

DOI: 10.11949/0438-1157.

液氢贮箱复合绝热二维瞬态特性与机理研究

梁佳佳¹, 李翠¹, 赵武^{2,3}, 王磊¹, 厉彦忠¹

(¹ 西安交通大学制冷与低温工程系, 陕西 西安 710049; ² 西安航天科技工业有限公司, 陕西 西安 710100; ³ 航天推进技术研究院, 陕西 西安 710100)

摘要: 为提高复合绝热型液氢贮箱性能预测的准确性, 建立了复合绝热结构二维瞬态热力学模型。考虑了蒸气冷却屏 (VCS) 内部热传导, 对贮箱-多层绝热 (MLI)/VCS 的耦合热质传递过程进行了仿真, 系统揭示了贮箱热力参数和温度场分布的演变规律。结果表明: 与一维模型相比, 二维瞬态模型能够捕捉蒸气冷却屏的动态传热过程和沿程温度梯度, 有效避免因一维简化处理导致的漏热量高估问题; 非稳态过程中, 复合绝热结构温度场的低温区自贮箱壁面和 VCS 逐渐向四周扩散; 达到热平衡后, 间歇排气周期内绝热结构的温度场由排气时刻的二维分布逐渐演化为自增压结束时刻的一维分布; 综合考虑贮箱热稳定性和绝热结构性能, 推荐将 VCS 布置在 MLI 厚度的 50%~60% 处。

关键词: 氢; 多层绝热; 蒸气冷却屏; 热传导; 瞬态响应; 二维模型

中图分类号: TK 91

文献标志码: A

文章编号: 0438-1157 (XXXX) XX-0001-13

Two-dimensional transient characteristics and mechanism study of composite insulation for liquid hydrogen tank

LIANG Jiajia¹, LI Cui¹, ZHAO Wu^{2,3}, WANG Lei¹, LI Yanzhong¹

(¹ Institute of Refrigeration and Cryogenic Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, Shaanxi, China; ² Xi'an Aerospace Science and Technology Industry Company Limited, Xi'an 710100, Shaanxi, China; ³ Academy of Aerospace Propulsion Technology, Xi'an 710100, Shaanxi, China)

Abstract: To improve the accuracy of performance prediction for the liquid hydrogen tank with the composite insulation structure, a two-dimensional transient thermodynamic model was developed. The model accounts for heat conduction within the vapor-cooled shield (VCS) and the tank wall, simulating the heat and mass transfer processes of the tank coupled with multilayer insulation (MLI)/VCS to reveal the evolution of thermal parameters and temperature field distributions. The results indicate that, compared to the one-dimensional model, the two-dimensional transient model can capture the dynamic heat transfer process and the temperature gradient along the VCS, thereby effectively avoiding the overestimation of heat leakage caused by one-dimensional simplifications. During the non-equilibrium process, the cryogenic temperature zone in the temperature field of the composite insulation structure continuously spreads from the wall of the tank and the position of VCS toward the nearby zone. After reaching the quasi-equilibrium state, during an intermittent venting cycle, the temperature field of the

收稿日期: 2026-03-23 修回日期: 2026-05-18

通信作者: 李翠 (1982—), 女, 博士, 副教授, xjtucli@mail.xjtu.edu.cn

第一作者: 梁佳佳 (2000—), 女, 博士研究生, dandan2193797564@stu.xjtu.edu.cn

基金项目: 国家自然科学基金项目 (52576021); 国家重点研发计划课题 (2024YFB4006904)

引用本文: 梁佳佳, 李翠, 赵武, 王磊, 厉彦忠. 液氢贮箱复合绝热二维瞬态特性与机理研究[J]. 化工学报, XXXX, XX(XX): 1–13

Citation: LIANG Jiajia, LI Cui, ZHAO Wu, WANG Lei, LI Yanzhong. Two-dimensional transient characteristics and mechanism study of composite insulation for liquid hydrogen tank[J]. CIESC Journal, XXXX, XX(XX): 1–13

insulation structure evolves from the two-dimensional distribution at the venting time to an approximately one-dimensional distribution at the end of the self-pressurization. Taking into account the thermodynamic stability of the tank and the thermal performance of the insulation system, it is recommended to position the VCS at 50% to 60% of the total MLI thickness.

Keywords: hydrogen; multilayer insulation; vapor-cooled shield; heat conduction; transient response; two-dimensional model

引 言

液氢(LH_2)凭借高比冲、无毒、无污染等优异性能,已成为未来深空探测任务的首选推进剂^[1]。然而,其极低的沸点与高度的热敏感性为长期存储带来了挑战:微小的外界环境漏热即会引发持续的蒸发损失和贮箱压力的攀升。因此,高效的绝热措施对保障低温液氢的长期存储尤为关键^[2,3]。

低温贮箱的绝热形式主要包括堆积绝热、高真空绝热、真空粉末绝热和高真空多层绝热^[4],其中高真空多层绝热材料(Multilayer Insulation, MLI)凭借其显著低于其他绝热形式的有效导热系数^[5],在液氢存储领域获得了广泛应用。为了追求更优的绝热性能, Hastings 等^[6]提出了变密度多层绝热(Variable Density Multilayer Insulation, VDMLI),该技术通过优化 MLI 层间密度配置,可实现漏热量降低 58% 和绝热结构质量减轻 41% 的优异效果。然而,即便采用 VDMLI,外界漏热导致的液氢蒸发问题仍然存在。为充分利用低温蒸发气的冷能, Scott^[7]首先提出了通过在 MLI 中嵌入蒸汽冷却屏(Vapor-cooled Shield, VCS)的方法,其原理是利用低温蒸气在 VCS 流动过程的吸热作用降低附近 MLI 的温度,从而减小绝热结构的漏热。此后,研究者们围绕 MLI/VCS 系统开展了一系列研究: Kim 和 Kang^[8]建立了 MLI/VCS 的一维模型,并对比了并联式和串联式 VCS 方案的绝热性能; Jiang 等^[9,10]评估了 VDMLI/VCS 在液氢、液氮、液氧和甲烷贮箱的绝热效果,并且分析了 VCS 在液氢-液氧耦合储罐中的串联绝热效果; Shi 等^[11]研究了 VCS 的数量对绝热性能的影响; 黄奕宁等^[12,13]构建了 MLI/VCS 二维模型,采用算数平均温差法计算了 VCS 的沿程温度,优化了 VCS 的布置位置。

上述研究均基于绝热结构已达到热平衡态的假设。然而在实际过程中,贮箱内流体的热力学状态与绝热结构动态耦合,其温度和压力在外界漏热作用下持续变化。为了准确预测整个运行过程中

的漏热量,研究整个贮箱系统的瞬态热力学行为至关重要。Jiang 等^[14,15]构建了一个复合绝热型液氢贮箱瞬态热力学模型,分析了 MLI/VCS 的一维瞬态传热传质机理。Yang 等^[16]通过液氮(LN_2)实验,研究了流体和 MLI/VCS 的温度变化。李科等^[17-19]建立了一维 MLI/VCS 瞬态模型,分析了质量流量、VCS 位置和开启时刻对液氢贮箱内自增压过程的影响。Liang 等^[20]建立了在轨液氢贮箱的一维瞬态热力学模型,分析了空间环境周期热流作用下绝热结构的温度和漏热量响应。

综上所述,国内外研究在低温贮箱复合绝热领域已取得重要进展,并且对复合绝热结构的瞬态性能开展了初步探索。然而,现有模型普遍存在以下局限性:主流一维瞬态模型难以表征复合绝热结构内部温度分布的非均匀性,特别是 VCS 沿程温度变化及其动态热耦合特征,从而影响贮箱漏热量和蒸发量的预测精度;少数涉及二维模型的研究多集中于稳态工况,且忽略了 VCS 的内部热传导,难以揭示绝热结构内部二维温度场的瞬态演变规律。因此,本文建立了复合绝热结构-液氢贮箱耦合的二维瞬态模型,研究了复合绝热结构温度场动态演化及贮箱热力学响应,并分析了 VCS 位置对传热特性和绝热性能的影响规律。

