

大直径复合软管内压爆破分析研究

李有安, 魏代锋, 焦洪亮, 许荣娟, 彭鑫鑫, 冯丽君, 李荣华
(河北泽邦塑胶科技有限公司, 053500
中国石油大学(北京), 102249)

摘要: 大直径复合软管常用作海上油气输运工作中, 用于连接两条穿梭油轮或穿梭油轮与单点系泊浮筒, 软管在使用过程中受复杂且恶劣多变的海洋环境作用容易导致软管发生泄漏等安全事故。为保障软管结构使用过程中的安全, 需要深入研究软管的力学特性。软管的内压极限承载特性是软管最重要的力学特性之一。本研究从理论和有限元两方面对大直径复合软管的内压极限承载特性进行分析, 研究软管的内压爆破预测和影响内压极限承载的分析因素。为后续指导软管的优化设计提供技术支持。

1 前言

油气输送是海洋油气资源开采过程的主要组成部分之一, 常见的输送方式有两种穿梭油轮输送和海底管道输送。相较于海底管道输送, 穿梭油轮输送方式更加便捷和经济。通常软管从船舷外侧下垂到海面然后漂浮在海面与其他部分软管相连接, 如图 1 所示。软管在海上油气输送过程中, 软管需要承受内部油气的高压作用, 同时环境载荷作用下软管会发生折弯、拉伸和扭转等情况, 环境工况恶劣的情况下甚至会导致软管损坏。软管的油气输运过程中, 倘若软管损坏发生泄漏等情况会对环境 and 安全造成重大影响, 因此研究软管的极限承载特性对保障油气输运过程的安全性可靠性具有非常重要的意义。

海洋油气输运过程中软管需要承受内部油气的高压作用, 压力设计是软管结构设计最重要的考虑因素之一, 通常为保障软管的设计压力的准确性, OCIMF 和 API 17K 等标准中对软管的内压下的极限的试验都有相关要求。相关学者对大直径软管在内压下的承载特性做了大量的研究。橡胶工业手册中有软管理论分析计算公式, 该公式适用于缠绕角度为 $\alpha=54^{\circ}44'$ 的情况下 (且 $\alpha_B=\alpha_0$ 的情况下)

$$P_B = \frac{1.33K_B \cdot i \cdot C'}{D_{\text{计}} \cdot C_3} \quad (1)$$

其中, P_B ——胶管耐压强度, kgf/cm^2 ;

K_B ——帘布强度, kgf/cm;

i ——缠绕层数

C' ——综合修正系数, 手册中的给出的推荐修正层数为 2-6 层, 本

$D_{\text{计}}$ ——计算直径, cm

C_3 ——扯断伸长率%。

刘亚平等^[1]针对船舶下水用气囊开展了爆破压力的强度分析计算研究, 其考虑帘线的强度、密度、缠绕角度及其几何结构对纵向力和轴向影响, 推导出爆破压力强度计算公式。郭奎等^[2]针对耐磨型橡胶软管结合橡胶手册中理论计算公式得到 6 层聚酯帘布软管的爆破压力。帅长庚和何琳^[3]针对弯曲的软管的耐压强度提出理论计算公式, 发现弯管段最外侧最薄弱, 且几何结构设计对软管耐压强度都有影响。王传明等^[4] 针对 $\Phi 76$ 直径软管研究其钢丝缠绕对软管内压极限承载的影响。但上述软管的研究对象都是小直径软管且帘线层数不多, 同时软管内只含帘线层或者钢丝层, 而本研究软管包含帘线和钢筋两种增强层。

当前, 随着软管直径设计越来越大, 复合软管的结构越来越复杂对软管的极限承载压力的预测难度也越来越高, 同时其的制造成本和试验验证耗费也成倍增长。研究大直径下复合软管内压的极限承载特性对保障我国海上油气的输运安全具有重要意义。

