塑性会高估爆破压力。王宏伟等^[7]通过有限元方法研究了缠绕角度对热塑性复合材料管爆破压力的影响。Bakaiyan等^[8]推导了热塑性复合材料管在内压与温度梯度共同作用下的热应力弹性解; Hastie等^[9]探究了不同压力与温差组合对应力失效系数的影响, 其研究表明: 在较高压力条件下, 热梯度对热塑性复合材料管失效的敏感性影响较弱。但针对具有非粘结层结构的复合材料管道, 相关研究报道较为缺乏, 其力学性能与失效机理亟待深入探索。

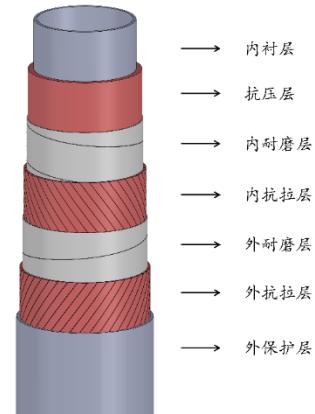


图1 TCFP 示意图

本文基于三维各向异性弹性理论与最小势能原理, 构建了求解TCFP在内压作用下应力-应变场的理论模型; 同时, 建立了Abaqus精细化有限元模型, 对比验证了理论解与有限元解在应力分布上具有较好的一致性; 进一步地, 基于改进的Hashin失效准则, 探究了抗拉层与抗压层的缠绕角度和相对厚度等关键结构参数对首层失效压力的影响。

1 理论模型

在该理论模型中, TCFP的结构层被划分为两类: 内衬层、抗压层及外保护层属于圆柱壳层; 而内外耐磨层与内外抗拉层则属于螺旋层。针对圆柱壳层, 采用三维各向异性弹性理论构建控制方程; 对于螺旋层, 则基

于最小势能原理建立相应方程。该理论模型的构建基于如下基本假定:

- 变形量远小于结构尺寸, 属于小变形范畴;
- 材料行为遵循线弹性本构关系;
- 各层在单位长度上的轴向伸长与扭转变形均相等;
- 各层发生接触时, 接触压力均匀分布在接触表面上;
- 螺旋带在其纵向与法线方向上的变形呈均匀分布;

- 同层内的各螺旋带之间无相互接触作用;
- 不考虑各层界面间的摩擦力。

1.1 圆柱壳层

圆柱壳层由内衬层、抗压层和外保护层构成, 整体结构具有轴对称特性。当管道承受轴对称载荷(内压、轴力及扭矩)作用时, 圆柱壳层所受外载荷同样呈现轴对称分布。因此, 可基于图 2 所示的圆柱坐标系和图 3 所示的材料坐标系建立圆柱壳层的控制方程。图 2 同时标注了管道各层的序号, 其中抗压层由 N 层单向带交叉缠绕而成。

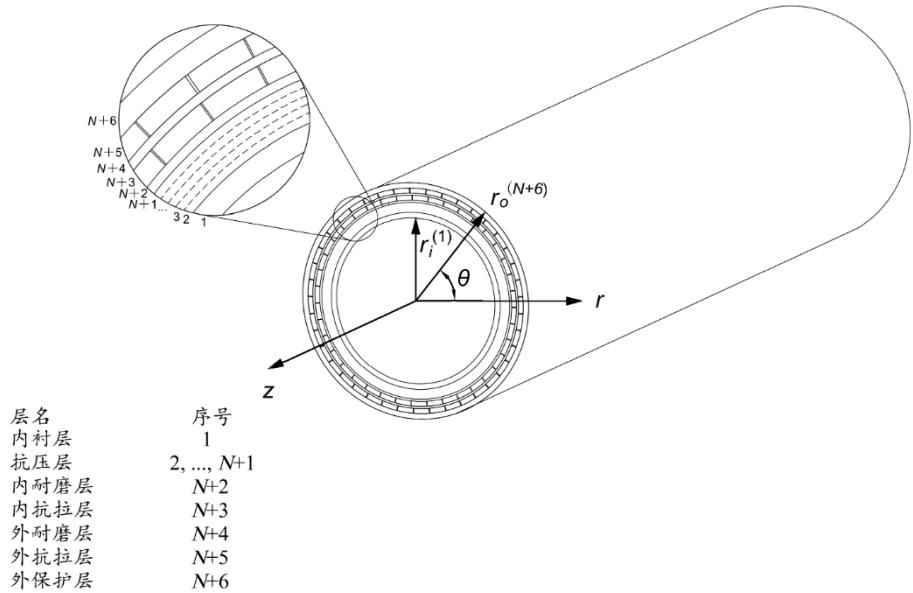
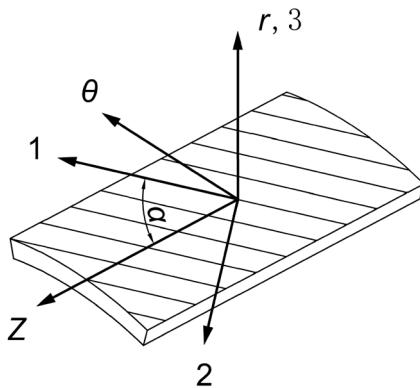


图 2 圆柱坐标系



(1, 2, 3): 材料坐标系

图 3 材料坐标系

第 k 层圆柱壳层的物理方程为

$$\begin{bmatrix} \sigma_z \\ \sigma_\theta \\ \sigma_r \\ \tau_{\theta r} \\ \tau_{zr} \\ \tau_{z\theta} \end{bmatrix}^{(k)} = \begin{bmatrix} \bar{C}_{11} & \bar{C}_{12} & \bar{C}_{13} & 0 & 0 & \bar{C}_{16} \\ \bar{C}_{12} & \bar{C}_{22} & \bar{C}_{23} & 0 & 0 & \bar{C}_{26} \\ \bar{C}_{13} & \bar{C}_{23} & \bar{C}_{33} & 0 & 0 & \bar{C}_{36} \\ 0 & 0 & 0 & \bar{C}_{44} & \bar{C}_{45} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \bar{C}_{45} & \bar{C}_{55} & 0 \\ \bar{C}_{16} & \bar{C}_{26} & \bar{C}_{36} & 0 & 0 & \bar{C}_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_z \\ \varepsilon_\theta \\ \varepsilon_r \\ \gamma_{\theta r} \\ \gamma_{zr} \\ \gamma_{z\theta} \end{bmatrix}^{(k)} \quad (1)$$