1 理论模型

1.1 物理模型

以 NASA 多用途氢实验平台(Multipurpose Hydrogen Test Bed, MHTB)^[6]的液氢贮箱为研究对象,其具体结构如图 1 所示。该贮箱由两个椭圆形封头和中间圆柱段组成,外部采用聚氨酯泡沫(Spray-on Foam Insulation, SOFI)、变密度多层绝热材料(VDMLI)和蒸气冷却屏(VCS)组成的复合绝热结构进行热防护。贮箱及绝热结构的关键参数如表 1 所示。贮箱壁面、VCS 冷屏和相关管道均采用 5083 铝合金材料。

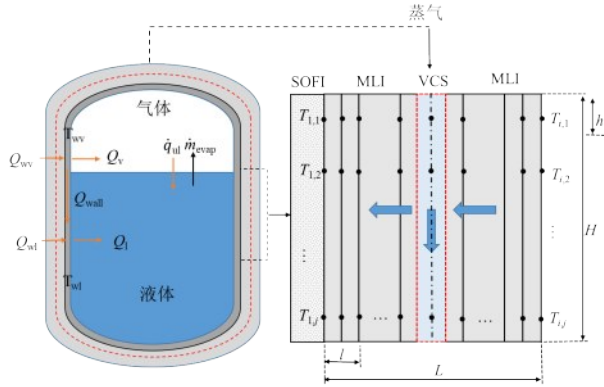


图1 液氢贮箱绝热结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of liquid hydrogen tank with insulation structure

表1 贮箱和绝热结构参数

Table 1 Structure parameters of the tank and insulation

结构	参数	值
贮箱	直径	3.05 m
	柱段高度	1.525 m
	椭球比	2
	壁厚	12.7 mm
SOFI	厚度	35 mm
	厚度	37.5 mm
MLI	低密度区密度	8层/cm
	中密度区密度	12层/cm
	高密度区密度	16层/cm
	总层数	45
VCS	冷屏厚度	1 mm
	蒸气盘管内径	11.7 mm
	管道厚度	1 mm
	管道长度	104.38 m

针对现有复合绝热结构-液氢贮箱瞬态模型难以表征VCS沿程温度分布,本文提出一种二维瞬态复合绝热结构-液氢贮箱耦合传热模型。该模型将贮箱内部划分为五个独立区域:气体区、液体区、气液界面、气体区壁面和液体区壁面。为了便于简化分析并突出主要物理机制,进行以下假设:

(1)气体区和液体区的温度和压力分布均匀,气体区壁面和液体区壁面为等温壁面。

(2)气液界面仅作为两相分界,其热阻可忽略。

(3)贮箱排气为低温仲氢。

(4)MLI反射层极薄,轴向热阻极小,其轴向导热效应可忽略不计。

(5)SOFI、VDMLI和VCS之间的接触热阻忽略不计;

(6)由贮箱支撑结构、加注口等连接构件引入的漏热可忽略不计^[21]。

1.2 自增压传热模型

液氢贮箱内部气体区的质量和能量守恒方程为:

$$\frac{dm_v}{dt} = \dot{m}_{\text{evap}} - \dot{m}_{\text{vent}} \quad (1)$$

$$\frac{d(m_v u_v)}{dt} = \dot{m}_{\text{evap}} h_{vs} - \dot{m}_{\text{vent}} h_v + Q_v - Q_{vs} - p \frac{dV_v}{dt} \quad (2)$$

液体区的质量和能量守恒方程为:

$$\frac{dm_l}{dt} = -\dot{m}_{\text{evap}} \quad (3)$$

$$\frac{d(m_l u_l)}{dt} = -\dot{m}_{\text{evap}} h_{sl} + Q_l + Q_{sl} - p \frac{dV_l}{dt} \quad (4)$$

气液界面的能量守恒方程为:

$$Q_{vs} - Q_{sl} = \dot{m}_{\text{evap}} (h_{vs} - h_{sl}) \quad (5)$$

式中, m_v 和 m_l 分别为气体和液体的质量; $\dot{m}_{\text{evap}}$ 为蒸发速率; $\dot{m}_{\text{vent}}$ 为贮箱排气速率; Q_v 和 Q_l 分别为进入气体和液体的漏热; Q_{vs} 和 Q_{sl} 分别为气体与气液界面的传热量和液体与气液界面的传热量; h_{vs} 和 h_{sl} 分别为气体和液体的比焓。

流体与气液界面以及壁面的传热由对流传热公式计算:

$$Q = \frac{\Delta T}{R} = \alpha A \Delta T \quad (6)$$

气体与气液界面的传热系数 α_{vs} 和液体与气液界面的传热系数 α_{sl} 的表达式如下^[22, 23]:

$$\alpha_{vs} = 0.27 K_1 \frac{\lambda}{l} \text{Ra}^{0.25} \quad (7)$$

$$\alpha_{sl} = 2.5 K_2 \frac{\lambda}{l} \left\{ \ln \left\{ 1 + \frac{2.5}{0.527 \text{Ra}^{0.2}} \left[1 + \left(\frac{1.9}{\text{Pr}} \right)^{0.9} \right]^{\frac{2}{9}} \right\} \right\}^{-1} \quad (8)$$

式中, λ 为导热系数; l 为特征长度; Ra 为瑞利数; Pr 为普朗特数; K_1 和 K_2 为对流换热的修正系数, 均为0.1^[24]。流体和壁面的传热系数可以根据文献^[23]中的垂直壁面自然对流系数计算。

在贮箱壁面纵向传热的作用下,从绝热结构进入气体区和液体区的热量不同,其关系如下所示:

$$m_{\text{wv}} c_{p,\text{wall}} \frac{dT_{\text{wv}}}{dt} = Q_{\text{wv}} - Q_v - Q_{\text{wall}} \quad (9)$$

$$m_{\text{wl}} c_{p,\text{wall}} \frac{dT_{\text{wl}}}{dt} = Q_{\text{wl}} - Q_l - Q_{\text{wall}} \quad (10)$$

$$Q_{\text{wall}} = \lambda_{\text{wall}} A_{\text{wall,sec}} \frac{T_{\text{wv}} - T_{\text{wl}}}{l_{\text{wall}}} \quad (11)$$

式中, T_{wv} 和 T_{wl} 分别气体区壁面和液体区壁面的温度; Q_{wv} 和 Q_{wl} 分别为从绝热结构进入气体区壁面和液体区壁面的热量; $A_{\text{wall,sec}}$ 为壁面的横截面积; l_{wall} 为导热路径,等效为气体质心到液体质心的距离; λ_{wall} 为铝合金壁面的导热系数,通过实验数据^[25]拟合

为, $\lambda_{\text{wall}} = -0.0009T^2 + 0.6423T + 9.4427$; $c_{p,\text{wall}}$ 为铝合金壁面比热容。

液氢在大热流下容易达到饱和并发生沸腾。此外,在排气时,由于压力突降液体会过热并发生闪蒸。沸腾和闪蒸时液氢气化所需的潜热全部来自液体的显热^[26]。由于沸腾和闪蒸的传热传质量远大于气液界面的对流传热传质量,因此忽略气体与气液界面的传热,液体和气液界面的传热量为

