



DOI:10.12404/j.issn.1671-1815.2404447

引用格式:李沐泽,丁华,郝朝阳,等.基于热-固耦合的绝热支撑结构分析及优化[J].科学技术与工程,2025,25(12):5003-5012.

Li Muze, Ding Hua, Hao Zhaoyang, et al. Analysis and optimization of adiabatic support structure based on thermal-solid interaction[J]. Science Technology and Engineering, 2025, 25(12): 5003-5012.

能源与动力工程

基于热-固耦合的绝热支撑结构分析及优化

李沐泽¹, 丁华^{1*}, 郝朝阳¹, 陶昶景¹, 罗晓钟², 刘宏伟²

(1. 江苏大学汽车与交通工程学院, 镇江 212013; 2. 张家港中集圣达因低温装备有限公司, 张家港 215600)

摘要 针对低温储罐的绝热支撑结构漏热量大及受力情况不明的问题,通过热-固耦合的方法,建立了某 37.4 m³ 储罐有限元模型,分析了其传热、应力与变形情况,并对支撑结构进行了优化。结果表明:通过支撑结构的漏热量为 62.18 W,造成的液氮日蒸发率为 0.10%/d,随着环境温度的降低,支撑结构的漏热量呈下降趋势;液体温度对储罐的影响主要集中在支撑结构及内罐体,考虑温度影响后,支撑结构的应力与变形都出现较大增加,内罐体最大应力受影响较小,变形量增加 11.81 倍;储运液氢时,支撑结构的传热量较液氮增加 26%,以最小传热量为优化目标对滑动端下支撑结构进行拓扑优化,得到“Y”形支撑结构的传热量降低 27.20%,最大应力降低 7.73%。

关键词 绝热支撑;低温储罐;热-固耦合;拓扑优化

中图分类号 TK91; 文献标志码 A

Analysis and Optimization of Adiabatic Support Structure Based on Thermal-solid Interaction

LI Mu-ze¹, DING Hua^{1*}, HAO Zhao-yang¹, TAO Chang-jing¹, LUO Xiao-zhong², LIU Hong-wei²

(1. School of Automotive and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China;

2. Zhangjiagang CIMC Sanctum Cryogenic Equipment Co., Ltd., Zhangjiagang 215600, China)

[Abstract] In order to solve the problems of large heat leakage and unclear stress of the adiabatic support structure in the cryogenic storage tank, a finite element model of a 37.4 m³ storage tank was established by the method of thermal-solid interaction, and the heat transfer, stress and deformation of the tank were analyzed, and the supporting structure was optimized. The results show that the daily evaporation rate of liquid nitrogen is 0.10%/d when the heat leakage through the supporting structure is 62.18 W, and the heat leakage of the supporting structure decreases with the decrease of ambient temperature. The influence of liquid temperature on the storage tank is mainly concentrated in the support structure and the inner tank, and the stress and deformation of the support structure increase greatly after considering the influence of temperature, and the maximum stress of the inner tank is less affected, and the deformation is increased by 11.81 times. When storing liquid hydrogen, the heat transfer of the support structure increases by 26% compared with liquid nitrogen. The topology of the supporting structure under the sliding end was optimized with the minimum heat transfer as the optimization goal. The heat transfer of the “Y” type support structure is reduced by 27.20% and the maximum stress is reduced by 7.73%.

[Keywords] adiabatic support; cryogenic storage tanks; thermal-solid interaction; topology optimization

氢能储运已成为阻碍其大规模应用的薄弱环节^[1],液氢密度大,在远距离运输中具有显著优势,低温压力容器作为储运设备已成为当前的研究重点。2023年,中国首台民用液氢槽车在张家港中集圣达因低温装备有限公司研制成功,槽车储运低温液体,储罐必须具有良好的绝热性和稳定性,这对

储罐的支撑结构提出了更高的要求。

支撑结构作为内外罐体的连接结构,对储罐的稳定运行具有重要作用,目前,中外学者已开展了相关研究。李少杰^[2]针对 50 m³ 低温储罐的八点支撑结构进行传热分析,发现其传热量约占总传热量的 40%,造成的液氮日蒸发率达 0.09%/d。Choi

收稿日期:2024-06-14; 修订日期:2025-02-11

基金项目:国家重点研发计划(2020YFB1506203);张家港产学研项目(ZKYY2231)

第一作者:李沐泽(1999—),男,汉族,河北保定人,硕士研究生。研究方向:低温压力容器。E-mail:limuze2021@163.com。

*通信作者:丁华(1976—),男,汉族,江苏南通人,博士,教授。研究方向:低温液体储运。E-mail:dh_ujs@163.com。

等^[3]设计了一款液氢罐,分析发现支撑结构的传热量约占总传热量的82%。支撑结构的传热量居高不下,对储罐的保冷性能有严重影响,李敬法等^[4]提出针对液氢等低温液体储运,需要研发绝热效果更好的支撑结构以降低储罐与外界环境的传热量,从而实现安全低成本储运。Norouzifard等^[5]提出了一种复合支架,通过添加复合材料使得支撑结构的传热量在静载状态下减少约80%,振动状态下减少约72%。张晓兵等^[6]针对车载液氢瓶,提出了一种既能满足承载又能降低漏热的支撑结构。Guan等^[7]采用改进的遗传算法对低温管道支架进行优化,使得支架的最大应力降低约40%。Dong等^[8]通过对40%液位的液化天然气运输船支撑结构进行晃动工况下的强度评估,发现挡波板可以有效降低支撑结构的最大应力。王晓东^[9]针对液氮储罐的八点支撑结构布局进行探究,得到了不同下支撑角度对内罐体最大应力的影响。但上述研究多忽略了液体温度对储罐受力的影响。蒲子银等^[10]通过分析两点式支撑结构液氮储罐的力学特性,发现考虑温度的地震响应谱应力较忽略温度增加约19.5%。张卫义等^[11]针对LNG储罐的两点式拉带支撑结构进行了热-固耦合分析,通过优化降低了其最大应力。Kwon等^[12]以车载瓶为研究对象,分析了储罐的传热与应力分布,并对支撑结构的内外径进行了参数优化。朱宇豪等^[13]设计了一种三点式支撑结构,能够使液氢瓶在多载荷影响下保持良好的响应特性。