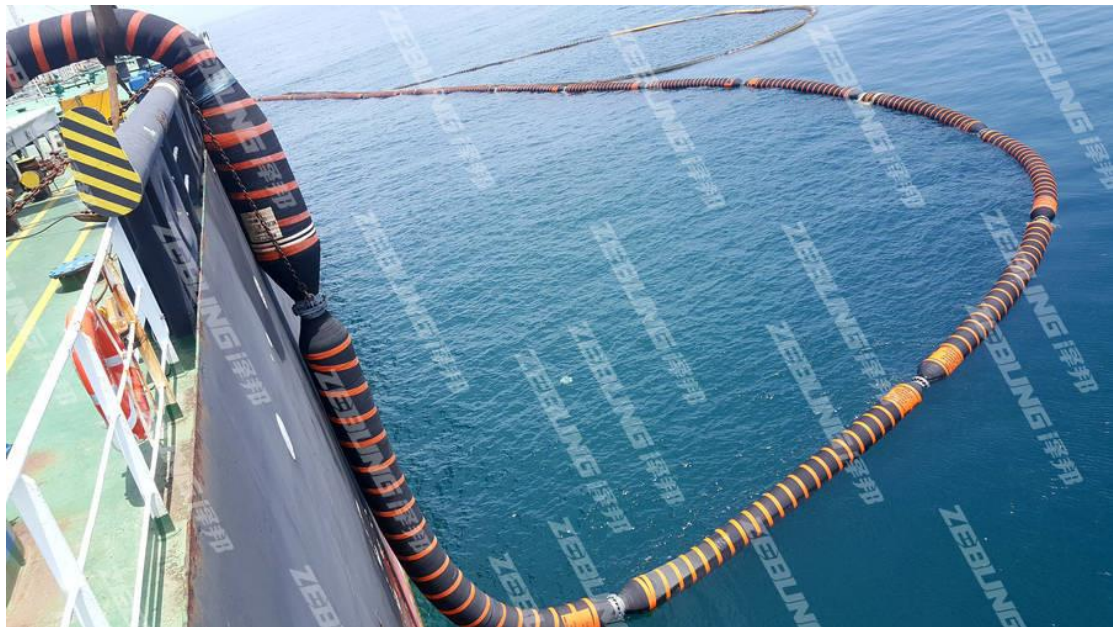


图 1 软管示意图

2 有限元模型

考虑到大直径软管的层数较多, 暂无大直径 10 多层帘线的软管内压承载特性经验公式, 借助有限元对大直径软管的内压下的极限承载特性进行研究。简化后的软管几何尺寸数据如图 2 所示。

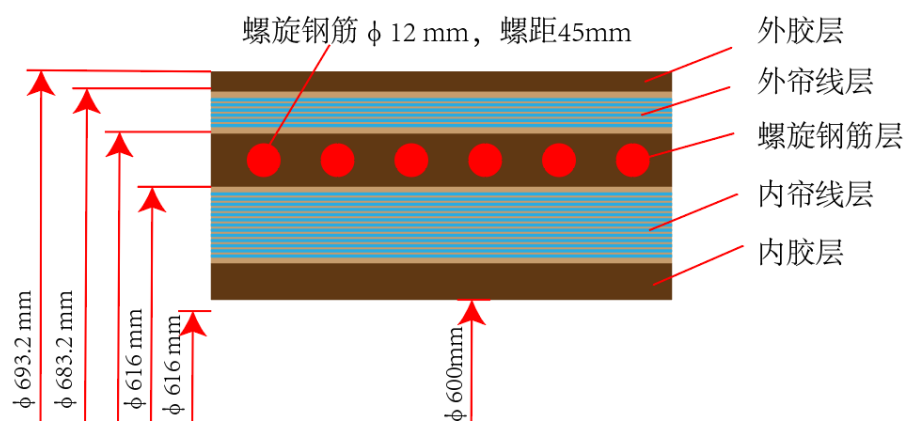


图 2 软管结构尺寸示意图

软管的材料主要由三部分构成, 橡胶、钢材和帘线。其中橡胶和帘线的力学特性通过拉伸试验获得。采用拉伸试验机分别测量软管和帘线的拉伸强度, 最终测量得到帘线的拉伸强度为 360N, 破断时伸长量 23%。采用 Ogden 模型模拟橡胶的力学行为, Ogden 本构模型的应变能密度函数为:

$$W = \sum_{i=1}^N \frac{2\mu_i}{\alpha_i} (\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 - 3) \quad (2)$$

其中, W 为应变能函数; α_i, μ_i 为材料常数; $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ 为 3 个主伸长比; N 为多项式的阶数。拉伸测试数据拟合得到橡胶的 Ogden 模型的力学参数 $\mu_1 = -2.753 \text{ MPa}$, $\mu_2 = 0.199 \text{ MPa}$, $\mu_3 = 2.584 \text{ MPa}$, $\alpha_1 = -2.226$, $\alpha_2 = 1.334$, $\alpha_3 = -3.115$ 。钢筋材料的弹性模量 $E = 206 \text{ GPa}$, 泊松比 $\nu = 0.3$, 材料的屈服强度 $\sigma_s = 950 \text{ MPa}$ 。

