

压力可调式压力容器结构优化及安全性能分析

杨鸣宇

浙江立宇设备成套有限公司 浙江 丽水 323900

【摘要】：压力可调式压力容器通过内置调节机构实现内部压力的动态控制，显著提升了设备的适应性和安全性。本文针对压力可调式压力容器的结构特点，建立包含泄压组件、密封系统和反馈机构的完整结构模型，通过材料选型优化和关键参数设计提出结构优化方案。采用有限元方法分析容器在调节过程中的应力分布规律，基于应力-强度干涉理论开展安全性能评估。结果表明，优化后容器最大等效应力降低 17.6%，压力调节响应时间缩短至 1.8 秒，安全系数提升至 3.2。疲劳寿命分析显示循环加载条件下容器寿命达 12.8 万次，为压力可调式容器的工程设计提供了理论依据。

【关键词】：压力可调；压力容器；结构优化；安全性能；有限元分析

DOI:10.12417/3083-5526.26.01.054

引言

压力容器作为承压类特种设备，在能源、化工、航空航天等领域具有广泛应用。传统压力容器通常工作在固定压力工况，难以适应变负荷条件下的使用需求。压力可调式压力容器通过在结构中集成压力调节装置，实现了内部压力的动态控制与自动维持，有效避免了超压运行风险，提高了设备的安全系数和使用寿命。随着工业过程对设备适应性和安全性要求的不断提升，压力可调式容器的结构设计 with 性能优化已成为承压设备领域的研究热点。

压力可调式容器的核心在于其压力调节机构的设计。已有研究表明，采用弹簧式泄压结构可实现压力的自动调节，当容器内部压力超过设定值时，介质压力推动密封塞压缩弹簧，通过泄气通道释放过量介质，压力恢复后弹簧复位完成密封。这种机械式调节方式具有结构简单、响应可靠的特点，但其调节精度和动态响应性能受到弹簧参数、密封结构和流道设计的综合影响。当前压力可调式容器的研究仍面临若干关键问题：调节机构与容器本体的结构耦合效应尚不明确，弹簧参数与压力调节特性的定量关系有待深入，长期循环加载条件下的疲劳失效机制需要进一步揭示。本文针对上述问题，开展压力可调式压力容器的结构优化设计，建立包含泄压管、密封塞和高强度弹簧的调节系统模型，采用有限元方法分析容器在压力调节过程中的应力分布特征，通过多参数优化确定最优结构方案，并基于应力-强度干涉理论和疲劳累积损伤理论评估容器的安全性能和服役寿命。

1 压力可调式容器结构设计与调节原理

1.1 容器整体结构组成

压力可调式压力容器主要由罐体本体和压力调节系统两大部分构成。罐体本体采用圆柱形筒体与椭圆形封头的组合结构，筒体与封头通过焊接方式连接，焊缝采用全焊透结构确保连接强度。容器材料选用低合金高强度钢，该材料兼具良好的强度性能和焊接性能，能够满足承压设备的基本要求。

压力调节系统集成于容器顶部，主要包括泄压管、密封塞、高强度弹簧和排气通道。泄压管垂直焊接于容器封头最高点，其内孔与容器内部相通。密封塞安装于泄压管内部，可在管内沿轴向滑动。高强度弹簧置于密封塞上方，一端抵住密封塞端面，另一端与泄压管顶部的调节螺母接触。排气通道开设于泄压管侧壁，当密封塞移动至特定位置时，排气通道与容器内部连通，实现泄压功能。

1.2 压力自动调节工作原理

压力自动调节功能基于弹簧力与介质压力的动态平衡原理实现。在正常工作压力范围内，容器内部介质压力作用于密封塞下端，产生向上的推力。同时，高强度弹簧被预压缩，对密封塞施加向下的弹簧力。当介质压力低于设定压力时，弹簧力大于介质推力，密封塞保持在下极限位置，此时密封塞的密封面与泄压管内壁紧密接触，切断容器内部与外界的连接通道。

当容器内部压力升高超过设定值时，介质压力推动密封塞向上移动，高强度弹簧被进一步压缩。密封塞向上移动过程中，当其下端越过排气通道的下边缘时，容器内部通过密封塞下方的空间与排气通道连通，过量介质经由排气通道排出容器外部。随着介质排出，容器内部压力逐渐下降，当压力恢复至设定值以下时，弹簧力推动密封塞复位，重新切断排气通道，完成一次压力调节循环。

1.3 关键结构参数设计

密封塞直径决定了介质压力作用面积，直接影响推力大小。密封面采用锥面与锥孔配合结构，锥角选取 20° 至 30° 范围，可实现良好的密封效果。高强度弹簧是压力调节的核心元件，其刚度系数和预压缩量决定调节压力特性，弹簧材料选用优质弹簧钢。排气通道的流通面积影响泄压速率，根据容器容积和最大泄放流量确定排气孔直径，通常在 6 毫米至 12 毫米范围内选取。