$$Q_{sl} = m_l c_p (T_l - T_s) / \Delta t \quad (12)$$

1.3 复合绝热型低温贮箱瞬态传热模型

MLI/VCS复合绝热型低温贮箱的热阻热容网络

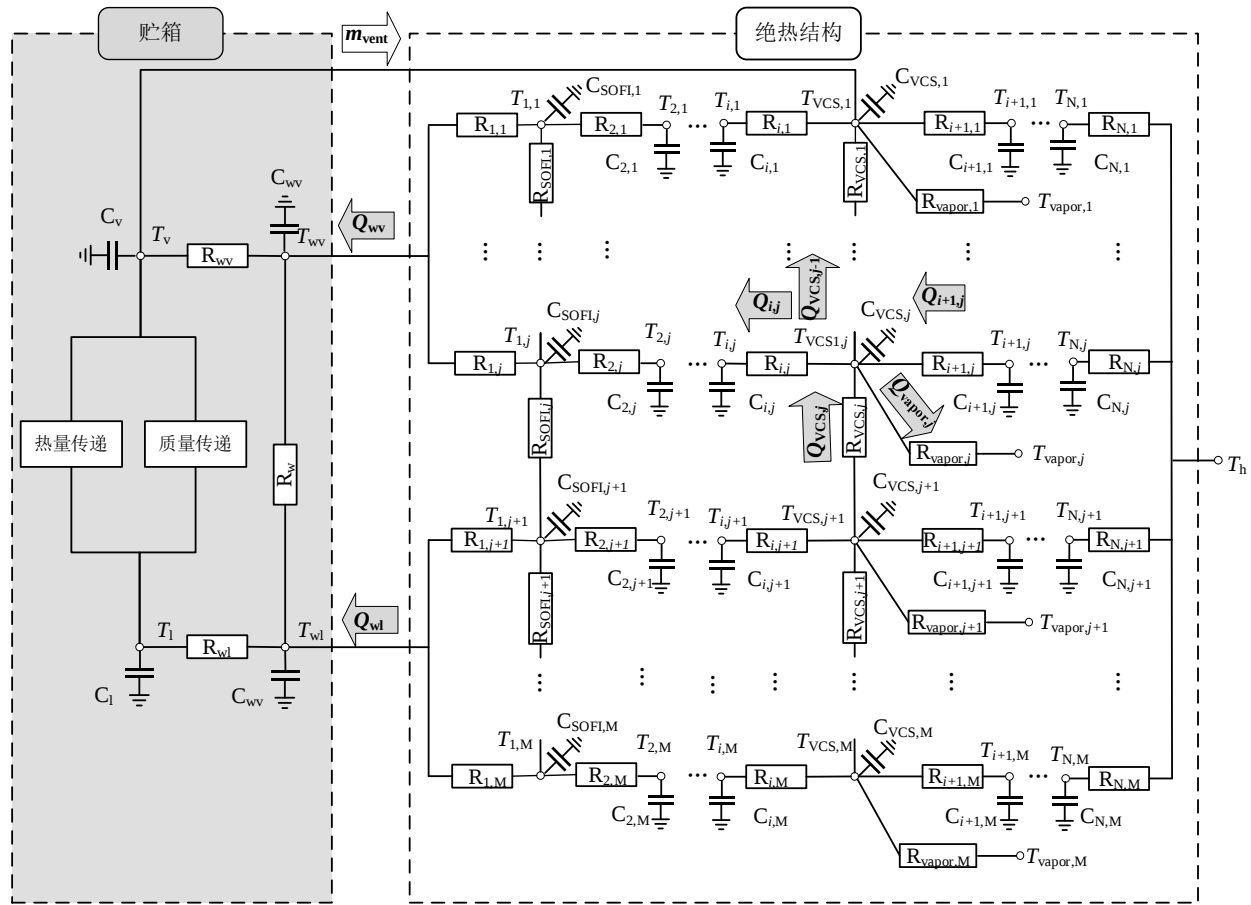


图2 复合绝热型贮箱的热阻网络

Fig. 2 Thermal resistance network of the composite insulation tank

根据能量守恒定律,SOFI和MLI的瞬态传热控制方程如下所示。

$$m_{\text{SOFI}} c_{p,\text{SOFI}} \frac{dT_{1j}}{dt} = Q_{2j} + Q_{\text{SOFI}j} - Q_{1j} - Q_{\text{SOFI}j-1} \quad (13)$$

$$m_{\text{MLI}} c_{p,\text{MLI}} \frac{dT_{ij}}{dt} = Q_{i+1j} - Q_{ij} \quad (14)$$

式中, m_{SOFI} 和 m_{MLI} 分别为泡沫和多层绝热的质量; $c_{p,\text{SOFI}}$ 为泡沫的比热容,通过实验数据^[27]拟合为 $c_{p,\text{foam}} = 571.15 \ln(T) - 1645$; $m_{\text{MLI}} c_{p,\text{MLI}}$ 为多层绝热的总热容,可

如图2所示。考虑VCS内氢气沿流动方向的温度梯度以及内部热传导,构建了二维瞬态贮箱-复合绝热结构耦合传热模型。MLI共N层,沿贮箱高度方向均匀划分了M行网格, Q_{ij} 、 $Q_{\text{VCS}j}$ 、 $Q_{\text{vapor},j}$ 、 $Q_{\text{SOFI}j}$ 分别为第j行第i层辐射层与第i-1层辐射层的传热量、VCS的轴向导热热量、低温蒸气吸收的热量和SOFI的轴向导热热量。 R_{ij} 和 C_{ij} 分别为第i层辐射层第j行网格的热阻和热容。在布置VCS处得到了j个VCS定性温度,分别记为 $T_{\text{VCS},1}$ 、 $T_{\text{VCS},2}$ 、 $\dots$ 、 $T_{\text{VCS},j}$ 。

以根据下式计算:

$$m_{\text{MLI}} c_{p,\text{MLI}} = m_{\text{Al}} c_{p,\text{Al}} + m_{\text{Dacron}} c_{p,\text{Dacron}} \quad (15)$$

式中, m_{Al} 和 m_{Dacron} 分别为铝辐射屏和涤纶间隔物的质量; $c_{p,\text{Dacron}}$ 为涤纶的比热容, $1000 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$; $c_{p,\text{Al}}$ 为铝的比热容,通过实验数据^[28]拟合为 $c_{p,\text{Al}} = -0.0154T^2 + 8.1755T - 202.91$ 。

在VCS与相邻辐射屏接触良好的情况下,能量守恒方程如下所示:

$$(m_{\text{MLI}}c_{p,\text{MLI}} + m_{\text{VCS}}c_{p,\text{VCS}})\frac{dT_{ij}}{dt} = Q_{i+1j} + Q_{\text{VCS}j} - Q_{ij} - Q_{\text{vapor}j} - Q_{\text{VCS}j-1} \quad (16)$$

式中, m_{VCS} 和 $c_{p,\text{VCS}}$ 为第 j 行 VCS 的质量和比热容。上式的各部分热量可根据如下公式计算

$$Q_{ij} = \frac{T_{ij} - T_{i-1j}}{R_{ij}} \quad (17)$$

SOFI 和 VCS 的传热方式主要为导热, 热阻可以由傅里叶导热定律确定。SOFI 泡沫的导热系数通过拟合 Tseng 等^[29] 的实验数据来获得:

$$\lambda_{\text{foam}} = (3.897 \times 10^{-4} T_{\text{foam}}^2 - 0.029 T_{\text{foam}} + 1.097) \times 10^{-3} \quad (18)$$

MLI 各层的热阻根据 Layer-by-layer 模型^[6] 计算, 具体的计算方法和参数取值参考文献^[30]。低温蒸气与 VCS 之间的热阻主要来自对流传热, 根据不同的流动状态可以采用不同的经验公式确定努塞尔数 $\text{Nu}^{[31]}$, 从而获得传热热阻。

$$R_{\text{vapor}j} = \frac{d}{\lambda \text{Nu} A} \quad (19)$$

鉴于液氢蒸气在 VCS 管道内温升显著, 其沿程温度分布呈现非线性特征。采用算术平均温差会导致对吸热能力的过高估计。因此, 引入对数平均温差法以修正流体沿程温度变化对热量传递的影响, 则 VCS 出口蒸气的温度可以表示为

$$T_{\text{out}j} = T_{\text{VCS}j} - (T_{\text{VCS}j} - T_{\text{in}j}) \exp\left(-\frac{1}{\dot{m}_{\text{vent}} c_p R_{\text{vapor}j}}\right) \quad (20)$$

VCS 内蒸气的吸热量 $Q_{\text{vapor}j}$ 为

$$Q_{\text{vapor}j} = \dot{m}_{\text{vent}} c_p (T_{\text{out}j} - T_{\text{in}j}) \quad (21)$$

排气蒸汽的瞬态质量流量由 LH_2 贮箱和环境之间的压差决定, 如下所示

$$\dot{m}_g = \frac{\rho \pi d_{\text{VCS}}^2}{4} \sqrt{\frac{2 \Delta p d_{\text{VCS}}}{\lambda \rho l_{\text{VCS}}}} \quad (22)$$