利用 Abaqus 软件建立软管有限元模型, 分析软管内压下的极限爆破压力。有限元模型的长度为 1 m, 分别建立橡胶、螺旋钢筋和帘线层的有限元单元, 其中橡胶单元和螺旋钢筋采用的 8 结点实体单元 C3D8R, 共计 23218 个, 帘线的单元为 4 结点面单元 SFM3D4, 共计 92120 个。利用嵌入式约束 Embedded 技术将螺旋钢筋和帘线层嵌入橡胶以模拟软管各部分相互作用力学特性。

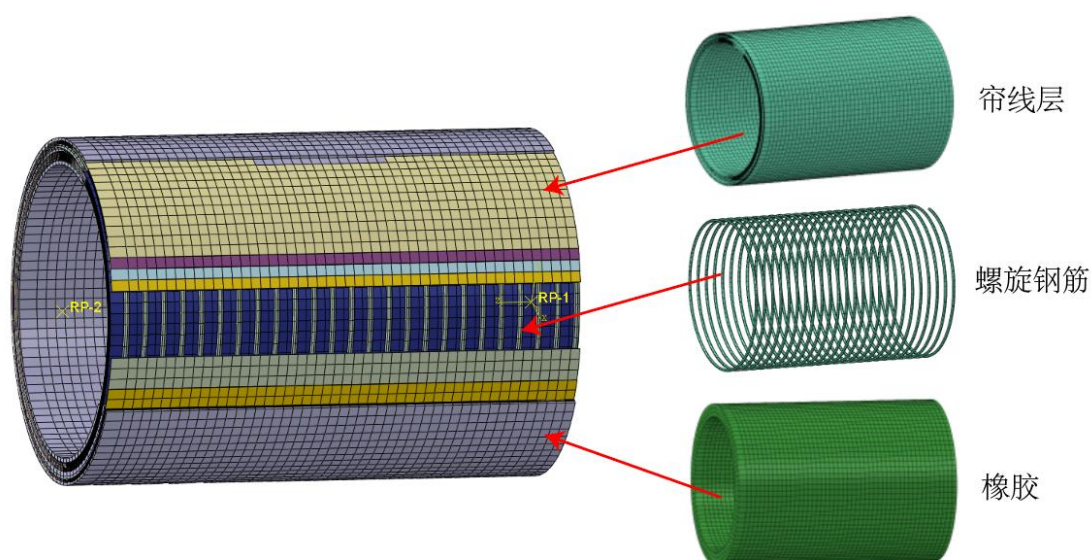


图 3 软管有限元模型

3 有限元结果和试验验证

3.1 软管内压爆破试验

当前 OCIMF 标准规范中海洋软管的最大通径为 $\Phi 600\text{mm}$ ，基于某公司该种型号软管开展内压爆破试验和分析计算和研究大直径软管的极限内压承载特性。软管结构尺寸和爆破结果如图 5 图 5 软管内压极限承载试验所示。软管内径 600mm ，外径 $\Phi 693.2\text{ mm}$ 。设计承载压力为 2.0MPa ，结合 OCIMF 标准规范开展软管爆破试验。采用高压泵将清水打入密封的软管中，软管一端安装压力表，试验原理如图 4 所示。按照 $0\text{-}10\text{MPa}$ 分不同梯度压力，逐级施压，软管内压达到 10MPa 后继续施加压力直至软管爆破。测得软管爆破时压力为 11.8MPa 。从图中可以看出软管爆破后钢筋发生破断，考虑软管破断过程帘线首先发生破断会导致内部介质流出压力迅速下降，不会进一步引起螺旋钢筋达到极限承载发生破断。而考虑螺旋钢筋首先达到极限承载时，考虑帘线和螺旋钢筋的弹性模量差距较大，螺旋钢筋的破断可能不会同步引发帘线的破断而发生管体破损而泄压，与此同时会继续泵入清水最终会发生帘线层破断而泄压。故内压爆破后如果发生螺旋钢筋破断则内压的极限承载的判别条件，如果仅发生帘线破断钢筋保持完整则软管内压的极限承载的判别条件是帘线的极限拉伸破断。