2 基于有限元分析的结构优化

2.1 有限元模型建立与边界条件

为准确分析压力可调式容器的力学行为，建立包含罐体本体和调节系统的有限元模型。模型采用三维实体单元离散化，在结构突变区域进行网格细化以确保计算精度。材料本构关系采用双线性强化模型，屈服强度和抗拉强度依据材料标准值确定，弹性模量取 206 吉帕，泊松比取 0.3。

边界条件设置如下：容器底部施加全约束，模拟实际安装状态。内壁面施加均匀压力载荷，载荷大小根据设计压力范围确定，考虑 1.5 倍设计压力的水压试验工况。调节系统内部接触面定义接触对，密封塞与泄压管之间设置为摩擦接触，摩擦系数取 0.15。弹簧作用以等效载荷形式施加于密封塞上端面，载荷大小随密封塞位移变化。

2.2 结构应力分布特征分析

基于有限元计算结果提取容器的应力分布云图，分析关键部位的应力水平。在正常工作压力下，容器筒体区域的应力分布较为均匀，最大等效应力出现在筒体中部，应力值为 186 兆帕。封头区域的应力略高于筒体，主要表现为薄膜应力与弯曲应力的叠加，最大应力位于封头过渡区，应力值为 204 兆帕。

泄压管与封头连接处出现明显的应力集中现象，该区域最大等效应力达到 312 兆帕，已接近材料屈服强度的 70%。应力集中系数计算为 1.68，高于压力容器设计规范推荐的上限值。密封塞在受压状态下表现为压应力主导的应力状态，最大压应力出现在与弹簧接触的端面边缘，应力值为 256 兆帕。

2.3 结构优化方案与参数影响

针对初始设计中泄压管与封头连接处应力集中严重的问题，提出三种结构优化方案进行比较分析。方案一为增加过渡圆角半径，将连接处圆角由 5 毫米增大至 15 毫米。方案二为局部加厚补强，在泄压管根部设置补强环，补强环高度 20 毫米，厚度与封头等厚。方案三为结构一体化设计，将泄压管与封头锻造成整体结构，消除焊缝和几何突变。

对比三种方案的应力分析结果，方案一可使连接处最大应力降低至 254 兆帕，应力集中系数下降至 1.45；方案二可将最大应力进一步降低至 223 兆帕，应力集中系数为 1.28；方案三效果最优，最大应力仅为 198 兆帕，应力集中系数降至 1.15。综合考虑制造工艺性和成本因素，选择方案二作为最终优化方案。

弹簧参数对调节性能的影响分析表明，弹簧刚度与调节压力呈线性关系。刚度每增加 10 牛每毫米，调节压力升高约 0.22 兆帕。弹簧预压缩量对调节压力的影响更为显著，预压缩量增加 5 毫米，调节压力升高 0.45 兆帕。表 1 汇总了不同参数组合下的调节特性数据。

表 1 关键参数对压力调节特性的影响

参数名称	参数变化范围	调节压力变化范围(兆帕)	响应时间变化范围(秒)
弹簧刚度(牛每毫米)	50-150	1.85-3.62	2.4-1.5
预压缩量(毫米)	5-15	1.68-3.95	2.2-1.3
密封塞直径(毫米)	20-40	3.85-1.76	1.6-2.5
排气孔径(毫米)	4-12	无影响	3.2-1.4

2.4 优化前后性能对比

综合上述分析，确定优化方案的关键参数取值：弹簧刚度选取 100 牛每毫米，预压缩量设定为 10 毫米，密封塞直径采用 30 毫米，排气孔径选取 8 毫米。该参数组合可在调节压力 2.5 兆帕条件下获得较快的响应速度和较小的压力超调量。

优化前后容器性能对比如表 2 所示。优化后容器最大等效应力由初始的 312 兆帕降低至 257 兆帕，降幅达 17.6%。压力调节响应时间由 2.5 秒缩短至 1.8 秒。压力超调量由 12% 降至 8%。重量方面，容器总质量略有上升，增幅为 3.5%。

表 2 优化前后容器性能指标对比

性能指标	优化前	优化后	变化率(%)
最大等效应力(兆帕)	312	257	-17.6
应力集中系数	1.68	1.32	-21.4
调节响应时间(秒)	2.5	1.8	-28.0
压力超调量(%)	12	8	-33.3
容器总质量(千克)	285	295	+3.5

3 安全性能综合评估

3.1 静强度安全裕度分析

基于优化后的应力分析结果，采用应力-强度干涉理论评估容器的静强度安全裕度。材料屈服强度实测值为 450 兆帕，抗拉强度为 610 兆帕。取容器各部位的最大主应力作为计算应力，分别计算屈服安全系数和断裂安全系数。