式中, λ 为达西摩擦系数; l_{VCS} 和 d_{VCS} 分别为 VCS 管道的长度和直径。

通过 NIST 数据库可以获得低温流体的物性参数, 代入上述方程即可构建复合绝热型液氢贮箱二维瞬态耦合传热传质模型, 并通过迭代计算获得液氢贮箱的瞬态热力特性。

1.4 初始和边界条件

为了获得 MLI/VCS 复合绝热结构和液氢贮箱工作过程中温度、压力等参数的变化规律, 设定复合绝热结构的初始温度为 300 K, 贮箱充注了 50% 的 19.5 K 过冷液氢。贮箱的初始压力为 111.5 kPa, 压力控制范围为 131–137.9 kPa^[32]。VCS 布置在 MLI 的第 18 层, 即厚度的中间位置。复合绝热结构的热边界温度为 300 K, 流体区绝热结构的冷边界温度

与对应流体区壁面温度一致。

1.5 求解方法

复合绝热型液氢贮箱二维瞬态耦合传热传质模型的计算过程如图 3 所示。具体求解步骤为: 1. 通过 Layer-by-layer (LBL) 方法计算每个网格中绝热结构的热阻 R_{ij} 和相邻网格的传热量 Q_{ij} ; 蒸气吸热量 $Q_{\text{vapor}j}$ 和 VCS 的轴向导热热量 Q_{VCS} ; 2. 基于计算的传热量, 根据热容 C_{ij} 更新绝热结构每个网格的温度 T_{ij} ; 3. 通过复合绝热结构漏热量和贮箱壁面导热热量获得最终进入气体区的热量 Q_g 和液体区的热量 Q_l , 并且计算流体和气液界面的传热传质量; 4. 如果气体压力达到压力控制范围的上限, 则贮箱进入排气阶段, 计算排气量、压力和温度等参数, 贮箱内压力不断下降直至达到压力下限; 如果贮箱压力达到压力控制范围的下限, 则贮箱进入自增压阶段, 排气量为 0, 更新贮箱内的压力和温度等参数。不断循环上述过程, 直至达到设定时间。

针对复合绝热结构采用基于热平衡的控制体离散方法, 使用 MATLAB R2023a 软件对整体模型进行瞬态耦合求解。时间步长采用自适应设置: 在排气阶段, 由于贮箱内压力、温度等参数变化剧烈, 时间步长设置为 0.05 s; 在自增压阶段, 由于系统参数变化相对平缓, 时间步长设置为 1~10 s 并根据计算过程自适应调整, 以兼顾计算精度与计算效率。

2 模型验证

2.1 网格无关性验证

采用二维瞬态模型对贮箱复合绝热结构的热力参数进行计算时, 网格数量会对漏热量等热力参数的预测精度产生影响。图 4 展示了热平衡后不同网格数的贮箱漏热热流密度和间歇排气周期。当网格节点从 20 增加到 40 个时, 其漏热热流密度和间歇排气周期的变化幅度分别为 0.14% 和 0.13%。因此, 综合考虑计算精度和计算时间, 将复合绝热结构沿着高度方向划分 20 个计算节点。

2.2 计算精度验证

鉴于缺乏完整的低温贮箱复合绝热系统实验数据, 本文分别对自增压传热模型和复合绝热结构模型的计算精度进行验证。首先, 采用 MHTB^[32] 上获得的液氢贮箱压力数据对自增压模型开展验证, 计算与实验获得的压力变化曲线对比如图 5 所示。可以看出, 在 25%~90% 充液率范围内, 模型预测的

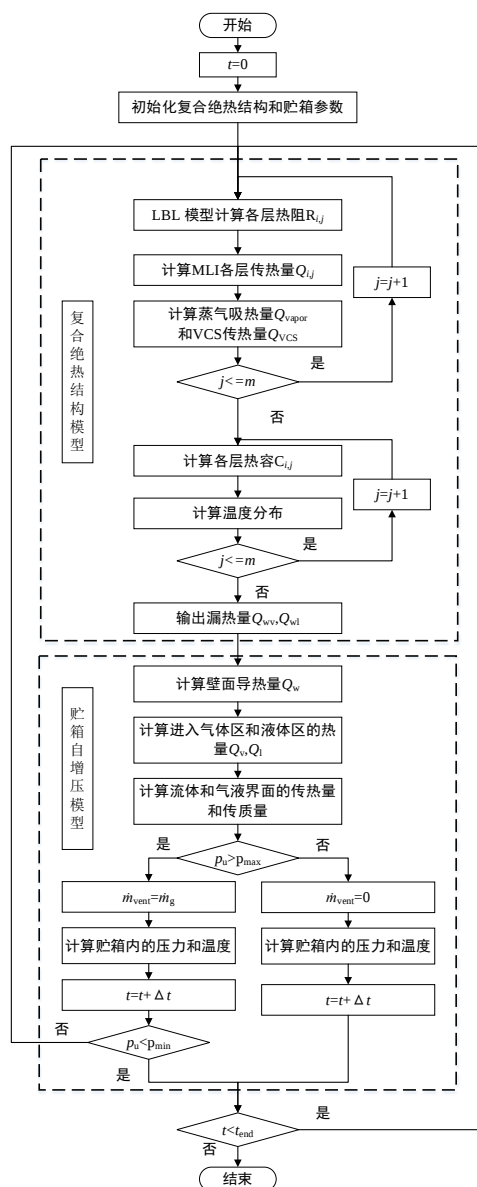


图3 计算过程示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the calculation process

压力变化与实验数据吻合良好,三条曲线的最大相对误差为2.65%,平均最大相对误差为1.83%。

其次,为验证复合绝热结构模型准确性,选取了三组独立实验数据:VDMLI绝热的液氢贮箱^[6]、MLI绝热的液氮贮箱^[33]以及MLI/VCS绝热的液氮贮箱^[16]。图6(a)展示了多层绝热结构温度分布的实验与计算结果对比。可以发现,MLI和VDMLI的温度预测值与实验数据均吻合较好,最大相对误差分别为8.34%和4.92%。图6(b)对比了MLI/VCS复合绝热结构温度分布的实验值与一维模型和二维模型的计算值。可以看出,二维模型相较一维模型的预测精度更高。一维模型预测的温度最大误差为

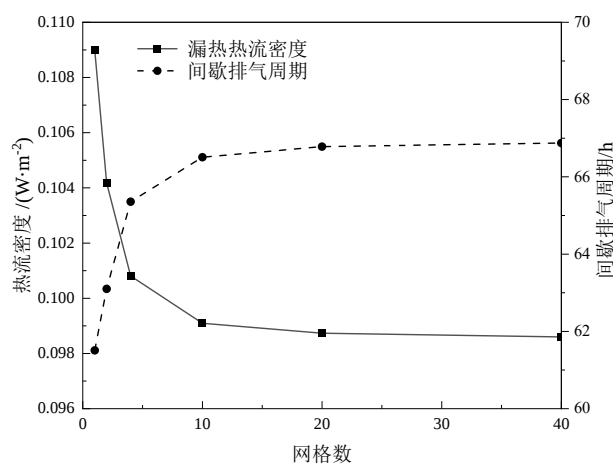


图4 热平衡后不同网格数的漏热热流密度和间歇排气周期

Fig. 4 The quasi-equilibrium heat flux and intermittent venting cycle in different grid numbers