其中 \bar{C}_{ij} ($i, j = 1, \dots, 6$) 是圆柱坐标系下的刚度常数。

第 k 层圆柱壳层的几何方程为

$$\begin{aligned} \varepsilon_z^{(k)} &= \frac{du_z^{(k)}}{dz} = \varepsilon_0, \quad \varepsilon_\theta^{(k)} = \frac{u_r^{(k)}}{r}, \quad \varepsilon_r^{(k)} = \frac{\partial u_r^{(k)}}{\partial r}, \\ \gamma_{\theta r}^{(k)} &= \frac{\partial u_\theta^{(k)}}{\partial r} - \frac{u_\theta^{(k)}}{r}, \quad \gamma_{zr}^{(k)} = 0, \quad \gamma_{z\theta}^{(k)} = \frac{\partial u_\theta^{(k)}}{\partial z} = \gamma_0 r \end{aligned} \quad (2)$$

对于抗压层 ($k=2, \dots, N+1$)，径向位移表达式为^[4]

$$u_r^{(k)} = D^{(k)} r^{\beta^{(k)}} + E^{(k)} r^{-\beta^{(k)}} + \alpha_3^{(k)} \varepsilon_0 r + \alpha_4^{(k)} \gamma_0 r^2 \quad (3)$$

其中 $\beta^{(k)} = \sqrt{\frac{\bar{C}_{22}^{(k)}}{\bar{C}_{33}^{(k)}}}$, $\alpha_3^{(k)} = \frac{\bar{C}_{12}^{(k)} - \bar{C}_{13}^{(k)}}{\bar{C}_{33}^{(k)} - \bar{C}_{22}^{(k)}}$, $\alpha_4^{(k)} = \frac{\bar{C}_{26}^{(k)} - 2\bar{C}_{36}^{(k)}}{4\bar{C}_{33}^{(k)} - \bar{C}_{22}^{(k)}}$, $D^{(k)}$ 和 $E^{(k)}$ 是未知的积分常数。

对于内衬层 ($k=1$) 和外保护层 ($k=N+6$)，径向位移表达式为^[4]

$$u_r^{(k)} = D^{(k)} r + E^{(k)} r^{-1} \quad (4)$$

$\theta-r$ 平面内和 $z-r$ 平面内的剪切应力表达式为^[4]

$$\tau_{\theta r}^{(k)} = \frac{A^{(k)}}{r^2}, \quad \tau_{zr}^{(k)} = \frac{B^{(k)}}{r} \quad (5)$$

其中 $A^{(k)}$ 和 $B^{(k)}$ 是未知的积分常数。

1.2 螺旋层

1.2.1 外力功

为了便于后续计算, 定义第 k 层螺旋层 ($k=N+2, \dots, N+5$) 的 4 个物理量为

$$\varepsilon_l = \frac{\Delta L}{L} = \varepsilon_0, \quad \varepsilon_r^{(k)} = \frac{\Delta r^{(k)}}{r_m^{(k)}}, \quad \varepsilon_t^{(k)} = \frac{\Delta t^{(k)}}{t^{(k)}}, \quad \gamma = \frac{\Delta \phi}{L} = \gamma_0 \quad (6)$$

其中 L 是管道的长度, ΔL 是管道的伸长量, $r_m^{(k)}$ 是第 k 层的平均半径, $\Delta r^{(k)}$ 是第 k 层平均半径的变化量, $t^{(k)}$ 是第 k 层的厚度, $\Delta t^{(k)}$ 是第 k 层的厚度变化量。

第 k 层螺旋层所受的外力有: 轴力 $F^{(k)}$ 、扭矩 $T^{(k)}$ 、内表面接触压力 $P_i^{(k)}$ 和外表面接触压力 $P_o^{(k)}$ 。外力功 $W^{(k)}$ 的计算公式为

$$W^{(k)} = F^{(k)} \Delta L + T^{(k)} \Delta \phi + P_i^{(k)} \Delta V_i^{(k)} - P_o^{(k)} \Delta V_o^{(k)} \quad (7)$$

其中 $\Delta V_i^{(k)}$ 和 $\Delta V_o^{(k)}$ 分别是第 k 层螺旋层内表面和外表面所包裹的圆柱体的体积变化量, 计算公式为

$$\begin{aligned}
\Delta V_i^{(k)} &= \pi(r_i^{(k)} + \Delta r^{(k)} - \frac{\Delta t^{(k)}}{2})^2(L + \Delta L) - \pi(r_i^{(k)})^2 L \\
&\approx \pi r_i^{(k)} L \left(2r_m^{(k)} \varepsilon_r^{(k)} - t^{(k)} \varepsilon_t^{(k)} + r_i^{(k)} \varepsilon_0 \right) \\
\Delta V_o^{(k)} &= \pi(r_o^{(k)} + \Delta r^{(k)} + \frac{\Delta t^{(k)}}{2})^2(L + \Delta L) - \pi(r_o^{(k)})^2 L \\
&\approx \pi r_o^{(k)} L \left(2r_m^{(k)} \varepsilon_r^{(k)} + t^{(k)} \varepsilon_t^{(k)} + r_o^{(k)} \varepsilon_0 \right)
\end{aligned} \tag{8}$$

其中 $r_i^{(k)}$ 和 $r_o^{(k)}$ 分别是第 k 层螺旋层的内半径和外半径。

将公式 (6) 和公式 (8) 代入到公式 (7) 中, 可以得到外力功 $W^{(k)}$ 的计算公式为

$$\begin{aligned}
W^{(k)} &= F^{(k)} L \varepsilon_0 + T^{(k)} L \gamma_0 + \pi P_i^{(k)} r_i^{(k)} L \left(2r_m^{(k)} \varepsilon_r^{(k)} - t^{(k)} \varepsilon_t^{(k)} + r_i^{(k)} \varepsilon_0 \right) \\
&\quad - \pi P_o^{(k)} r_o^{(k)} L \left(2r_m^{(k)} \varepsilon_r^{(k)} + t^{(k)} \varepsilon_t^{(k)} + r_o^{(k)} \varepsilon_0 \right)
\end{aligned} \tag{9}$$