综上所述,低温储罐通过支撑结构的漏热量较多,对八点支撑结构的研究较少,且在研究中忽略了液体极低的温度会引起显著的冷缩效应,使得罐体的受力情况更为复杂的问题。因此,有必要针对储罐对其在温度、压力、重力等多载荷作用下的响应特性进行研究,以期在保障安全的前提下,优化支撑结构以降低其传热量。

1 低温储罐模型

1.1 数学模型

在低温储罐的热-固耦合分析中,储罐的传热属于常物性、无内热源的稳态传热,其温度场控制方程按式(1)设定,边界条件按式(2)设定。

$$\begin{cases} \nabla^2 T = 0 \\ q_i = - \sum_{k=1}^3 \lambda_{ij} \frac{\partial T}{\partial j}, \quad i, j, k = x, y, z \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} t_{in} = t_c \\ -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{out} = h(t_{in} - t_f) \end{cases} \quad (2)$$

式中: ∇ 为哈密尔顿算子; T 为温度,K; q_i 为热流密度分量, $J/(m^2 \cdot s)$; λ_{ij} 为支撑导热系数分量,表示 j 方向的温度变化引起的 i 方向的热流密度大小, $W/(m \cdot K)$; h 为对流换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; t_{in} 为内罐体表面温度,K; t_{out} 为外罐体表面温度,K; t_f 为环境温度,K; λ 为外罐体导热系数, $W/(m \cdot K)$; n 为边界外法线方向; t_c 为液体温度,K。

热-固耦合模型的微分控制方程按式(3)设定,边界条件按式(4)设定。

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_i}{\partial i} + \frac{\partial \tau_{ji}}{\partial j} + \frac{\partial \tau_{ki}}{\partial k} + f_i = 0 \\ \frac{\partial u_i}{\partial i} + \frac{\partial u_j}{\partial j} - \frac{\tau_{ij}}{G_i} = 0 \\ \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{1}{E_i} [\sigma_i - \mu(\sigma_j + \sigma_k)] - \alpha_i T = 0 \\ i, j, k = x, y, z \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} (u_i)_w = 0, \quad i = x, y, z \\ (u_i)_d = 0, \quad i = z \end{cases} \quad (4)$$

式中: σ_i 为正应力,MPa; τ_{ij} 为切应力,MPa; u_i 为位移,mm; α_i 为热膨胀系数, $1/K$; μ 为泊松比; E_i 为弹性模量,GPa; G_i 为切变模量,GPa; T 为温度,K;下标 w 、 d 分别为外罐外表面及支撑结构外表面。

1.2 几何模型

以某移动式37.4 m³低温储罐为研究对象,开展传热与应力分析。储罐主要由内外罐体、支撑结构与加强结构等组成。内罐体材料为S30408,长度为8 870 mm,直径为2 150 mm,外罐体材料为Q345R,长度为11 452 mm,直径为2 357 mm,内外罐体的加强结构采用与内外罐体相同的材料。罐体采用八点支撑结构形式,固定端通过在内罐体补强板上设置卡环限制内、外罐体的相对滑动,如图1所示,罐体上支撑角度 $\alpha = 45^\circ$,下支撑角度 $\beta = 30^\circ$,支撑结构材料为玻璃钢,储罐的材料参数如表1所示。

1.3 有限元模型

在低温储罐的热-固耦合分析中,建立如图2所示的有限元模型,其中,内罐体、外罐体、加强环、外罐体下加强板采用壳单元离散,其余结构采用实体单元离散。

为了同时保证计算精度与求解速度,对模型进行网格无关性验证,以路径 P 的应力分布为基准,对支撑及加强结构分别划分10、8、6、4 mm大小的网格。如图3所示,当网格为6 mm时,沿路径 P 的应力分布趋于收敛,计算精度得到保证,最终得到520 366的网格进行计算。

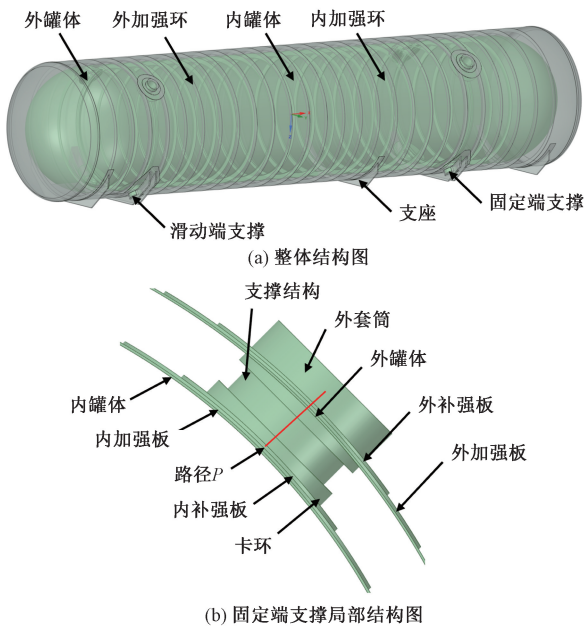


图1 低温储罐几何结构图

Fig. 1 Geometry diagram of cryogenic storage tanks

表1 低温储罐材料性能参数

Table 1 Performance parameters of low-temperature storage tank materials

材料	弹性模量/GPa	密度/(kg·m ⁻³)	泊松比	导热系数/(W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)	热膨胀系数/(μm·m ⁻¹ ·K ⁻¹)
S30408	205	7 930	0.29	14.9	13.6
Q345R	206	7 850	0.30	16.2	11.0
玻璃钢	25	2 000	0.22	0.4	16.0