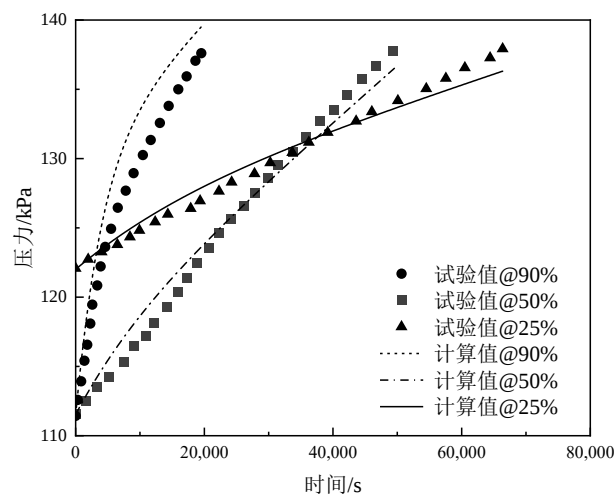


图5 计算与实验的压力变化对比

Fig. 5 Comparison of pressure variation between calculation and experiment

4.88%,而二维模型预测的温度最大误差降低为3.55%。

3 结果与讨论

3.1 二维与一维模型对比

定义无量纲参数 α 和 β 分别表示VCS所在层相对MLI第一层的位置以及二维控制域相对VCS入口的位置,如图1所示。

$$\alpha = \frac{l}{L} \quad (23)$$

$$\beta = \frac{h}{H} \quad (24)$$

式中, l 为VCS与MLI第一层的距离; L 为MLI的

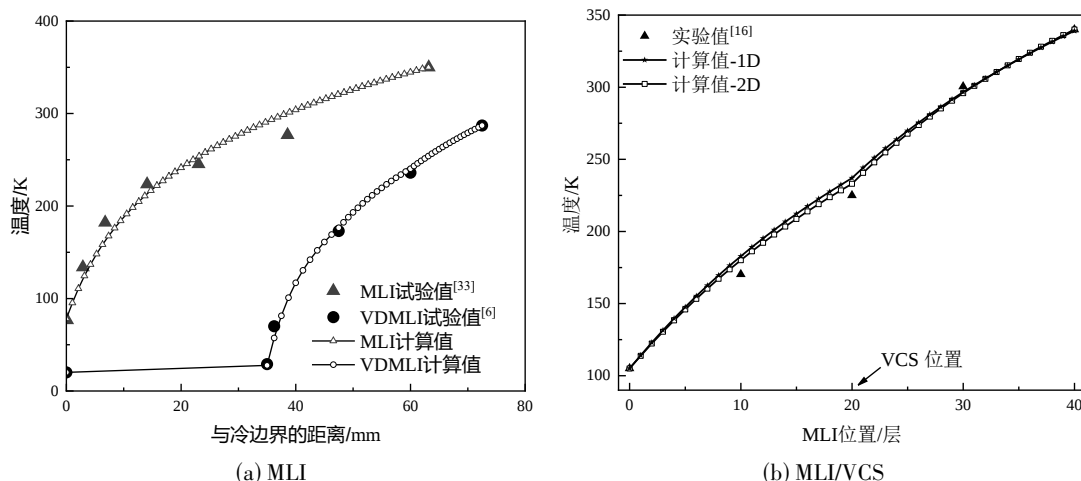


图6 绝热结构实验与计算的温度分布比较

Fig. 6 Comparison of experimental and calculated temperature distribution of insulation structure

总厚度; h 为控制域与VCS入口的距离; H 为贮箱顶部到底部的高度。

图7对比了一维(1D)模型和二维(2D)模型的VCS温度变化,VCS位于MLI厚度50%左右处。二维模型能够刻画出VCS沿程温度分布及动态传热过程。在排气时,由于贮箱和外界环境压差较大,在排气开启时刻流量很大,前半段的VCS($\beta=0\%\sim 40\%$)温度快速下降至20 K左右;低温氢气在VCS流动过程中吸热升温,因此后半段的VCS($\beta=60\%\sim 100\%$)温度下降幅度逐渐减小。在自增压阶段,后半段高温VCS的热量传导至前半段。因此,前半段VCS的温度逐渐升高,而后半段VCS温度先下降后升高。然而,一维模型由于将整个VCS简化为一个点,难以体现排气时VCS各处的降温速率区别以及自增压阶段内部热传导导致的升温速率的差异。因此,一维模型计算的VCS的温度比二维模型的平均温度高,低估了VCS的吸热能力,影响漏热量的精确计算。

图8对比了二维模型和一维模型计算的贮箱漏热热流密度和蒸发量变化。在0~60 h,贮箱排气频繁,VCS温度快速下降,因此漏热热流密度也快速下降。当贮箱达到热平衡后,漏热热流密度的波动幅度和周期基本稳定。在排气时,低温蒸气通过VCS降低了附近MLI的温度,从而减小了漏热量。并且由于VCS的蓄冷作用,在自增压阶段,漏热热流密度进一步下降随后上升。贮箱的蒸发量在排气时由于闪蒸而快速上升,但在自增压阶段蒸发量较小,上升速率缓慢。在相同工况下,由于一维模型

高估了VCS的温度,一维模型计算的漏热量和蒸发量均大于二维模型结果。一维模型计算的平均漏热热流密度为 0.110 W/m^2 ,相较二维模型预测的平均漏热热流密度(0.099 W/m^2)高11.11%。

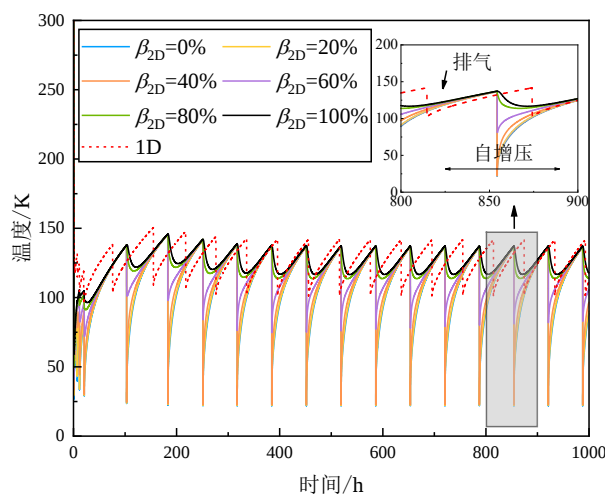


图7 VCS的温度变化

Fig. 7 Temperature variation of the VCS

为进一步验证一维模型与二维模型漏热预测差异的普遍性,选取不同VCS布置位置作为对比工况,计算了热平衡后两种模型得到的平均漏热热流密度,如图9所示。可以看出,在不同VCS位置下,一维模型计算得到的平均漏热热流密度均高于二维模型结果,高估幅度为10.91%~16.11%。造成该差异的主要原因在于,一维模型将VCS及其邻近绝热结构等效为集中参数节点,难以描述低温氢气沿VCS流动过程中的升温、VCS沿程温度梯度以及复合绝热结构内部的二维传热特征。因此,一维模型

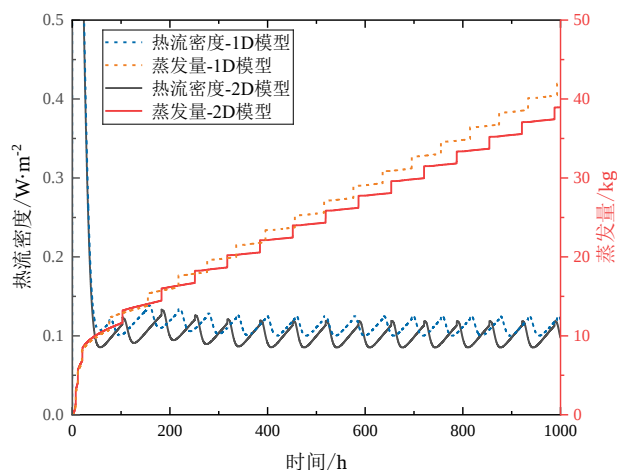


图8 漏热热流密度和蒸发量的变化

Fig. 8 Variations of heat flux and boil-off rate

会高估VCS平均温度,进而导致漏热热流密度偏高。相比之下,二维模型能够描述VCS与周围绝热结构之间的瞬态耦合传热过程,对复合绝热结构漏热特性的预测更加合理。

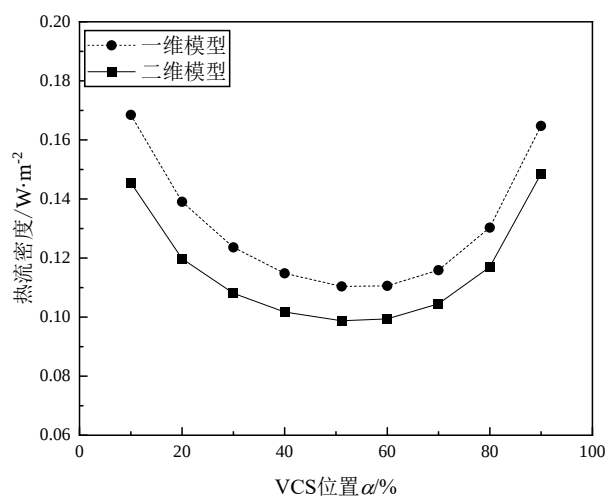


图9 不同VCS位置下一维与二维模型预测的热平衡后平均漏热热流密度对比

Fig. 9 Comparison of equilibrium average heat flux predicted by 1D and 2D models at different VCS positions