1.2.2 应变能

因为假设螺旋带间不发生接触, 所以螺旋带副法线方向的正应力为 0。且螺旋带主要承受的为轴力, 所以忽略局部弯曲应力和剪切应力。螺旋带纵向应变和法向应变的计算公式为^[10]

$$\begin{aligned}
\varepsilon_1^{(k)} &= \cos^2 \alpha^{(k)} \varepsilon_0 + r_m^{(k)} \sin \alpha^{(k)} \cos \alpha^{(k)} \gamma_0 + \sin^2 \alpha^{(k)} \varepsilon_r^{(k)} \\
\varepsilon_3^{(k)} &= \frac{\Delta t^{(k)}}{t^{(k)}} = \varepsilon_t^{(k)}
\end{aligned} \tag{10}$$

纵向应力和法向应力可以通过纵向应变和法向应变计算得到:

$$\begin{aligned}
\sigma_1^{(k)} &= \frac{1}{1 - \nu_{13}^{(k)} \nu_{31}^{(k)}} (E_1^{(k)} \varepsilon_1^{(k)} + \nu_{13}^{(k)} E_3^{(k)} \varepsilon_3^{(k)}) \\
\sigma_3^{(k)} &= \frac{1}{1 - \nu_{13}^{(k)} \nu_{31}^{(k)}} (E_3^{(k)} \varepsilon_3^{(k)} + \nu_{31}^{(k)} E_1^{(k)} \varepsilon_1^{(k)})
\end{aligned} \tag{11}$$

所以应变能的计算公式为

$$\begin{aligned}
U^{(k)} &= \frac{1}{2} n^{(k)} \int_{V^{(k)}} (\sigma_1^{(k)} \varepsilon_1^{(k)} + \sigma_3^{(k)} \varepsilon_3^{(k)}) dv \\
&= \frac{1}{2} n^{(k)} V^{(k)} (\sigma_1^{(k)} \varepsilon_1^{(k)} + \sigma_3^{(k)} \varepsilon_3^{(k)})
\end{aligned} \tag{12}$$

其中 $n^{(k)}$ 是第 k 层螺旋层的螺旋带数量, $V^{(k)}$ 是单条螺旋带的体积, 计算公式为

$$V^{(k)} = \frac{b^{(k)} t^{(k)} L}{\cos \alpha^{(k)}} \tag{13}$$

其中 $b^{(k)}$ 、 $t^{(k)}$ 和 $\alpha^{(k)}$ 分别是第 k 层螺旋层单条螺旋带的宽度、厚度和缠绕角度。

1.2.3 平衡方程

基于最小势能原理, 可以得到螺旋层 ($k=N+2, \dots, N+5$) 的平衡方程为

$$\frac{\partial U^{(k)}}{\partial \varepsilon_0} = \frac{\partial W^{(k)}}{\partial \varepsilon_0}, \frac{\partial U^{(k)}}{\partial \gamma_0} = \frac{\partial W^{(k)}}{\partial \gamma_0}, \frac{\partial U^{(k)}}{\partial \varepsilon_r^{(k)}} = \frac{\partial W^{(k)}}{\partial \varepsilon_r^{(k)}}, \frac{\partial U^{(k)}}{\partial \varepsilon_t^{(k)}} = \frac{\partial W^{(k)}}{\partial \varepsilon_t^{(k)}} \tag{14}$$

公式 (14) 的矩阵形式为

$$\begin{bmatrix} k_{11}^{(k)} & k_{12}^{(k)} & k_{13}^{(k)} & k_{14}^{(k)} \\ k_{21}^{(k)} & k_{22}^{(k)} & k_{23}^{(k)} & k_{24}^{(k)} \\ k_{31}^{(k)} & k_{32}^{(k)} & k_{33}^{(k)} & k_{34}^{(k)} \\ k_{41}^{(k)} & k_{42}^{(k)} & k_{43}^{(k)} & k_{44}^{(k)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_0 \\ \gamma_0 \\ \varepsilon_r^{(k)} \\ \varepsilon_t^{(k)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F^{(k)}L + \pi P_i^{(k)} (r_i^{(k)})^2 L - \pi P_o^{(k)} (r_o^{(k)})^2 L \\ T^{(k)}L \\ 2\pi r_m^{(k)} L (P_i^{(k)} r_i^{(k)} - P_o^{(k)} r_o^{(k)}) \\ -\pi t^{(k)} L (P_i^{(k)} r_i^{(k)} + P_o^{(k)} r_o^{(k)}) \end{bmatrix} \quad (15)$$