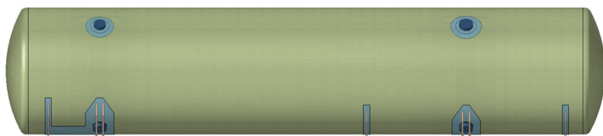


图2 低温储罐有限元模型

Fig. 2 Finite element model of Low-temperature storage tank

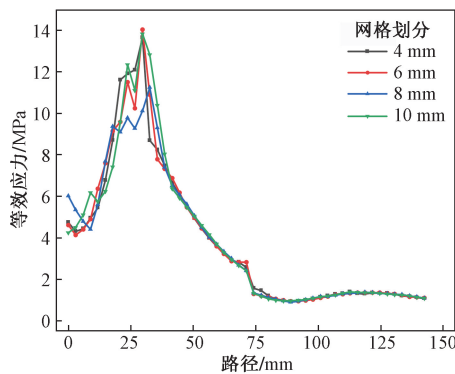


图3 网格无关性验证

Fig. 3 Mesh independence verification diagram

为保证分析结果的可信度,通过理论计算对模型进行准确性验证。对真空区域施加 -0.1 MPa 的

真空压力,并提取内罐体后封头到封头应力影响区外的筒体段应力曲线。

内罐体属于薄壁圆筒,由薄膜理论可得

$$\sigma_1 = \frac{PR}{t} \tag{5}$$

式(5)中: P 为设计压力; σ_1 为第一主应力; R 为内罐半径; t 为壁厚。

如图4所示,内罐筒体段的第一主应力为25.72 MPa,与理论计算值27.42 MPa相差约6.2%。因此,所使用的有限元模型是准确的。

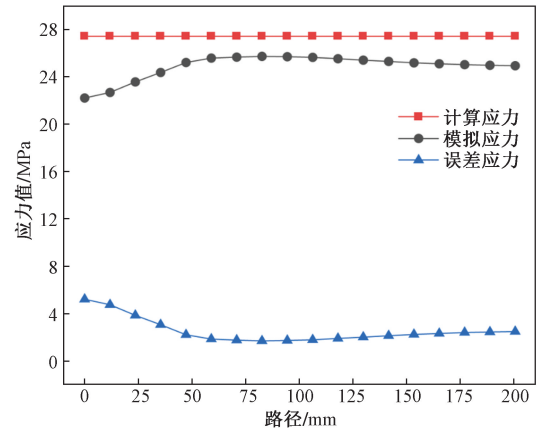


图4 内罐筒体应力曲线

Fig. 4 Stress curve of inner tank

2 结果与分析

2.1 传热分析

储罐的绝热方式为高真空多层绝热,传热主要由以下3部分组成:通过绝热层的传热、通过支撑结构的传热与通过管道的传热。储罐在运行过程中产生漏热,会导致低温液体吸热蒸发,压力升高,降低运输过程中的安全性,如果支撑结构的漏热量过大会导致罐体出现结霜、结露现象,因此需要对储罐进行传热分析。

所选储罐用于储运液氮,在传热边界条件施加中,将内罐体表面温度设为 -196 °C,考虑到外罐体会与外界环境发生热交换,因此,将外罐体表面设为自然对流换热边界,温度为22 °C,对流换热系数取10 W/m²。图5展示了储罐的整体温度分布云图,可以看出,储罐的温度梯度主要集中在支撑结构,温度由内罐体向外罐体逐渐升高,其中,固定端上支撑结构的最低温度为 -195.70 °C,接近液氮温度,说明支撑结构起到了较好的绝热效果。

图6反映了支撑结构的热通量分布,支撑结构的最大热通量为2 059.10 W/m²,位于固定端下支撑,由于固定端支撑结构的受力情况更为复杂,故在设计时会呈现出更显著的厚度。因此,固定端支撑结构的漏

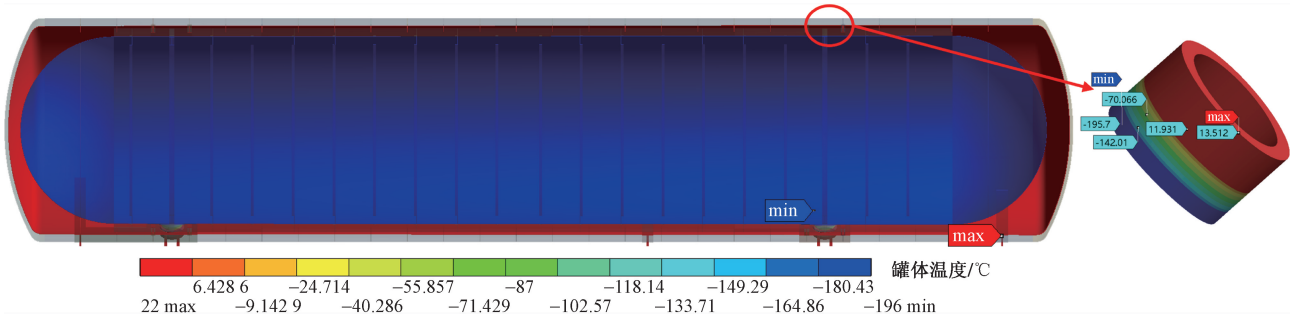
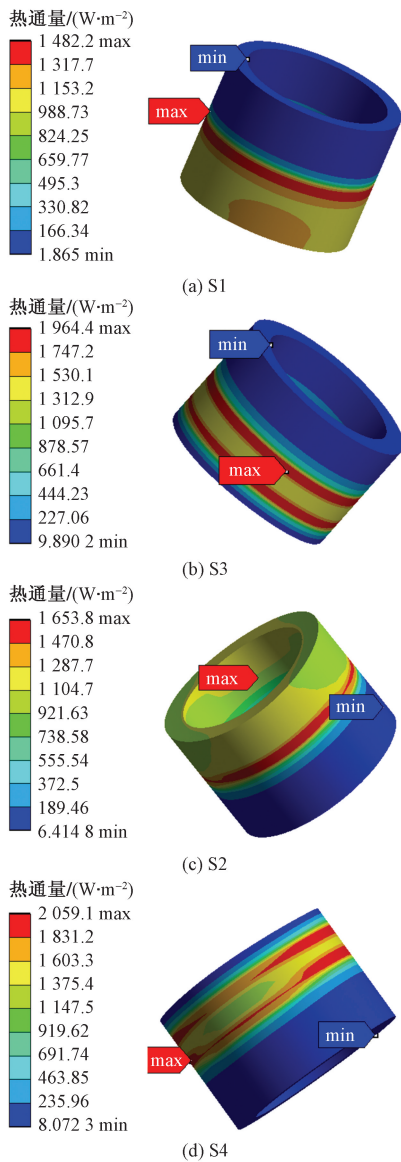