图 4 软管内压极限承载试验装置示意图



图 5 软管内压极限承载试验

3.2 有限元分析计算

有限元建模得到软管在 11MPa 内压下的软管应力应变分布，图 6 展示了软管整体和各部分的应力变化情况。从图中可以看出软管在 11 MPa 的内压作用下中间部分发生明显的臃胀现象。此压力下帘线钢筋上的 Mises 应力达到 951.3 Mpa，刚好超过材料的屈服强度 950 MPa，即软管在 11MPa 时可能发生钢筋破断。此时帘线上的最大拉力为 274.9 N，帘线的破断拉力为 360 N，即此工况下帘线不会首先发生破断，这与试验结果的现象相吻合。对比软管的爆破压力 11.8MPa，二者之间的误差为 7.2%。

各层上的帘线的拉力变化如图 7 所示，内层帘线（1-12 层）的拉力较小范围在 90-100 N 之间，且从最内层向外逐渐减小，近似线性变化。螺旋钢筋外侧的帘线受到螺旋钢筋的作用帘线的最大拉力为 274.9 N，位于靠近螺旋钢筋的 13 层帘线处。远离螺旋钢筋的位置帘线的拉力逐渐下降，影响最大的区域为 13 和 14 层帘线。产生这种现象的原因是帘线的弹性模量与螺旋钢筋相比差距较大，螺旋钢筋的变形导致靠近附近的帘线在螺旋钢筋附近发生弯曲从而产生较大的变形，增大帘线的拉力。

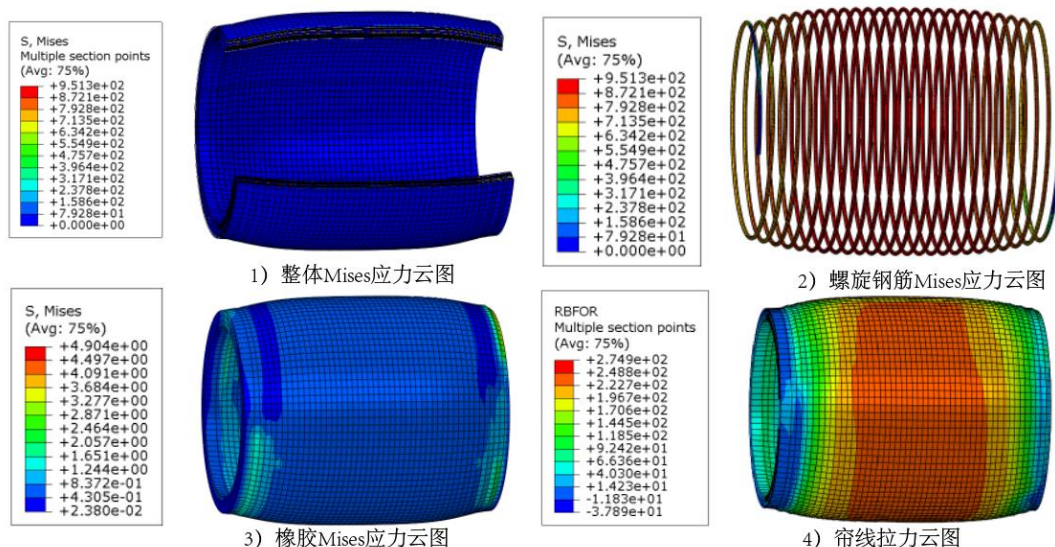


图 6 软管应力云图

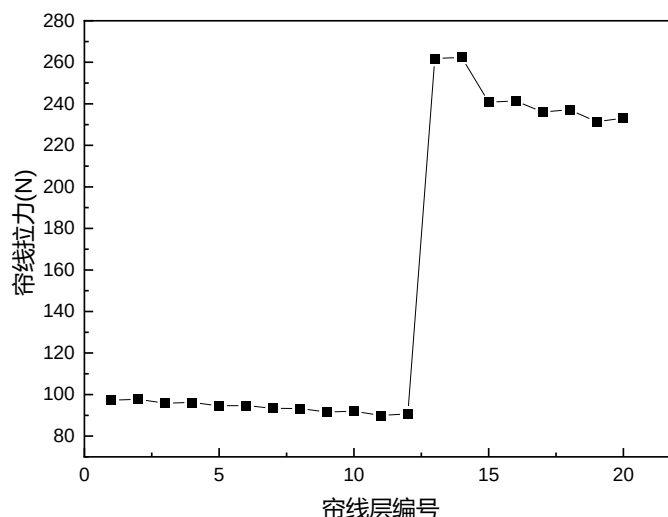


图 7 1-20 帘线层上的拉力变化

3.3 软管结构参数对内压爆破的影响

软管结构是一种复杂的复合软管形式, 通常情况帘线和螺旋钢筋的材料力学特性均会对软管的内压极限承载有一定影响, 相关学者也做了大量研究。但考虑软管内部结构设计特性对软管内压的承载特性影响仍需要深入研究。针对该种类型软管, 其软管结构设计中的螺旋钢筋的位置和螺距变化以及帘线的缠绕角度和对软管的内压承载特性的影响程度需要重点关注, 需要对其进行深入研究。