3.2 贮箱瞬态热物理特性

为了明确绝热结构温度场演变及贮箱动态传热过程,计算了间歇排气下贮箱和绝热结构瞬态热力参数的变化。图10显示了贮箱的压力以及间歇排气周期的变化。在初始阶段,绝热结构的温度较高,漏热量大。这导致贮箱排气频繁,间歇排气周期较短。随着排气过程的进行,低温氢气频繁流经蒸气冷却屏(VCS),VCS及周围绝热结构吸收冷能后温度下降,绝热效果增强,漏热量减小,贮箱自增

压速率变慢,间歇排气周期因而变长。而随着自增压阶段持续时间的增加,VCS在外界漏热影响下吸热升温,其与贮箱内壁之间的绝热结构有效传热温差增大,漏热量随之增加,导致间歇排气周期再次缩短。最终,贮箱在第400 h左右达到热平衡状态,间歇排气周期基本稳定在67 h左右。在300 h后,任意间歇排气周期内贮箱的增压速率(压力曲线斜率)呈现先减小后增大的趋势。这是由于VCS在排气阶段吸收的冷能在自增压前期释放导致总体漏热量减小,而靠近气体区的漏热量有一部分通过贮箱壁面传导至液体区,导致进入气体区的漏热量极小,增压速率降低;而在自增压后期,VCS存储的冷能消耗完毕,漏热量增大,增压速率升高。

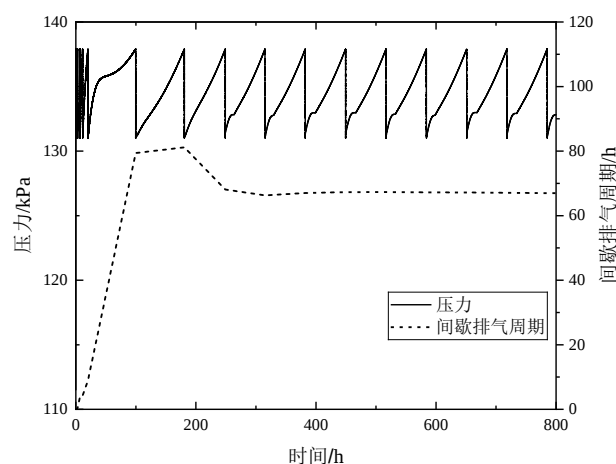


图10 液氢贮箱内压力和间歇排气周期变化

Fig. 10 Variation of pressure and venting cycle in the liquid hydrogen tank

间歇排气下的液氢贮箱流体和壁面的温度变化如图11所示。在0~10 h初始阶段,贮箱的漏热量大,因此流体和壁面之间的温差较大,图11(a)所示。初始阶段由于外界漏热量较大,而气体与壁面之间的对流换热系数较小,进入气体区壁面的热量不能及时传递给气体,导致气体区壁面温度持续升高,且气体与壁面之间的温差逐渐增大。随着绝热结构温度下降,总漏热量逐渐减小,同时气体区壁面与液体区壁面之间的导热增强,气体区壁面温升速率逐渐减小,气体与壁面温差随之减小。相比之下,液体与壁面之间的对流换热系数较大,外界漏热能够快速进入液体中。因此,液体区壁面的温度在初始大热流的影响下短暂升温后又逐渐下降,液体区壁面温度与液体温度之间的差值也逐渐减小。虽然在大漏热量下贮箱排气频繁,但进入到贮箱的

热量仍大于排气带走的能量,这导致贮箱气体和液体温度持续升高。随着绝热结构温度降低,漏热量逐渐减小,并且气体的周期性排放导致内部能量的间歇性消耗,气体和壁面温度均逐渐降低。图 11 (b)显示了 0~800 h 的液氢贮箱内流体和壁面的温度变化。气体和饱和温度的变化趋势与贮箱压力变

化一致,在增压阶段,升温速率也呈现先减小后增大的趋势。由于气氢的总热容远小于液氢的总热容,在漏热的作用下,气体的温度逐渐趋近于壁面的温度,而液体-壁面的温差基本不变。当贮箱达到热平衡后,气体的温度保持在 21.65~22.15 K 左右,液体温度稳定在 21.16~21.35 K。

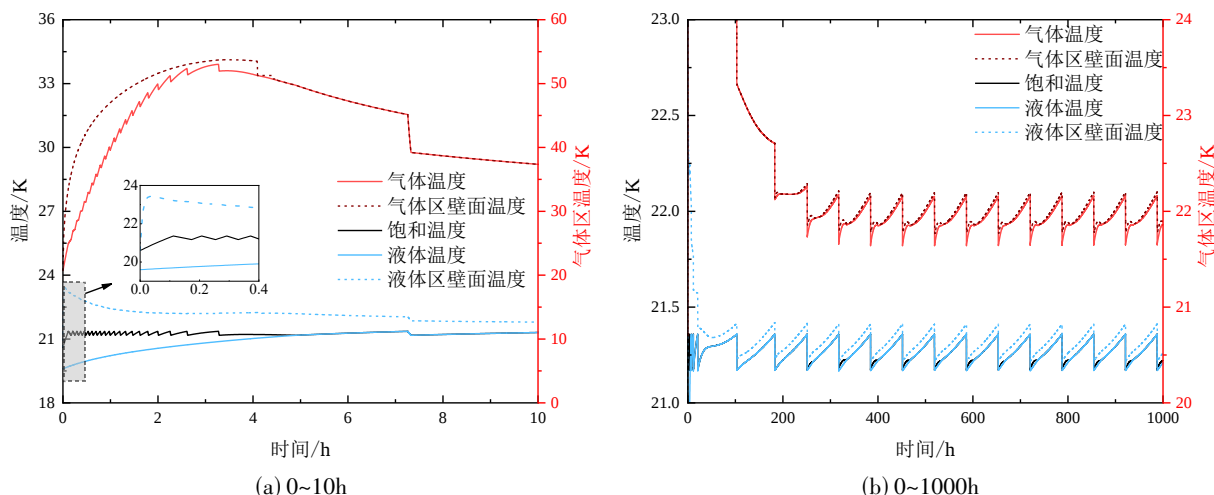


图 11 流体和壁面温度变化

Fig. 11 Temperature variations of fluid and tank wall

图 12 展示了二维 MLI/VCS 瞬态温度场变化, VCS 位于 MLI 厚度的 50% 左右处。初始时刻,绝热结构温度为 300 K。由于低温液氢和绝热结构的巨大温差,靠近贮箱壁面的绝热结构温度迅速下降,并且低温氢气通过 VCS 释放冷量,降低了附近 MLI 的温度,如图 12 (b)所示。在 VCS 内低温氢气和贮箱内液氢的双重冷却作用下,贮箱和 VCS 之间的 MLI 温度逐渐下降,低温区的面积增大,如图 12 (c)~(e)所示。然而,随着贮箱的漏热量逐渐减小,自增压阶段的时间延长,绝热结构的温度升高。因此,绝热结构的低温区的面积略微减小,如图 12 (f)所示。

当贮箱达到热平衡后,间歇排气周期内的绝热结构温度场变化如图 13 所示。在排气时,低温氢气将 VCS 入口处冷却至 20 K 左右,如图 13 (a)。同时对照图 7 的 VCS 温度变化,可以发现低温氢气很快将前半段 VCS 附近的绝热结构冷却至 20 K 左右,而后半段的 VCS 温度和附近的绝热结构的温降较小,绝热结构温度场呈现二维分布,如图 13 (b)所示。在自增压期间,在内部热传导作用下,VCS 进出口的温差逐渐减小,如图 13 (c)所示。当自增压阶段结束,VCS 沿程温度分布基本均匀,绝热结构的温度场

接近一维分布,如图 13 (d)所示。系统达到热平衡后,绝热结构的温度场分布在图 13 (a)~(d)之间变化。

3.3 VCS 位置的影响

为考察 VCS 布置位置对贮箱传热特性和绝热性能的影响,在初始充液率为 50%、热边界温度为 300 K 的工况下开展了不同 VCS 布置位置的对比研究。图 14 展示了不同 VCS 位置下贮箱瞬时漏热热流密度。随着 VCS 从靠近贮箱的 MLI 内侧 ($\alpha=10\%$) 移动到靠近环境的外侧 ($\alpha=90\%$),漏热热流密度的波动幅度逐渐减小。这是由于 VCS 位置越远离贮箱,VCS 与贮箱之间的绝热结构更厚,绝热结构的总热容越大,VCS 在自增压期间释放储存的冷量时贮箱壁面和流体的温度波动幅度越小,漏热热流密度变化幅度也越小。