图5 储罐温度分布云图

Fig. 5 Temperature distribution diagram of tank



S1 为移动端上支撑; S3 为固定端上支撑;
S2 为移动端下支撑; S4 为固定端下支撑

图6 支撑结构热通量分布云图

Fig. 6 Heat flux distribution diagram of supporting structure

热量高于滑动端支撑结构。通过数值积分方法得到通过支撑结构传入内罐体的总漏热量为 62.18 W, 其中,

通过固定端上支撑结构的漏热量最多, 达到 9.32 W。

低温液体的静态日蒸发率是评估储罐保冷性能的重要指标, 通过式(6)计算得到, 由于支撑结构漏热导致的液氮静态日蒸发率为 0.10%/d。

$$\alpha_{LN_2} = \frac{\sum Q}{h_{LN_2} \rho_{LN_2} V} 24 \times 100\% \quad (6)$$

式(6)中: α_{LN_2} 为液氮的静态日蒸发率; $\sum Q$ 为储罐漏热量, J; ρ_{LN_2} 为液氮的密度, 取 808 kg/m³; h_{LN_2} 为液氮的汽化潜热, 取 200 840 J/kg; V 为储罐的有效容积, 取 37.4 m³。

图7为外罐体温度分布云图, 可以看到, 外罐体的主体部位温度与环境温度相同, 在靠近支撑结构处出现快速降低。套管式外套筒能有效延长热桥, 减少支撑结构漏热, 外罐体的最低温度位于固定端上支撑处, 温度为 10.03 °C, 在当前环境中, 不会发生结霜、结露现象。

为探究不同环境温度对储罐传热过程的影响, 分别模拟 10、12、14、16、18、20 °C 的环境温度下储罐的传热情况。结果如图8所示, 随着温度降低, 支撑结构的传热量出现下降趋势, 当环境温度低于 12 °C 时, 外罐体最低温度低于 0 °C, 在相对湿度较大的环境中容易发生结霜、结露现象。

2.2 静力分析

对不同工况下的储罐开展静力学分析, 其承载情况如表2所示。

图9展示了储罐空载与满载工况下的等效应力与变形分布云图。空载工况下, 罐内未盛装介质, 但已进行抽真空处理, 如图9(a)、图9(c)所示, 储罐的最大等效应力出现在外罐体与外封头连接部位, 达到 150.78 MPa, 内罐体的最大等效应力出现在罐体与下滑动支撑加强板过渡位置处, 最大等效应力为 28.63 MPa, 由于结构不连续导致变形不协调, 在局部位置产生了较大应力。受真空层内压的影响, 储罐的最大变形出现在移动端外封头上部, 最大变形量为 1.45 mm。

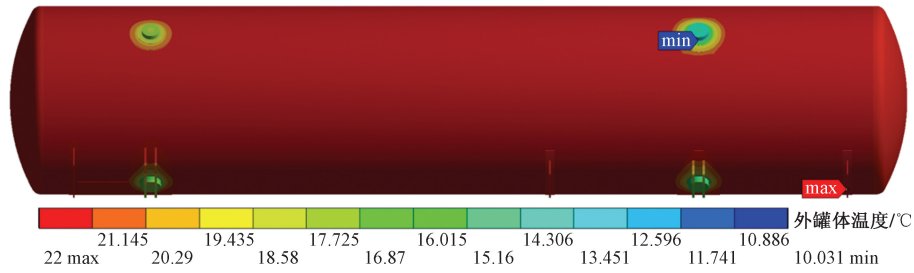
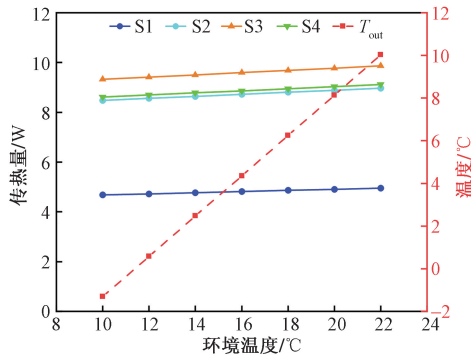


图7 外罐体温度分布云图

Fig. 7 Temperature distribution diagram of outer tank body



T_{out} 为外罐体最低温度

图8 环境温度变化图

Fig. 8 Environmental temperature variation chart

表2 储罐载荷施加方案

Table 2 Load application scheme for storage tanks

载荷类型	施加情况
重力载荷	沿 Z 向设置标准地球重力加速度,为 9.81 m/s^2
压力载荷	对外罐体施加 0.1 MPa 法向向内的真空层压力,对内罐体施加 0.33 MPa 的气体压力与 0.1 MPa 的真空层压力,方向沿壁面法向向外
液体静压力	按照 92% 充注率考虑,将液体静压力法向向外施加于内罐体壁面
固定约束	支座底部设置为固定约束,约束其所有自由度

当储罐处于满载工况时,考虑充装液体的重力及液体汽化的压力影响,如图 9(b)、图 9(d) 所示,最大等效应力依然出现在外罐体与外封头连接部位,相比空载情况,增大了 5.62%。由于移动端支撑结构没有设置卡环,由此导致内罐体在 Z 向约束不足,受液体重力影响,最大等效应力出现在移动端支撑结构与加强环过渡位置处,达到 140.63 MPa ,增大了 3.91 倍。最大变形出现在内罐体滑动支撑方向中间部位,最大变形量为 1.89 mm 。

2.3 热-固耦合分析

考虑到结构的变形对温度场影响较小,为提高运算效率,采用间接耦合方法求解,即将求解得到的温度场作为载荷条件施加到静力学分析中耦合求解。

图 10 为考虑温度影响后的储罐等效应力与变形分布云图,由于低温引起的冷缩效应导致储罐各位置的应力与变形同时增大。如图 10(a)、图 10(b) 所示,在固定端下支撑与卡环接触位置处出现较大应力,达到 200.21 MPa ,相比未考虑温度情况,增大了 3.22 倍,外罐体的最大等效应力出现在固定端上支撑结构的补强板上,达到 199.11 MPa ,增大 2.12 倍。由于罐内满载液体,受液体重力与低温影响,内罐体产生向下挤压,向内收缩的运动趋势,但卡环会抑制内外罐体的相对滑动,由此导致在支撑结构位置处产生了较大应力。