分别研究改变螺旋钢筋位置 (分别位于 8、10、12、14 帘线层之上时) 对螺旋钢筋的 Mises 应力变化的影响, 影响变化如图 8 所示。相同内压荷载作用下随着螺旋钢筋越靠近外层其 Mises 应力越大, 近似呈线性变化。图 9 和图 10 给出了帘线的缠绕角度变化 (从 45°

-55°范围内) 对软管的螺旋钢筋最大 Mises 应力和帘线上的最大拉力的影响。随着角度越来越靠近平衡角 54°44', 帘线上的最大拉力和螺旋钢筋的 Mises 应力按线性比例快速下降, 这与平衡角的理论最优解是吻合的。改变螺旋钢筋的螺距 (范围 41-49 mm) 研究螺距变化对螺旋钢筋的最大 Mises 应力影响, 如图 11 所示。随着螺距的增大螺旋钢筋上的最大 Mises 应力也随之近似线性增大, 当螺距为 49 mm 时, 螺旋钢筋的最大 Mises 应力为 978.3 Mpa, 即此时软管早已发生爆破, 即随着螺距的增大软管的内压极限承载力随之降低。

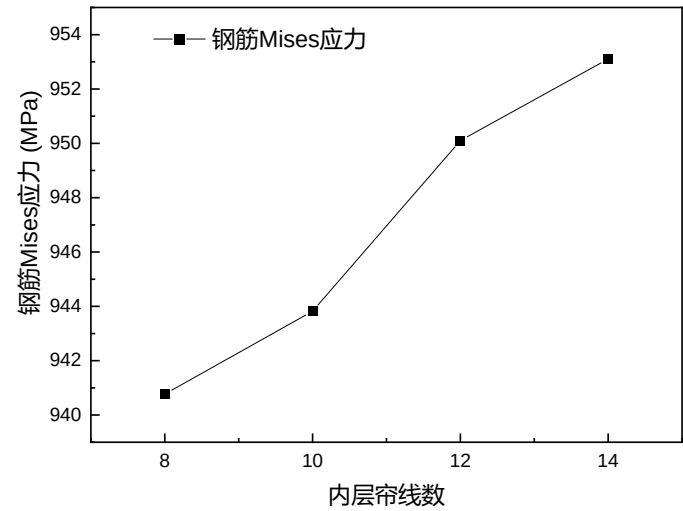


图 8 螺旋钢筋位置变化影响曲线

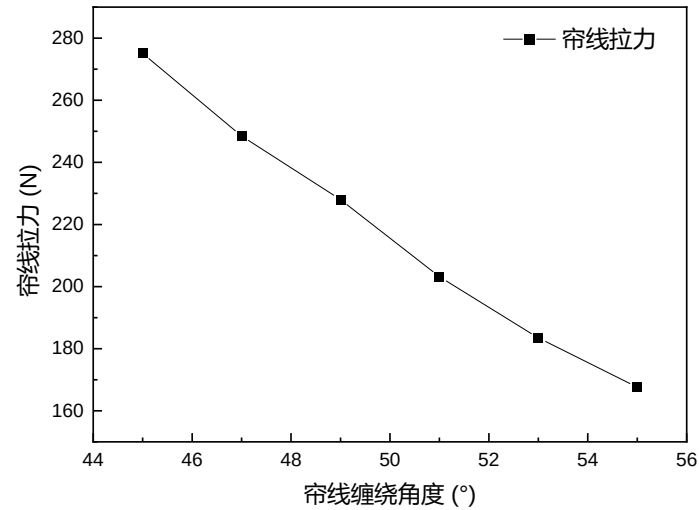


图 9 帘线最大拉力影响曲线

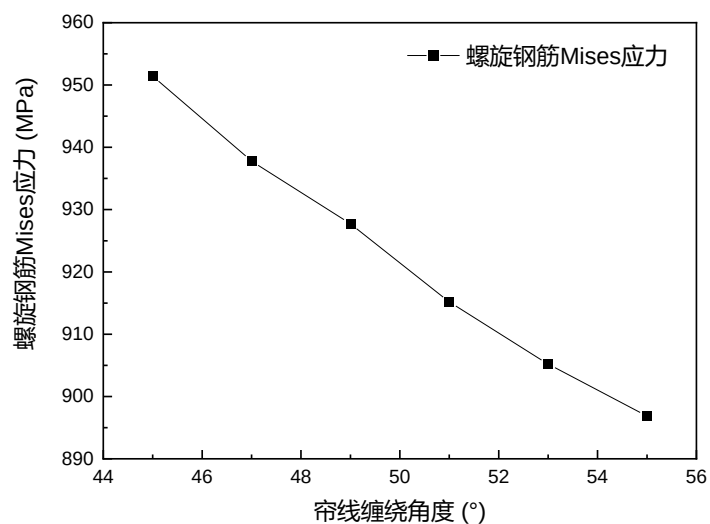


图 10 螺旋钢筋最大 Mises 应力影响曲线

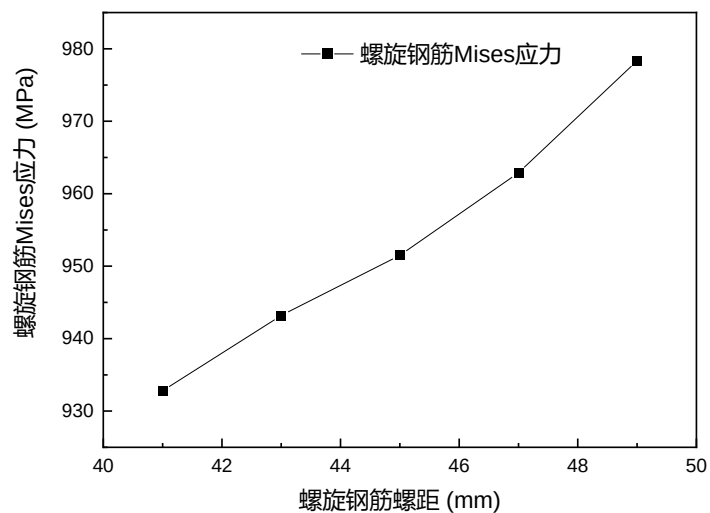


图 11 螺旋钢筋螺距对钢筋 Mises 应力影响

4. 结论