图 15 展示了不同 VCS 位置下贮箱瞬时蒸发量。在不同的时间内,最小液氢蒸发量对应的 VCS 位置不同。在 0~80 h 的短期内,VCS 位于 10% MLI 厚度处的液氢蒸发量最小。这主要是由于 VCS 越靠近贮箱,VCS 吸收贮箱附近绝热结构的显热越迅速。在前期可以快速降低贮箱附近绝热结构温度,显著降低漏热量和蒸发量。而在 80~325 h 期间,VCS 位

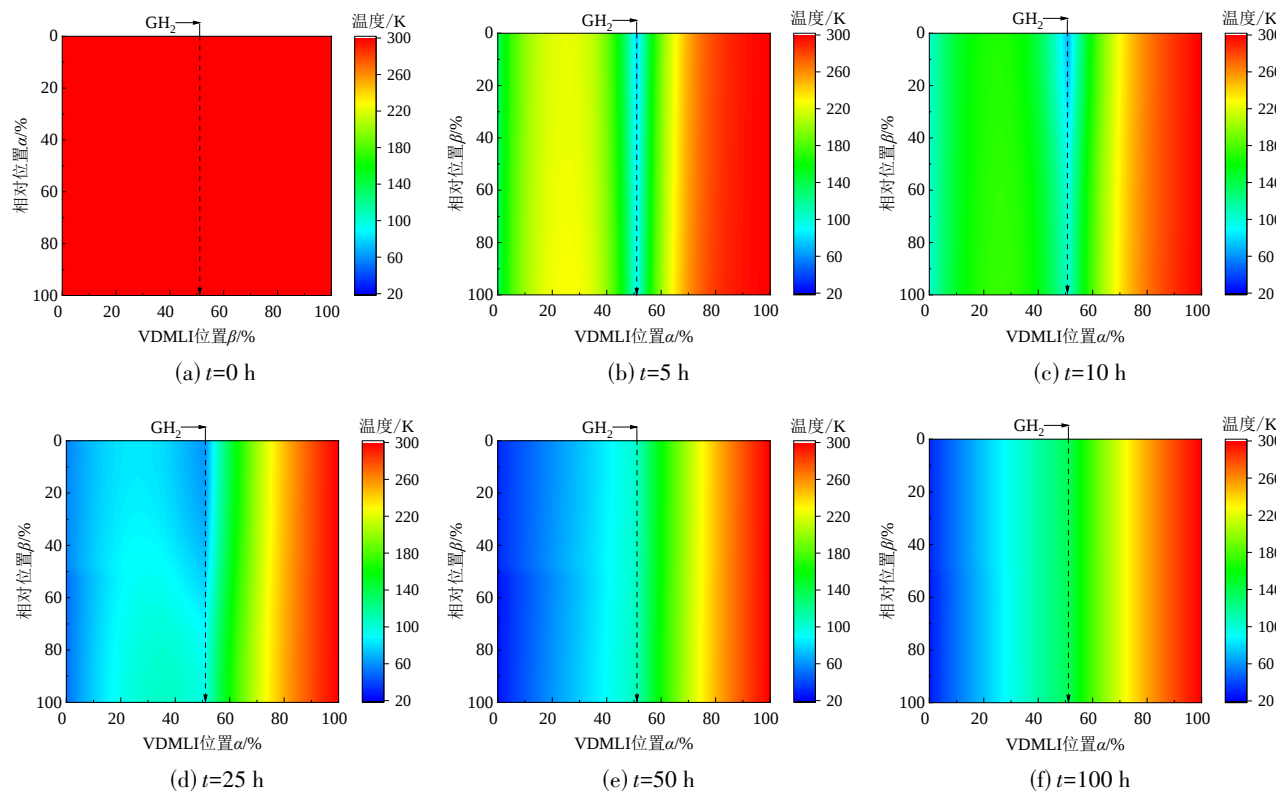


图 12 初始阶段绝热结构温度场变化

Fig. 12 Temperature variations of the insulation structures during the initial stage

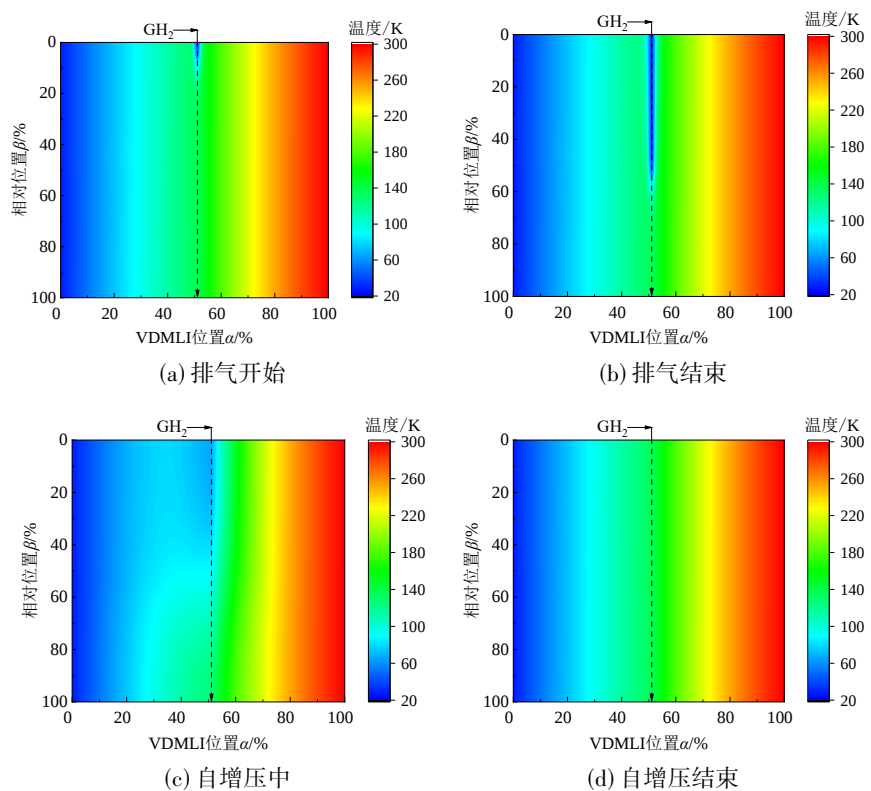


图 13 热平衡后间歇排气周期内绝热结构温度场变化

Fig. 13 Temperature field variations of the insulation structure during intermittent venting cycles after thermal equilibrium

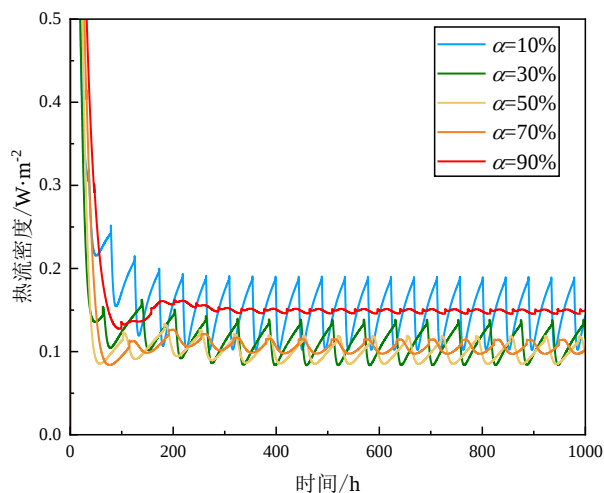


图 14 不同 VCS 位置下贮箱瞬时漏热热流密度

Fig. 14 Instantaneous heat flux of the tank under different VCS positions

于 30% 处的液氢蒸发量最低。这时仅依靠靠近内壁布置已不再占优,而适当外移 VCS 更有利于兼顾初期热容释放与后续热阻分配。对于长期任务(325 h 以上),VCS 布置在 50% 处的蒸发损失最低,这表明随着储存时间延长,VCS 对整体热阻分配的优化作用逐渐占主导。