由于低温储罐的八点支撑结构一端为固定端,另一端为滑动端,故内罐体可以发生轴向滑动来抵消遇冷收缩在轴向产生的变形量。如图 10(c)、图 10(d) 所示,内罐体的最大等效应力为 143.32 MPa ,受温度影响较小,内罐体整体变形由固定端向滑动端逐渐增加,最大变形出现在内罐体滑动端封头中间部位,达到 24.21 mm ,相比较未考虑温度影响,变形量增加 11.81 倍。

支撑结构作为温度梯度的集中部位,受温度影响较大。如图 11 ~ 图 13 所示,在静载状态下,滑动端上支撑结构承载工况简单,受温度影响最小。

由于卡环抑制内外罐体的相对滑动,导致内罐体收缩时在固定端支撑结构的另一侧与加强结构产生较大的剪切应力,使得固定端上支撑结构受温度影响最大,最大等效应力为 71.06 MPa ,相比未考虑温度的情况,增大了 2.15 倍。

为探索支撑结构在液氢温区下的响应特性,计算了储罐盛装液氢时的传热与应力分布,以 S2 为例,结果如图 14 所示。储罐承装液氢时,支撑结构的温度梯度更大,漏热量相比液氮增加 26%。考虑液氢温度后,支撑结构的应力增大 1.09 倍。

由于液氮密度远高于液氢,故针对液氮储罐,液体重力是影响支撑结构的主要因素,而液氢储罐所承受的温度较液氮储罐更低,由此导致温度对支撑结构的影响升高。

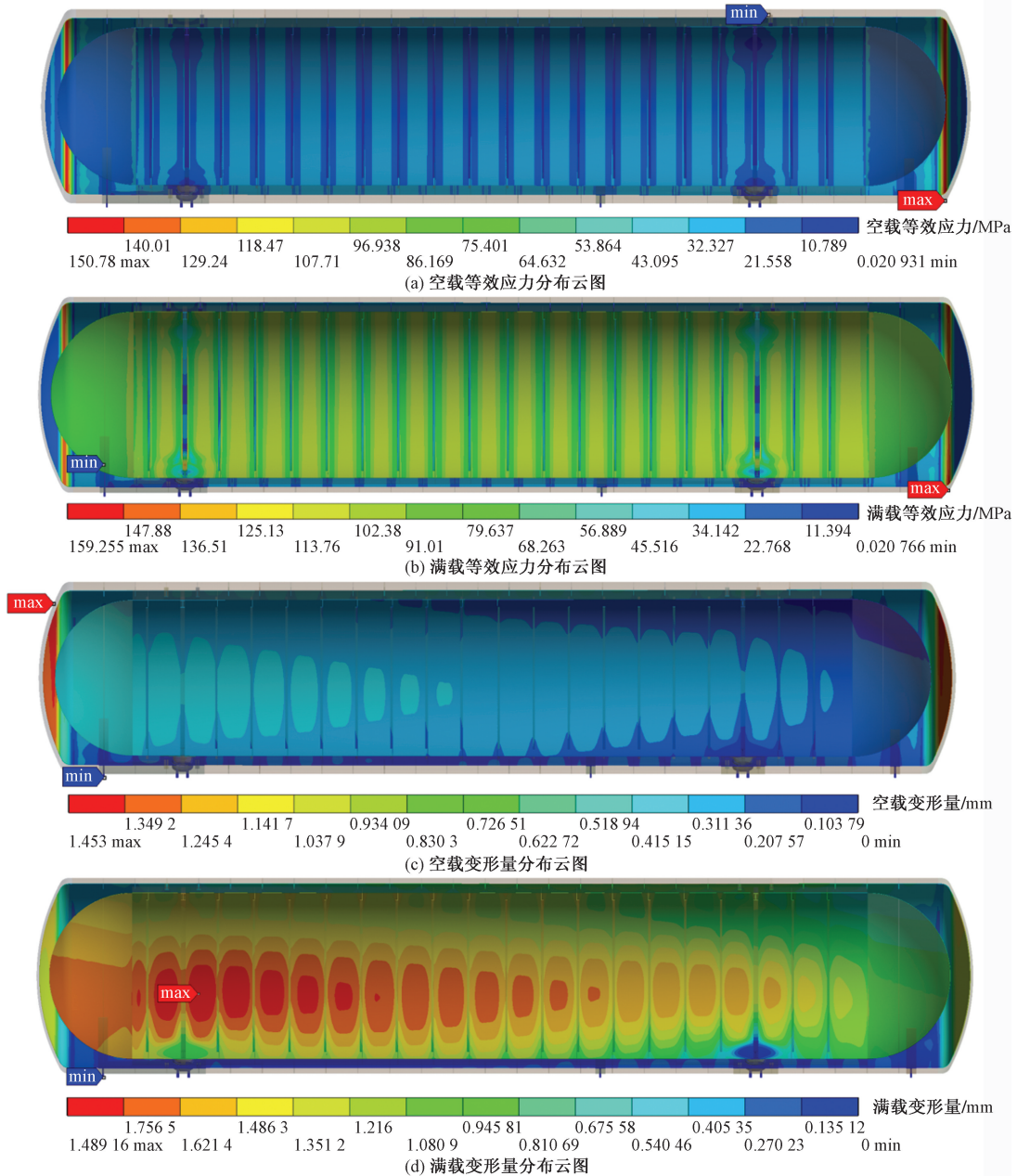


图9 储罐静力分析云图
Fig. 9 Static analysis diagram of storage tank

3 支撑结构优化设计

拓扑优化能在概念设计阶段,利用载荷、目标、边界和约束条件对结构进行优化,以达到最合理的材料分配。其中最常用的是变密度法,通过假定一种可以改变密度的材料单元,采用离散化思想,设置密度为[0,1]的连续变量,将连续体拓扑优化问题转化为0~1材料有无的组合问题。

结构的传热性能可由结构的散热弱度来表征,最小散热弱度要求表明:在相同热载荷 Q 作用下,结构有最低的温度分布。为了确定支撑结构最小

传热情况下的材料分布情况,采用变密度法,以最小散热强度为优化目标,进行拓扑优化,所研究问题的数学模型如式(7)所示。

$$\begin{cases}
 \boldsymbol{\rho} = \{\rho_1, \rho_2, \dots, \rho_N\}^T \in \Omega \\
 \min C = \frac{\int 1 d\Omega}{\int T d\Omega} \\
 \text{s. t. } \mathbf{KT} = \mathbf{F} \\
 V = \sum_{i=1}^N \rho_i v_i \leq \zeta V_0, 0 \leq \rho_i \leq 1; i = 1, 2, \dots, N
 \end{cases}
 \quad (7)$$