大直径复合软管作为海上输油系统的重要组成部分, 其内压极限承载性能直接影响着软管的安全可靠性。某型 DN600 软管的内压试验和有限元分析结果表明有限元计算方法研究软管的内压下的极限承载是准确可靠的, 二者之间的误差为 7.2%。

有限元分析结果表明靠近螺旋钢筋外侧的帘线层受到螺旋钢筋的影响较大, 帘线上拉力最大区域在螺旋钢筋外侧。11MPa 内压荷载作用下会软管的螺旋钢筋发生破断是导致软管泄露失效的最主要影响因素, 即螺旋钢筋是否达到屈服强度是该软管是否失效的主要判据。

软管结构设计参数的变化对内压极限承载特性有重要影响。螺旋钢筋越靠近外侧螺旋钢筋的 Mises 应力越大。当帘线缠绕角度小于平衡角 $54^{\circ}44'$ 时, 相同内压作用下缠绕角度越靠

近平衡角其帘线和螺旋钢筋上的应力越小，即所需爆破压力越大。增大螺距会导致螺旋钢筋的 Mises 应力快速增大，减小软管的爆破压力。

参考文献

- [1] 刘亚平,吴剑国,孙菊香. 船舶下水用气囊爆破压强理论计算_刘亚平[J]. 橡胶工业, 2014, 61(9): 554-556.
- [2] 郭奎,阎炼,吴立洋,等. 船用耐磨型橡胶软管的设计与应用_郭奎[J]. 舰船科学技术, 2022, 44(5): 170-173.
- [3] 帅长庚,何琳. 帘线缠绕增强肘形橡胶软管耐压强度计算_帅长庚[J]. 工程力学, 2008, (6): 230-233, 240.
- [4] 王传明,张厚宇,贺新刚. 大口径高压钢丝缠绕橡胶软管的设计开发_王传明[J]. 煤矿现代化, 2013, (4): 62-64.