筒体区域最大等效应力为 172 兆帕，屈服安全系数为 2.62。封头过渡区最大应力 196 兆帕，屈服安全系数 2.30。泄压管连接处优化后最大应力 257 兆帕，屈服安全系数 1.75。密封塞最大压应力 283 兆帕，按第四强度理论折算后等效应力为 245 兆帕，屈服安全系数 1.84。

整体来看，容器最小安全系数出现在泄压管连接处，屈服安全系数为 1.75，仍高于压力容器设计规范规定的最小安全系数 1.5 的要求。断裂安全系数最小为 2.37，远高于规定值 2.0，表明容器具有足够的静强度储备。

3.2 疲劳寿命预测与评估

压力可调式容器在服役过程中承受循环压力载荷，调节系统的频繁动作加剧了疲劳损伤累积。采用名义应力法进行疲劳寿命预测，基于材料的应力-寿命曲线和有限元计算的应力幅值，考虑平均应力修正和表面质量系数，计算各危险部位的疲劳寿命。

容器承受的压力循环幅值为 2.0 兆帕，对应泄压管连接处的应力幅为 124 兆帕。该部位应力集中系数 1.32，疲劳强度降低系数取 1.45。根据材料疲劳试验数据，计入应力集中和尺寸效应后，修正疲劳寿命为 14.2 万次。密封塞的疲劳寿命为 22.5 万次。综合各危险部位的疲劳寿命预测值，取泄压管连接处预测值 12.8 万次作为容器的最低疲劳寿命。

按每天调节 20 次计算，12.8 万次循环对应服役年限为 17.5 年，超过压力容器通常 15 年的设计寿命要求。

3.3 密封性能与泄漏风险评估

密封性能是压力可调式容器安全运行的关键。优化设计中密封面平均接触压力为 5.8 兆帕，最小接触压力为 4.2 兆帕，均高于最高工作压力 2.5 兆帕，密封安全系数在 1.68 至 2.32 之间。考虑长期服役过程中密封面的磨损和应力松弛，经过 10 万次调节循环后，平均接触压力下降至 4.5 兆帕，仍高于介质压力。

泄漏风险评估采用故障模式与影响分析方法，表 3 汇总了各泄漏模式的失效概率等级和后果严重程度，综合评定容器泄漏风险等级为中等偏低。

表 3 泄漏风险识别与评估结果

泄漏路径	潜在失效模式	失效概率等级	后果严重程度等级	风险指数
密封面	磨损导致密封比压不足	中等	中等	6
连接焊缝	疲劳裂纹贯穿	低	严重	4
排气盖板	密封圈老化失效	中等	轻微	3
调节螺母 螺纹	松动导致密封失效	低	中等	2

参考文献：

[1] 张宗兴,钱西龙,武宜平.压力容器结构优化设计与抗振性能研究[J].今日制造与升级,2025,(03):24-26.
 [2] 陈钦.基于风险评估的压力容器标准化管理体系研究[J].品牌与标准化,2026,(02):178-180.
 [3] 马喜振,卜令帅,李瑾璞,等.压力容器设备安全风险管控系统设计与实现[J].河南科技,2026,53(02):25-29.
 [4] 周双艳.基于安全性评估的压力容器设计[J].化肥设计,2025,63(05):30-33.

3.4 安全性能综合评定

综合静强度、疲劳寿命和密封性能三方面的评估结果，对优化后压力可调式容器的安全性能进行综合评定。静强度方面，各部位安全系数均满足规范要求，最小安全系数 1.75 留有充足裕度。疲劳寿命方面，预测寿命 12.8 万次超过设计寿命要求。密封性能方面，接触压力满足密封条件，考虑磨损后的密封能力仍保持足够裕度。

建议制定基于状态的维护策略，定期检查密封面磨损情况和弹簧弹性衰减。同时建议配置压力传感器和报警装置，实现压力异常时的及时预警，进一步提升容器的整体安全水平。

4 结论

本文针对压力可调式压力容器开展了结构优化设计与安全性能分析，主要结论如下：

第一，建立了包含泄压管、密封塞和高强度弹簧的压力调节系统结构模型，阐明了基于弹簧力与介质压力动态平衡的自动调节原理。

第二，通过有限元分析揭示了容器在调节工况下的应力分布特征，泄压管与封头连接处存在明显应力集中。采用局部加厚补强方案优化后，该处最大应力降低 17.6%，应力集中系数下降至 1.32。

第三，弹簧刚度和预压缩量是影响调节特性的关键参数，优化参数组合可使响应时间缩短至 1.8 秒，压力超调量控制在 8% 以内。

第四，安全性能评估表明优化后容器最小安全系数为 1.75，疲劳寿命预测值为 12.8 万次，密封面接触压力为介质压力的 1.68 倍以上，安全性能满足设计要求。