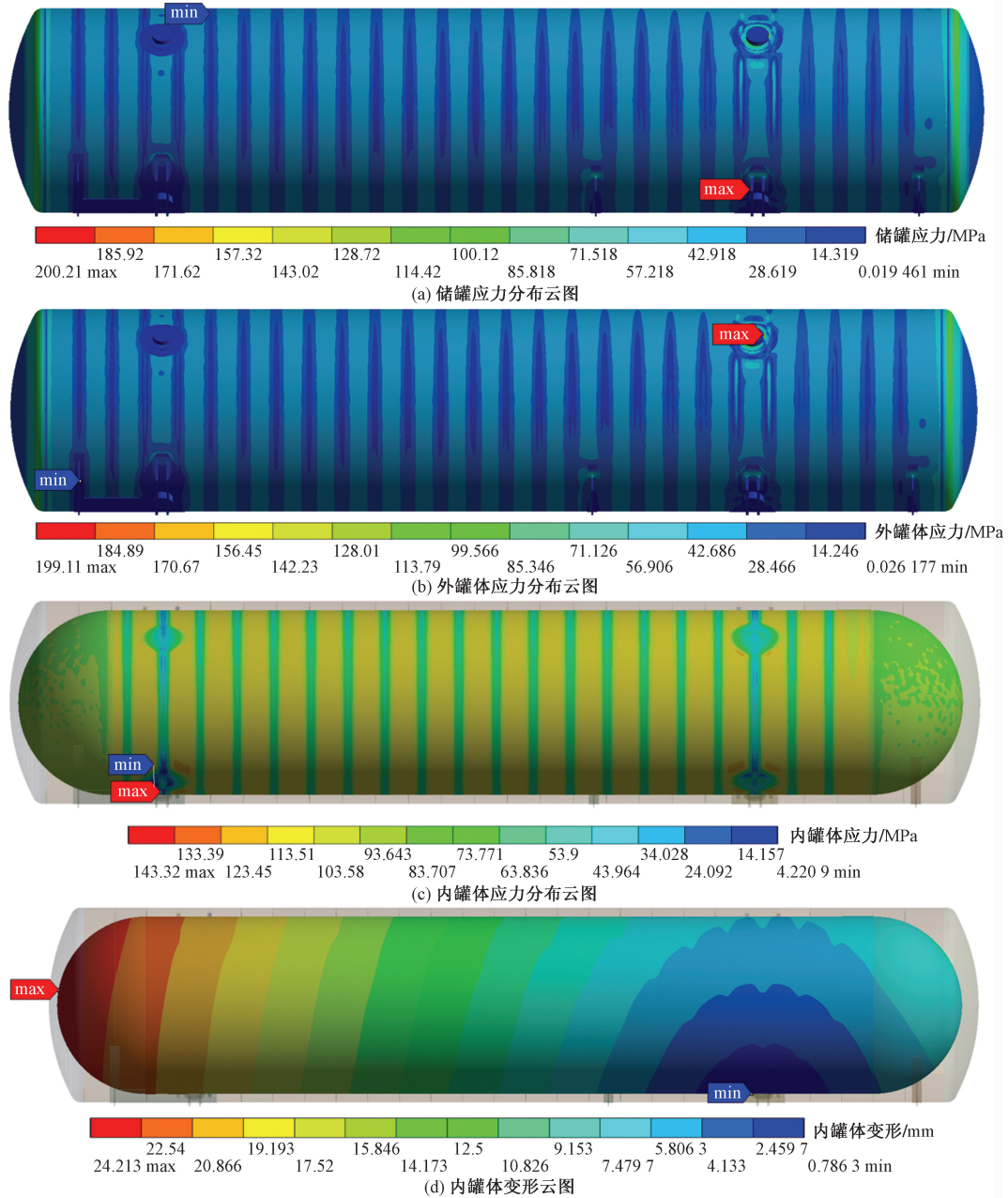


图 10 低温储罐静力分析云图

Fig. 10 Static analysis diagram of low-temperature storage tank

式(7)中: ρ_i 为单元*i*的相对密度; ρ 为单元相对密度; Ω 为 ρ 的定义域; N 为单元数量; C 为结构散热强度; F 为热载矢量; K 为单元热传导矩阵; v_i 为第*i*个离散单元体积; V_0 、 V 分别为结构初始和优化后的体积; ζ 为给定的体积分数。

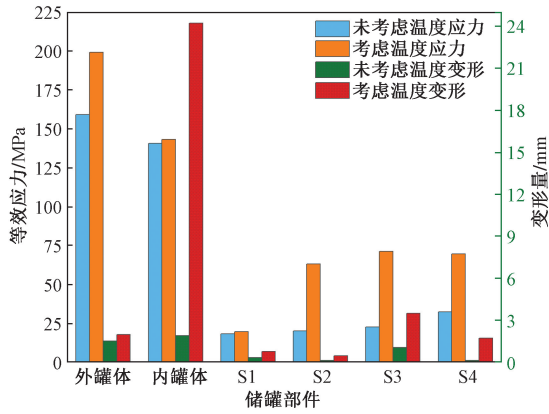
鉴于滑动端支撑结构受力情况简单,而下支撑结构传热量较高的情况,以滑动端下支撑结构为优化对象,采用二维模型进行求解,模型的边界条件通过传热分析获得,上边界温度为 $-195.31\text{ }^\circ\text{C}$,下边界温度为 $17.03\text{ }^\circ\text{C}$,热通量为 16.86 W/m^2 。惩罚因子 $p=3$,使用移动渐近线方法(method of moving

asymptotes, MMA)方法进行求解,结果如图 15 所示。

如图 16 所示,经过拓扑优化,得到的“Y”形支撑结构的漏热量降低至 6.53 W ,降低 27.20% ,由于支撑结构的传热量降低,由温度引起的热应力也随之降低,其最大等效应力为 58.24 MPa ,降低 7.73% ,满足结构需求。