其中 $k_{ij}^{(k)}$ ($i, j=1, \dots, 4$) 是常量, 表达式为

$$\begin{aligned} k_{11}^{(k)} &= \frac{n^{(k)} E_1^{(k)} A^{(k)} L}{1 - \nu_{13}^{(k)} \nu_{31}^{(k)}} \cos^3 \alpha^{(k)}, & k_{12}^{(k)} = k_{21}^{(k)} &= \frac{n^{(k)} E_1^{(k)} A^{(k)} r_m^{(k)} L}{1 - \nu_{13}^{(k)} \nu_{31}^{(k)}} \sin \alpha^{(k)} \cos^2 \alpha^{(k)} \\ k_{13}^{(k)} = k_{31}^{(k)} &= \frac{n^{(k)} E_1^{(k)} A^{(k)} L}{1 - \nu_{13}^{(k)} \nu_{31}^{(k)}} \sin^2 \alpha^{(k)} \cos \alpha^{(k)}, & k_{14}^{(k)} = k_{41}^{(k)} &= \frac{n^{(k)} E_1^{(k)} A^{(k)} \nu_{31}^{(k)} L}{1 - \nu_{13}^{(k)} \nu_{31}^{(k)}} \cos \alpha^{(k)} \\ k_{22}^{(k)} &= \frac{n^{(k)} E_1^{(k)} A^{(k)} (r_m^{(k)})^2 L}{1 - \nu_{13}^{(k)} \nu_{31}^{(k)}} \sin^2 \alpha^{(k)} \cos \alpha^{(k)}, & k_{23}^{(k)} = k_{32}^{(k)} &= \frac{n^{(k)} E_1^{(k)} A^{(k)} r_m^{(k)} L}{1 - \nu_{13}^{(k)} \nu_{31}^{(k)}} \sin^3 \alpha^{(k)} \\ k_{24}^{(k)} = k_{42}^{(k)} &= \frac{n^{(k)} E_1^{(k)} A^{(k)} \nu_{31}^{(k)} r_m^{(k)} L}{1 - \nu_{13}^{(k)} \nu_{31}^{(k)}} \sin \alpha^{(k)}, & k_{33}^{(k)} &= \frac{n^{(k)} E_1^{(k)} A^{(k)} L \sin^4 \alpha^{(k)}}{1 - \nu_{13}^{(k)} \nu_{31}^{(k)}} \\ k_{34}^{(k)} = k_{43}^{(k)} &= \frac{n^{(k)} E_1^{(k)} A^{(k)} \nu_{31}^{(k)} L}{1 - \nu_{13}^{(k)} \nu_{31}^{(k)}} \frac{\sin^2 \alpha^{(k)}}{\cos \alpha^{(k)}}, & k_{44}^{(k)} &= \frac{n^{(k)} E_3^{(k)} A^{(k)} L}{1 - \nu_{13}^{(k)} \nu_{31}^{(k)}} \frac{1}{\cos \alpha^{(k)}} \end{aligned} \quad (16)$$

1.2.4 连续性条件

由于假定螺旋层在纵向方向和法线方向的变形是均匀的, 所以螺旋层 ($k=N+2, \dots, N+5$) 的径向位移可以表示为

$$u_r^{(k)} = r_m^{(k)} + r_m^{(k)} \varepsilon_r^{(k)} + \frac{r - r_m^{(k)}}{t^{(k)}} (t^{(k)} + t^{(k)} \varepsilon_t^{(k)}) - r \quad (17)$$

由于内衬层与抗压层是粘结的, 由此可得到位移连续条件和应力连续条件为

$$\begin{aligned} u_r^{(k)} (r_o^{(k)}) &= u_r^{(k+1)} (r_i^{(k+1)}) \\ \sigma_r^{(k)} (r_o^{(k)}) &= \sigma_r^{(k+1)} (r_i^{(k+1)}) \\ k &= 1, \dots, N \end{aligned} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} \tau_{zr}^{(k)} (r_o^{(k)}) &= \tau_{zr}^{(k+1)} (r_i^{(k+1)}) \\ \tau_{\theta r}^{(k)} (r_o^{(k)}) &= \tau_{\theta r}^{(k+1)} (r_i^{(k+1)}) \\ k &= 1, \dots, N \end{aligned} \quad (19)$$

从抗压层最外层纤维铺层 ($k=N+1$) 至外保护层 ($k=N+6$), 这些层之间是非粘结的。在外载荷的作用下, 非粘结层之间可能出现两种接触状态: (a) 接触状态和 (b) 分离状态。

当处于接触状态时, 非粘结层之间的连续性条件为

$$\begin{aligned} u_r^{(k)} (r_o^{(k)}) &= u_r^{(k+1)} (r_i^{(k+1)}) \\ P_o^{(k)} &= -\sigma_r^{(k)} (r_o^{(k)}) \\ P_i^{(k+1)} &= -\sigma_r^{(k+1)} (r_i^{(k+1)}) \\ P_o^{(k)} &= P_i^{(k+1)} \end{aligned} \quad (20)$$

当处于分离状态时, 非粘结层之间的连续性条件为

$$\begin{aligned} P_o^{(k)} &= -\sigma_r^{(k)}(r_o^{(k)}) = 0 \\ P_i^{(k+1)} &= -\sigma_r^{(k+1)}(r_i^{(k+1)}) = 0 \end{aligned} \quad (21)$$

1.2.5 边界条件

管道承受内压时, 内外表面的边界条件为

$$\begin{aligned} \sigma_r^{(1)}(r_i^{(1)}) &= -P_i \\ \sigma_r^{(N+6)}(r_o^{(N+6)}) &= 0 \end{aligned} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} \tau_{zr}^{(1)}(r_i^{(1)}) &= \tau_{\theta r}^{(1)}(r_i^{(1)}) = 0 \\ \tau_{zr}^{(N+6)}(r_o^{(N+6)}) &= \tau_{\theta r}^{(N+6)}(r_o^{(N+6)}) = 0 \end{aligned} \quad (23)$$

其中 P_i 内压。

对于整个管道, 轴力和扭矩的边界条件为

$$\begin{aligned} F &= F^{(1)} + F^{(2, \dots, N+1)} + F^{(N+2)} + F^{(N+3)} + F^{(N+4)} + F^{(N+5)} + F^{(N+6)} = \pi(r_i^{(1)})^2 P_i \\ T &= T^{(1)} + T^{(2, \dots, N+1)} + T^{(N+2)} + T^{(N+3)} + T^{(N+4)} + T^{(N+5)} + T^{(N+6)} = 0 \end{aligned} \quad (24)$$

其中 $F^{(1)}$ 、 $F^{(2, \dots, N+1)}$ 和 $F^{(N+6)}$ 分别是内衬层、抗压层和外保护层所承担的轴力, 它们的计算公式为

$$\begin{aligned} F^{(1)} &= 2\pi \int_{r_i^{(1)}}^{r_o^{(1)}} \sigma_z^{(1)} r dr, & T^{(1)} &= 2\pi \int_{r_i^{(1)}}^{r_o^{(1)}} \tau_{z\theta}^{(1)} r^2 dr \\ F^{(2, \dots, N+1)} &= 2\pi \sum_{k=2}^{N+1} \int_{r_i^{(k)}}^{r_o^{(k)}} \sigma_z^{(k)} r dr, & T^{(2, \dots, N+1)} &= 2\pi \sum_{k=2}^{N+1} \int_{r_i^{(k)}}^{r_o^{(k)}} \tau_{z\theta}^{(k)} r^2 dr \\ F^{(N+6)} &= 2\pi \int_{r_i^{(N+6)}}^{r_o^{(N+6)}} \sigma_z^{(N+6)} r dr, & T^{(N+6)} &= 2\pi \int_{r_i^{(N+6)}}^{r_o^{(N+6)}} \tau_{z\theta}^{(N+6)} r^2 dr \end{aligned} \quad (25)$$