4 结论

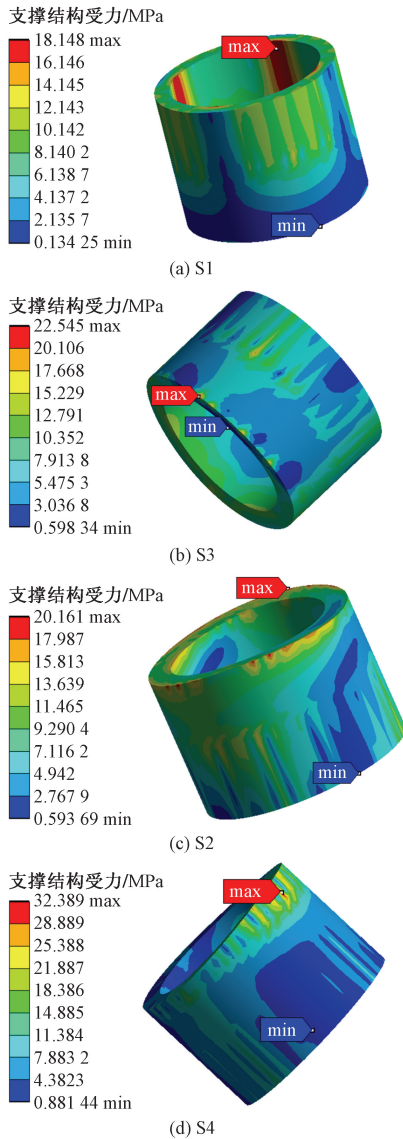
建立八点式支撑结构的低温储罐有限元模型,并对其在温度、重力、压力等多载荷下的响应特性进行研究,通过对滑动端下支撑结构进行最小传热



S1 为移动端上支撑; S3 为固定端上支撑; S2 为移动端下支撑;
S4 为固定端下支撑

图 11 各部件等效应力与变形

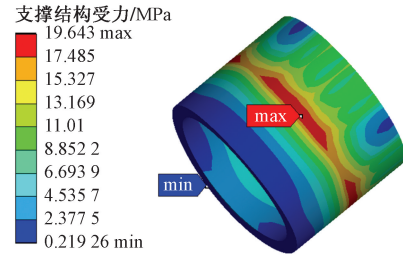
Fig. 11 Equivalent stress and deformation of each component



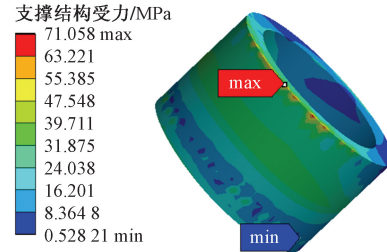
S1 为移动端上支撑; S3 为固定端上支撑; S2 为移动端下支撑;
S4 为固定端下支撑

图 12 支撑结构受力情况

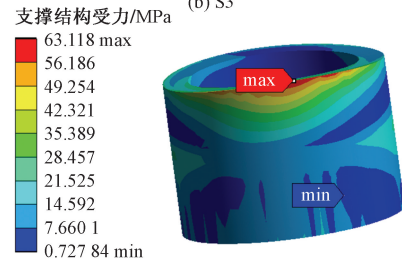
Fig. 12 Force situation of supporting structure



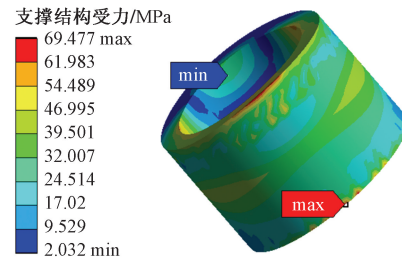
(a) S1



(b) S3



(c) S2



(d) S4

S1 为移动端上支撑; S3 为固定端上支撑; S2 为移动端下支撑;
S4 为固定端下支撑

图 13 考虑温度影响支撑结构受力情况

Fig. 13 Stress of the support structure after considering the temperature situation

的拓扑优化,降低了其传热量与最大等效应力,得出如下结论。

(1) 固定端支撑结构的漏热量明显高于滑动端,最低温度出现在固定端上支撑结构处;随着环境温度的降低,各支撑结构的漏热量呈现下降趋势;当环境温度低于 12 ℃ 时,外罐体容易发生结霜、结露现象。

(2) 外罐体受真空层内压影响较大,在罐体与封头过渡位置会产生较大应力;由于滑动端没有设置卡环,内罐体的最大应力与变形都集中在滑动端。

(3) 内罐体的最大等效应力受温度影响较小,但其变形量增大了 11.81 倍;支撑结构作为温度梯度的集中部位,除滑动端上支撑外,其他支撑结构

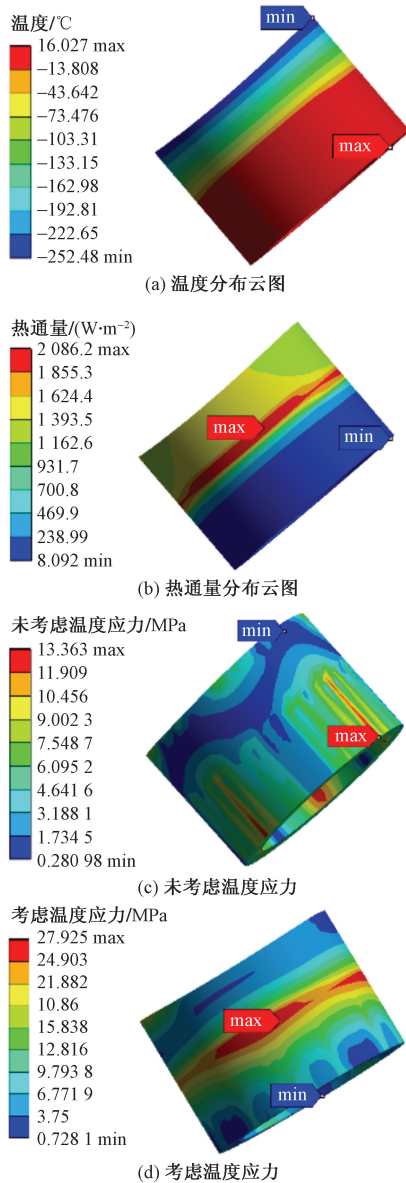


图 14 液氢温区下支撑 S2 云图
Fig. 14 S2 diagram under the temperature region of liquid hydrogen