1.2.6 求解过程

将边界条件 (23) 代入至公式 (5), 并结合应力连续条件 (19), 可以得到 $A^{(k)} = B^{(k)} = 0$ ($k=1, \dots, N+1$)。表 1 列出了尚需通过联立方程组求解的其余未知量。

在初次迭代计算中, 假定各层之间不发生分离。由此构成的封闭方程组共计 $2N+48$ 个独立方程, 其中包括: 平衡方程 (15)、位移连续方程与应力连续方程 (18) 和 (20), 以及边界条件方程 (22)、(24) 和 (25)。联立求解该方程组, 即可确定表 1 中所列的全部未知量。

随后, 进入接触状态的迭代判断流程: 若 $P_o^{(k)} < 0$ (k 可能为 $N+1, \dots, N+5$), 则说明第 k 层与第 $k+1$ 层之间出现间隙, 此时须将第 k 层与第 $k+1$ 层的接触状态方程 (20) 替代为分离状态方程 (21), 重新求解方程组, 直到 $P_o^{(k)} \geq 0$ ($k=N+1, \dots, N+5$)。

1.2.7 首层失效压力

高压工况下使用的复合材料管道, 在设计过程中一般需要考虑两种典型失效模式: 第一种为首层失效模式, 表现为复合材料某层的变形持续增加并率先达到永久变形值; 第二种为爆破失效模式, 表现为压力持续增大直至引发容器爆裂, 导致管道发生灾难性破坏。首层失效压力通常略低于爆破失效压力, 用首层失效压力作为管道设计的预警压力, 可以避免灾难性事故 (例如管道爆裂) 的发生^[11]。

失效准则是预测复合材料管道失效压力的关键依据。纤维复合材料的失效准则一般可分为两种: (a) 与失效模式无关的失效准则, 使用较广泛的有 Tsai-Wu 准则^[12]、Tsai-Hill 准则^[13]、Hoffman 准则^[14]和 Chamis 准则^[15]。 (b) 与失效模式有关的失效准则, 使用较广泛的有最大应变准则、最大应力准则、Hashin 准则^[16]、改进的 Hashin 准则^[17, 18]和 Puck 准则^[19]。

表 1 TCFP 在内压载荷下的未知量

| 层数 | 未知量 | | 总未知量数目 |
|------|-----|--|---------------------------|
| | 各层 | 整个管道 | |
| 内衬层 | 1 | $D^{(1)}, E^{(1)}, F^{(1)}, T^{(1)}$ | |
| 抗压层 | N | $D^{(k)}, E^{(k)}, F^{(2, \dots, N+1)}, T^{(2, \dots, N+1)}, P_o^{(N+1)}$ ($k=2, \dots, N+1$) | |
| 内耐磨层 | 1 | $\varepsilon_r^{(k)}, \varepsilon_t^{(k)}, F^{(k)}, T^{(k)}, P_i^{(k)}, P_o^{(k)}$ | ε_0, γ_0 |
| 内抗拉层 | 1 | $\sigma_r^{(k)}(r_i^{(k)}), \sigma_r^{(k)}(r_o^{(k)})$ | F, T |
| 外耐磨层 | 1 | | |
| 外抗拉层 | 1 | ($k=N+2, \dots, N+5$) | |
| 外保护层 | 1 | $D^{(N+6)}, E^{(N+6)}, F^{(N+6)}, T^{(N+6)}, P_i^{(N+6)}$ | |

Hashin 失效准则在预测复合材料容器首层失效压力方面具有较高准确性^[11]。本研究选用经 Olmedo^[17]与 Brewer^[18]改进的 Hashin 失效准则, 用于预测 TCFP 的首层失效压力。鉴于内衬层、耐磨层及外保护层主要承担功能性作用, 其对管道整体力学性能的影响较为有限, 因此在本研究中未考虑上述各层发生失效的情况。改进的 Hashin 失效准则具有七种失效模式:

纤维拉伸失效 ($\sigma_1 > 0$) :

$$\left(\frac{\sigma_1}{X_T}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{12}}{S_{12}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{31}}{S_{31}}\right)^2 = f_1 \quad (26)$$

纤维压缩失效 ($\sigma_1 < 0$) :

$$\left(\frac{\sigma_1}{X_C}\right)^2 = f_2 \quad (27)$$

基体拉伸失效 ($\sigma_2 > 0$) :

$$\left(\frac{\sigma_2}{Y_T}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{12}}{S_{12}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{23}}{S_{23}}\right)^2 = f_3 \quad (28)$$

基体压缩失效 ($\sigma_2 < 0$) :

$$\left(\frac{\sigma_2}{Y_C}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{12}}{S_{12}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{23}}{S_{23}}\right)^2 = f_4 \quad (29)$$

纤维-基体剪切失效 ($\sigma_1 < 0$) :

$$\left(\frac{\sigma_1}{X_C}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{12}}{S_{12}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{31}}{S_{31}}\right)^2 = f_5 \quad (30)$$

拉伸分层失效 ($\sigma_3 > 0$) :

$$\left(\frac{\sigma_3}{Z_T}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{23}}{S_{23}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{31}}{S_{31}}\right)^2 = f_6 \quad (31)$$

压缩分层失效 ($\sigma_3 < 0$) :

$$\left(\frac{\sigma_3}{Z_C}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{23}}{S_{23}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{31}}{S_{31}}\right)^2 = f_7 \quad (32)$$

其中 $X_T, Y_T, Z_T, X_C, Y_C, Z_C, S_{12}, S_{23}, S_{31}$ 是 Glass/HDPE 单向带的强度参数。 $f_1 \sim f_7$ 是各失效模式的失效因子。当全部失效因子都小于 1.0 时, 认为管道安全, 可以继续承压; 当任意一个失效因子等于 1.0 时, 认为管道材料失效, 此时的压力为管道的首层失效压力。

2 有限元模型

2.1 参数

表 2 和表 3 展示了 TCFP 各层的结构参数和材料参数^[6]。抗压层由 30 层 Glass/HDPE 单向带交叉缠绕得到, 相邻纤维铺层的缠绕角度相反, 最内层纤维铺层的缠绕角度为-75°。

2.2 有限元模型

本研究在有限元软件 Abaqus 中建立了 TCFP 的数值模型, 模型结构如图 4 所示。建模时, 将内衬层、抗压层与外保护层建模为圆柱壳层, 而耐磨层与抗拉层则建模为螺旋层。对于含纤维铺层的抗压层与抗拉层, 利用 Abaqus 中的“Composite Layup”功能定义其复合材料属性。分析步采用“Static, General”。对于非粘结界面及螺旋带之间的接触, 定义为面面接触属性, 并设置摩擦系数为 0.2。将管道两端分别耦合至

参考点 RP-1 和 RP-2 上, 两个参考点均位于管道轴线上, 耦合了除径向位移自由度外的其他自由度。边界条件施加在两个参考点上, RP-1 完全固定, RP-2 释放轴向位移自由度以及绕轴向扭转的自由度。通过以上设置, 管道在外载荷作用下能够自由产生轴向变形、径向变形及绕轴扭转。在管道内表面施加 50MPa 的

内压, 并在参考点 RP-2 上施加由内压引起的轴力。有限元模型采用约 38.8 万个六面体线性非协调单元 (C3D8I) 进行离散。为考察网格敏感性, 将单元数量增至 60.2 万进行对比, 结果显示关键力学响应无显著变化, 表明初始的网格密度已能满足计算精度要求。

表 2 TCFP 的参数

| | 内半径 (mm) | 外半径 (mm) | 厚度 (mm) | 层数 | 螺旋带条数 | 螺旋带宽度 (mm) | 缠绕角度 (°) | 弹性常数 (MPa) | 泊松比 | 材料 |
|------|-------------|-------------|------------|----|-------|---------------|-------------|---|----------------------------------|-------------------|
| 内衬层 | 75 | 80 | 5 | 1 | - | - | - | $E=1.1E3$ | $\nu=0.4$ | HDPE |
| 抗压层 | 80 | 89 | 9 | 30 | - | - | ± 75 | $E_1=28E3,$ $E_2=E_3=3.2E3,$ $G_{12}=G_{13}=2.75E3,$ $G_{23}=1.23E3$ | $\nu_{12}=\nu_{13}=\nu_{23}=0.3$ | Glass/HDPE 单向带 |
| 内耐磨层 | 89 | 91 | 2 | 1 | 1 | 60 | -83.84 | $E=310$ | $\nu=0.3$ | Nylon-11 |
| 内抗拉层 | 91 | 95.5 | 4.5 | 1 | 39 | 12 | -35 | $E_1=28E3,$ $E_2=E_3=3.2E3,$ $G_{12}=G_{13}=2.75E3,$ $G_{23}=1.23E3$ | $\nu_{12}=\nu_{13}=\nu_{23}=0.3$ | Glass/HDPE 单向带 |
| 外耐磨层 | 95.5 | 97.5 | 2 | 1 | 1 | 60 | 84.26 | $E=310$ | $\nu=0.3$ | Nylon-11 |
| 外抗拉层 | 97.5 | 102 | 4.5 | 1 | 41 | 12 | 35 | $E_1=28E3,$ $E_2=E_3=3.2E3,$ $G_{12}=G_{13}=2.75E3,$ $G_{23}=1.23E3$ | $\nu_{12}=\nu_{13}=\nu_{23}=0.3$ | Glass/HDPE 单向带 |
| 外保护层 | 102 | 107 | 5 | 1 | - | - | - | $E=1.1E3$ | $\nu=0.4$ | HDPE |

表 3 Glass/HDPE 单向带强度参数

| 拉伸强度 (MPa) | | | 压缩强度 (MPa) | | | 剪切强度 (MPa) | | |
|------------|-------|-------|------------|-------|-------|------------|----------|----------|
| X_r | Y_r | Z_r | X_c | Y_c | Z_c | S_{12} | S_{23} | S_{31} |
| 830 | 30 | 30 | 150 | 49 | 49 | 52 | 40 | 52 |



图 4 Abaqus 中的有限元模型

图 5 和图 6 展示了 50MPa 内压作用下 TCFP 部分应力分量的理论解与有限元解 (FEM 解) 的径向分布对比。其中, 抗拉层外表面处的纵向应力差异最