的最大等效应力都出现较大增加,其中,固定端上支撑结构受影响最大,最大等效应力增加了 2.15 倍。

(4)当储罐储运液氢时,支撑结构的漏热较液氮储罐增加 26%,液体重力对支撑结构的影响下降,温度对支撑结构的影响上升。

(5)通过对支撑结构进行最小传热强度的拓扑优化,使得新“Y”形支撑结构的传热量降低 27.20%,最大等效应力降低 7.73%。

参 考 文 献

[1] 贾冠伟,冀守虎,闫双杰,等. 掺氢天然气管路结构对超声波流量计适应性计算流体力学仿真研究[J]. 科学技术与工程,

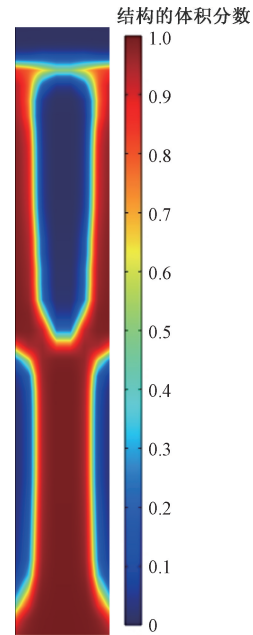


图 15 拓扑优化结果
Fig. 15 Topology optimization results

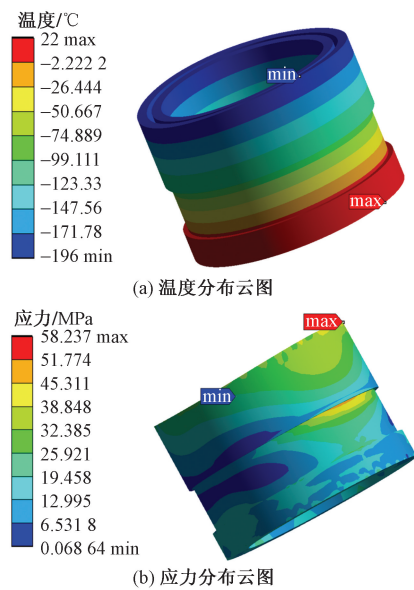


图 16 优化后支撑 S2 云图
Fig. 16 Optimized support S2 cloud map

2024, 24(4): 1505-1514.

Jia Guanwei, Ji Shouhu, Yan Shuangjie, et al. Adaptability of ultrasonic flowmeter for pipeline structures of hydrogen blended to natural gas using CFD [J]. Science Technology and Engineering, 2024, 24(4): 1505-1514.

[2] 李少杰. 某大型 LNG 低温槽车用低温储罐设计分析及传热问题研究[D]. 北京:北京工业大学, 2016.

Li Shaojie. Design analysis and heat transfer problem of cryogenic storage tank for a large LNG cryogenic tanker[D]. Beijing: Beijing University Of Technology, 2016.

[3] Choi Y, Kim J, Park S, et al. Design and analysis of liquid hydrogen fuel tank for heavy duty truck[J]. International Journal of Hy-

- drogen Energy, 2022, 47(32): 14687-14702.
- [4] 李敬法, 陈志博, 郑度奎, 等. 液氢储存低温绝热技术研究进展[J]. 科学技术与工程, 2024, 24(14): 5675-5689.
Li Jingfa, Chen Zhibo, Zheng Dukui, et al. Research progress of cryogenic insulation technology for liquid hydrogen storage[J]. Science Technology and Engineering, 2024, 24(14): 5675-5689.
- [5] Norouzfard V, Hosseini S M, Alizadeh E. Investigating the effect of metal-polymer internal support on reducing the heat transfer rate of mobile cryogenic vessels[J]. Heat and Mass Transfer, 2021, 57(2): DOI: 10.1007/s00231-020-02950-6.
- [6] 张晓兵, 梁琳, 陈静, 等. 一种新型车用低温气瓶后端支撑结构性能分析[J]. 低温工程, 2020(4): 42-46.
Zhang Xiaobing, Liang Lin, Chen Jing, et al. A new type of rear support structure for vehicle mounted cryogenic gas cylinders[J]. Cryogenics, 2020(4): 42-46.
- [7] Guan G, Lin Y, Chen Y L. An optimisation design method for cryogenic pipe support layout of LNG-powered ships[J]. Journal of Marine Engineering & Technology, 2017, 15: 45-50.
- [8] Dong W, Zhang Z, Liu J, et al. Strength assessment on support system of LNG independent type B tank under sloshing loads[C]// ASME 2017 36th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering. New York: American Society of Mechanical Engineers, 2017; DOI: 10.1115/OMAE2017-61643.
- [9] 王晓东. 移动式深冷压力容器典型八点支撑结构应力分析及结构优化[D]. 上海: 华东理工大学, 2016.
Wang Xiaodong. Stress analysis and structural optimization of typical eight-point support structure of mobile cryogenic pressure vessel [D]. Shanghai: East China University of Science and Technology, 2016.
- [10] 蒲子银, 李长俊, 郭益, 等. 基于热-结构耦合的液氦储罐地震响应特性研究[J]. 低温工程, 2023(4): 21-29.
Pu Ziyin, Li Changjun, Guo Yi, et al. Research on seismic response characteristics of liquid helium storage tanks based on thermal-structural coupling[J]. Cryogenics, 2023(4): 21-29.
- [11] 张卫义, 李星波, 姚欣, 等. LNG卧式储罐拉带式支撑应力分析及结构优化[J]. 压力容器, 2022, 39(8): 40-49.
Zhang Weiyi, Li Xingbo, Yao Xin, et al. Stress analysis and structure optimization of tension band support for LNG horizontal storage tank[J]. Pressure Vessel Technology, 2022, 39(8): 40-49.
- [12] Kwon H W, Hwang I C. Design and optimization of vibration-resistant and heat-insulating support structure of fuel cylinder for LNG vehicles[J]. Journal of the Korean Institute of Gas, 2014, 18(5): 6-11.
- [13] 朱宇豪, 谢福寿, 郭琬, 等. 基于三点支撑结构的车载液氢瓶热响应特性研究[J]. 真空与低温, 2023, 29(5): 469-479.
Zhu Yuhao, Xie Fushou, Guo Wan, et al. Study on thermal-response characteristics of liquid hydrogen tank with a three-point support structure for vehicles[J]. Vacuum and Cryogenics, 2023, 29(5): 469-479.