为显著: 理论值为 244.5MPa, FEM 解为 206.1MPa, 相对偏差为 15.7%。该偏差可能源于理论模型中所采用的简化假设。

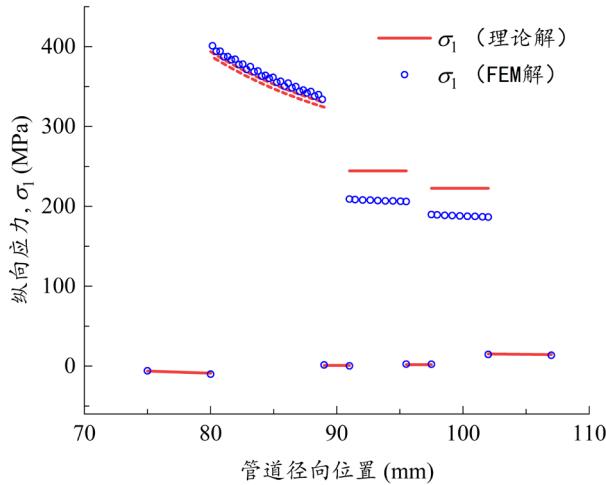


图 5 纵向应力沿管道径向的分布

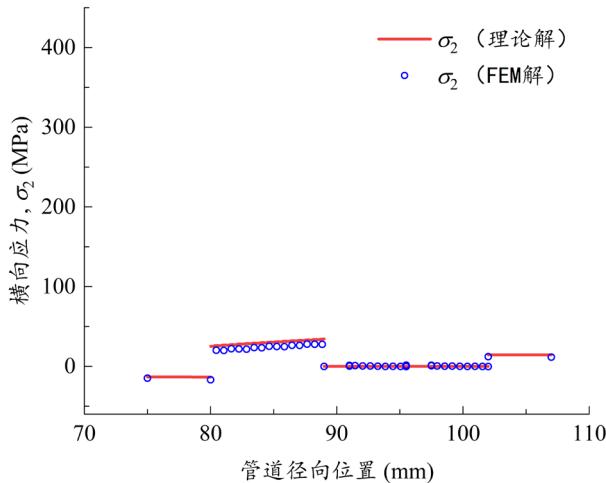


图 6 横向应力沿管道径向的分布

3 首层失效压力研究

抗拉层与抗压层是 TCFP 的承载主体, 其结构设计变量主要集中于缠绕角度和相对厚度。本研究重点分析这 3 项参数对首层失效压力的影响, 旨在明确其影响规律, 为 TCFP 的优化设计提供依据。各参数的取值范围及水平设置如下: 抗拉层缠绕角度自 20° 至 45°, 以 2.5° 为步长递增, 共 11 个水平; 抗压层缠绕角度自 60° 至 85°, 同样以 2.5° 为步长递增, 共 11 个水平; 在维持抗拉层与抗压层总厚度恒定为 18mm 的前提下, 设定两者的厚度比分别为 1/4、1/3、1/2、1、2、3 及 4, 共计 7 种情况。据此, 三参数全组合共形成 847 (11×11×7) 种参数方案, 逐一计算其对应的首层失效压力, 并将首层失效压力、失效位置、失效模式以及横

向应力 (σ_2) 对失效的贡献比可视化为云图, 如图 7 所示。

图 7 (a) 结果表明, 当抗拉层与抗压层的厚度比介于 1~3 之间时, TCFP 的首层失效压力较大。且随着抗拉层与抗压层的厚度比的增大, 抗拉层和抗压层的最佳缠绕角度的总体趋势也在增大。从图 7 (b) 与图 7 (d) 可见, 所有 TCFP 样本的失效均发生于抗压层, 约 89% 属于基体拉伸失效。根据基体拉伸失效的判据公式 (28), 该失效模式仅与横向应力 (σ_2) 和面内剪切应力 (τ_{12}) 有关。由于基体拉伸强度为 30MPa, 所以当横向应力超过 15MPa 时, 失效过程主要由横向应力控制。在其余 11% 的样本中, 9.5% 表现为纤维拉伸失效, 1.5% 为压缩分层失效。

进一步结合图 7 (c) 统计结果可知, 在发生基体拉伸失效的样本中, 约 84% 的样本的横向应力超过 25MPa, 约 99% 的样本的横向应力高于 15MPa。由此

可见, 在 TCFP 发生基体拉伸失效时, 横向应力为主要影响因素, 这时提高抗压层的基体拉伸强度是提升 TCFP 首层失效压力的有效措施。

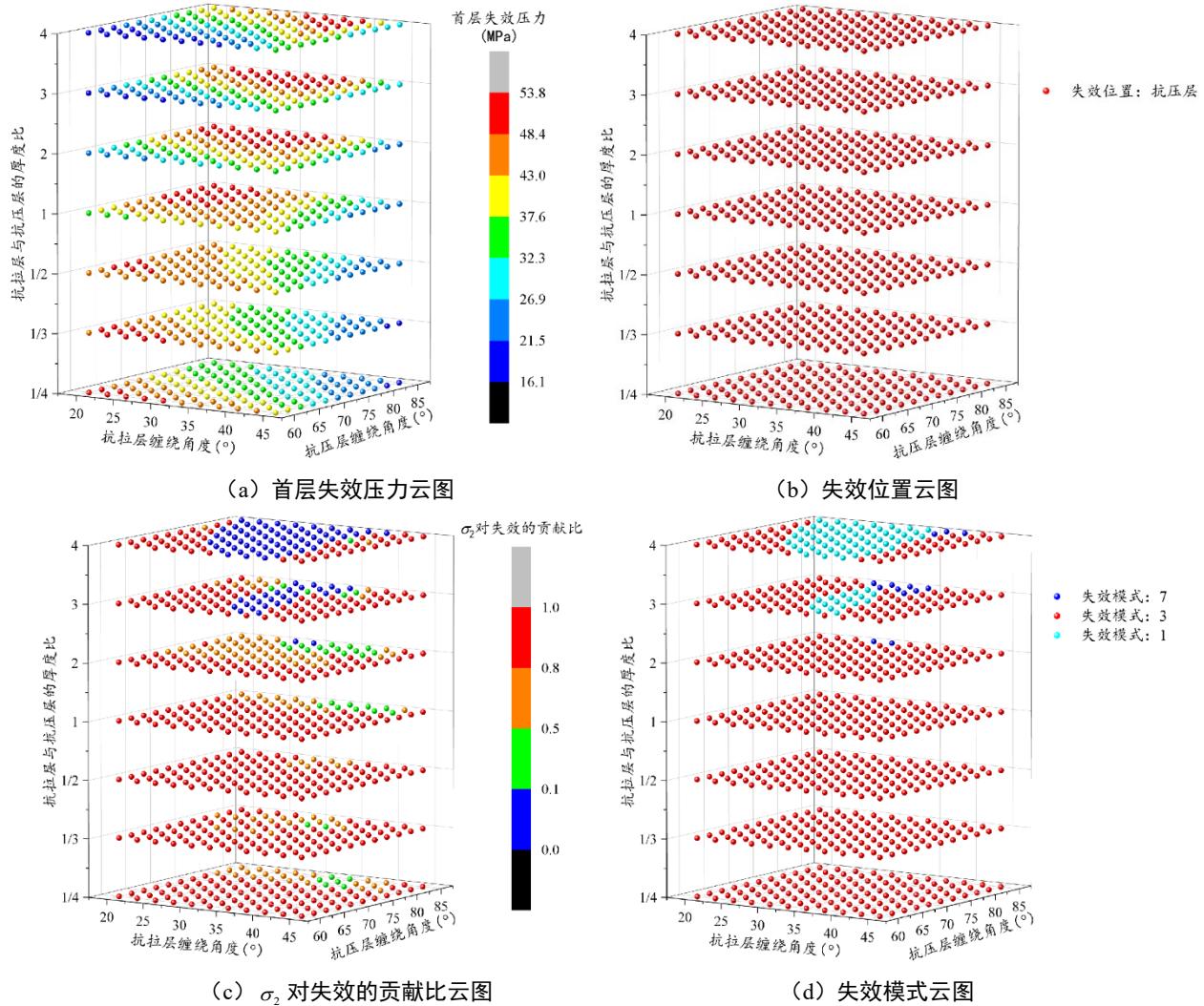


图 7 不同参数组合下的失效情况

4 结论

TCFP 作为一种完全非金属纤维增强复合材料管道, 凭借其轻质高强、抗疲劳、耐腐蚀等优异特性, 被视为金属铠装非粘结柔性管的潜在替代品。本文基于三维各向异性弹性理论与最小势能原理, 构建了 TCFP 在内压下的理论响应模型。通过与有限元模型的应力计算结果进行对比, 验证了理论模型与有限元模型具有较高的吻合性。进而, 基于改进的 Hashin 失效准则, 系统探讨了抗拉层与抗压层的缠绕角度和相对厚度对首层失效压力的影响, 共分析了 847 组参数组合, 并得出以下结论:

(1) 随着抗拉层与抗压层的厚度比的增大, 抗拉

层和抗压层的最佳缠绕角度的总体趋势也在增大。

(2) 在计算的 847 组样本中, 失效位置均位于抗压层, 且约 89% 的失效模式为基体拉伸失效。

(3) 当 TCFP 发生基体拉伸失效时, 横向应力为最主要影响因素, 这时提高抗压层的基体拉伸强度是提升 TCFP 首层失效压力的有效措施。

参考文献

- [1] ROSENW M W K. Wind angle effects in glass fibre-reinforced polyester filament wound pipes [J]. Composites, 1984, 15(2): 144-52.
- [2] WILD P M, VICKERS G W. Analysis of filament-wound

- cylindrical shells under combined centrifugal, pressure and axial loading [J]. Composites Part A: Applied Science and Manufacturing, 1997, 28(1): 47-55.
- [3] KRUIJER M P, WARNET L L, AKKERMAN R. Analysis of the mechanical properties of a reinforced thermoplastic pipe (RTP) [J]. Composites Part A: Applied Science and Manufacturing, 2005, 36(2): 291-300.
- [4] XIA M, TAKAYANAGI H, KEMMOCHI K. Analysis of multi-layered filament-wound composite pipes under internal pressure [J]. Composite Structures, 2001, 53(4): 483-91.
- [5] XING J, GENG P, YANG T. Stress and deformation of multiple winding angle hybrid filament-wound thick cylinder under axial loading and internal and external pressure [J]. Composite Structures, 2015, 131: 868-77.
- [6] SHI C, XIA H, WANG J, et al. Partially-plastic theoretical model of thermoplastic composite pipes and comparison of composite failure criteria [J]. Composite Structures, 2022, 280: 114834.
- [7] 王宏伟, 时晨, 彭传远, et al. 热塑复合管单角度与多角度铺层截面设计研究 [J]. 石油机械, 2022, 50(11): 50-7.
- [8] BAKAIYAN H, HOSSEINI H, AMERI E. Analysis of multi-layered filament-wound composite pipes under combined internal pressure and thermomechanical loading with thermal variations [J]. Composite Structures, 2009, 88(4): 532-41.
- [9] HASTIE J C, KASHTALYAN M, GUZ I A. Failure analysis of thermoplastic composite pipe (TCP) under combined pressure, tension and thermal gradient for an offshore riser application [J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2019, 178: 103998.
- [10] 董磊磊. 非粘合柔性立管截面特性的理论计算及 BSR 区域的疲劳分析 [D]; Dalian University of Technology, China, 2013.
- [11] FARHOOD N, SINGAL A. Prediction of First Ply Failure of Composite Pressure Vessels Under Internal Pressure: A review [J]. Anbar Journal of Engineering Science, 2022, 13(1): 76-84.
- [12] TSAI S W, WU E M. A general theory of strength for anisotropic materials [J]. Journal of composite materials, 1971, 5(1): 58-80.
- [13] AZZI V, TSAI S W. Anisotropic strength of composites: Investigation aimed at developing a theory applicable to laminated as well as unidirectional composites, employing simple material properties derived from unidirectional specimens alone [J]. Experimental mechanics, 1965, 5(9): 283-8.
- [14] HOFFMAN O. The brittle strength of orthotropic materials [J]. Journal of Composite materials, 1967, 1(2): 200-6.
- [15] CHAMISI C C. Failure criteria for filamentary composites; proceedings of the 1969 Symposium on Composite Materials: Testing and Design, February 11, 1969 - February 13, 1969, New Orleans, LA, United states, F, 1969 [C]. ASTM International.
- [16] HASHIN Z. Fatigue failure criteria for unidirectional fiber composites [J]. Journal of Applied Mechanics, Transactions ASME, 1981, 48(4): 846-52.
- [17] OLMEDO A, SANTIUSTE C. On the prediction of bolted single-lap composite joints [J]. Composite Structures, 2012, 94(6): 2110-7.
- [18] BREWER J C, LAGACE P A. Quadratic stress criterion for initiation of delamination [J]. Journal of composite materials, 1988, 22(12): 1141-55.
- [19] PUCK A, SCHURMANN H. Failure analysis of FRP laminates by means of physically based phenomenological models [J]. Composites Science and Technology, 2002, 62(12-13 SPECIAL ISSUE): 1633-62.

版权声明: ©2025 作者与开放获取期刊研究中心(OAJRC)所有。本文章按照知识共享署名许可条款发表。

<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