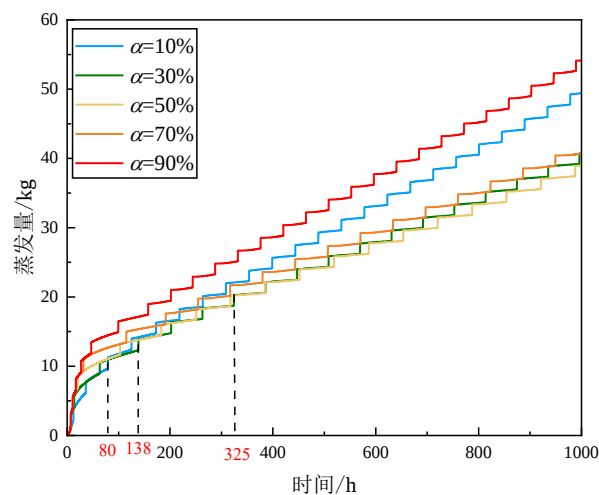


图 15 不同 VCS 位置下贮箱瞬时蒸发量

Fig. 15 Instantaneous boil-off rate of the tank under different VCS positions

为定量评价引入蒸气冷却屏(VCS)对液氢贮箱绝热性能的提升效果,定义绝热性能增益率如下:

$$\eta = 1 - \frac{q_{\text{MLI/VCS}}}{q_{\text{MLI}}} \quad (25)$$

式中, $q_{\text{MLI/VCS}}$ 为热平衡后 MLI/VCS 绝热的漏热热流密度, q_{MLI} 为热平衡后仅有 MLI 绝热的漏热热流密度。该指标越接近 1,说明 VCS 对于绝热性能提高

越显著。

为了实现液氢长期存储,需要将 VCS 布置在合适位置以实现最小的漏热量和蒸发损失。根据图 14 和图 15 可知,将 VCS 布置在 30%~70% MLI 厚度处的漏热量和蒸发量较小。图 16 分析了 VCS 位置在 30%~70% 之间的热平衡后平均漏热和绝热性能增益率。可以发现,随着 VCS 从 MLI 厚度 30% 处移动到 70% 处,漏热热流密度先减小后增大,绝热性能增益率先增大后减小。当 VCS 布置在 50% 左右时,漏热热流密度最小且绝热性能增益率最高,与文献中“VCS 最佳位置位于 MLI 中部附近”的结论总体一致^[9, 30, 34]。由图 14 可知 VCS 位置越靠近 MLI 内侧,热流密度波动幅度越大,这会导致贮箱内温度波动幅度增大,不稳定性增加。因此,权衡贮箱热稳定性和绝热结构性能,以相对于最小漏热热流偏差 1% 为边界,VCS 最佳布置位置区间为 MLI 厚度的 50%~60% 处,漏热热流密度为 0.099 W/m² 左右,绝热效率约为 65%。

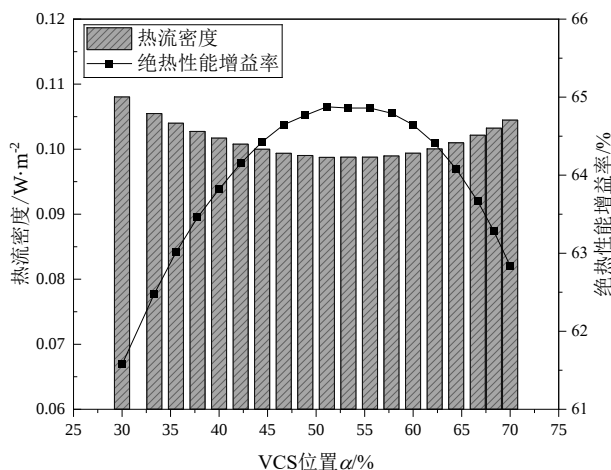


图 16 热平衡后平均漏热和绝热性能增益率随 VCS 位置的变化

Fig. 16 Variation of average heat leak and insulation performance gain rate with VCS position after thermal equilibrium

4 结论

本文针对液氢贮箱建立了 MLI/VCS 复合绝热结构二维瞬态模型,考虑了蒸气冷却屏内部热传导,研究了贮箱瞬态传热特性和温度场演变规律,讨论了 VCS 位置对传热特性和绝热性能的影响,主要结论如下:

(1) 二维模型揭示了 VCS 沿程温度分布及动态

传热过程,相较而言,一维模型高估了VCS平均温度,导致其计算的漏热量偏高。

(2)VCS耦合MLI绝热贮箱经过约400小时达到热平衡,在非稳态过程中,复合绝热结构温度场的低温区从贮箱壁面和VCS处逐渐向四周扩散。

(3)达到热平衡后,贮箱排气时绝热结构温度场呈现二维分布,而自增压结束时绝热结构的温度场趋近一维分布。

(4)VCS越靠近贮箱,漏热热流密度波动越剧烈,综合考虑贮箱热稳定性和绝热结构性能,推荐将VCS布置在MLI厚度的50%~60%处,漏热热流密度为 0.099 W/m^2 左右,绝热效率约为65%。

符 号 说 明

A	——面积, m^2
C	——热容, J/K
c_p	——比定压热容, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
d	——直径, m
h	——比焓, J/kg
K	——经验常数
l	——长度, m
M	——总节点数
m	——质量, kg
N	——总层数
p	——压力, Pa
q	——热流密度, W/m^2
Q	——传热量, W
R	——热阻, K/W
t	——时间, s
T	——温度, K
u	——比内能, J/kg
V	——体积, m^3
α	——换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$
λ	——导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$
ρ	——密度, kg/m^3

上角标和下角标

evap	——蒸发
i	——层号
j	——节点号
l	——液体
MLI	——多层绝热
s	——气液界面
sl	——界面至液体区
SOFI	——聚氨酯泡沫
v	——蒸气
VCS	——蒸气冷却屏

vs ——蒸气区至界面

wv ——蒸气区壁面

wl ——液体区壁面

无量纲数

Nu ——努塞尔数

Pr ——普朗特数

Ra ——瑞利数

参考文献

- [1] Plachta D W, Johnson W L, Feller J R. Zero boil-off system testing[J]. Cryogenics, 2016, **74**: 88–94.
- [2] 王磊, 厉彦忠, 马原, 等. 长期在轨贮存低温推进剂过冷度获取方案研究[J]. 航空动力学报, 2015, **30**(11): 2794–2802.
Wang L, Li Y Z, Ma Y, et al. Investigation on acquisition schemes of cryogenic propellant subcooling for long-term on-orbit storage [J]. Journal of Aerospace Power, 2015, **30**(11): 2794–2802.
- [3] Plachta D. Results of an advanced development zero boil-off cryogenic propellant storage test[C]//40th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. 11 July 2004 – 14 July 2004, Fort Lauderdale, Florida. Reston, Virginia: AIAA, 2004: 3837.
- [4] 徐烈, 方荣生, 马庆方. 绝热技术[M]. 北京: 国防工业出版社, 1990.
Xu L, Fang R S, Ma Q F. Thermal insulation technology[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1990.
- [5] 王鑫, 陈叔平, 朱鸣. 液氢储运技术发展现状与展望[J]. 太阳能学报, 2024, **45**(1): 500–514.
Wang X, Chen S P, Zhu M. Development status and prospect of liquid hydrogen storage and transportation technology[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2024, **45**(1): 500–514.
- [6] Hastings L, Hedayat A, Brown T M. Analytical modeling and test correlation of variable density multilayer insulation for cryogenic storage[R]. NASA Marshall Space Flight Center, 2004
- [7] Scott R B. Thermal design of large storage vessels for liquid hydrogen and helium[J]. Journal of Research of the National Bureau of Standards, 1957, **58**(6): 317.
- [8] Kim S Y, Kang B H. Thermal design analysis of a liquid hydrogen vessel[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2000, **25**(2): 133–141.
- [9] Jiang W B, Zuo Z Q, Huang Y H, et al. Coupling optimization of composite insulation and vapor-cooled shield for on-orbit cryogenic storage tank[J]. Cryogenics, 2018, **96**: 90–98.
- [10] Jiang W B, Zuo Z Q, Sun P J, et al. Thermal analysis of coupled vapor-cooling-shield insulation for liquid hydrogen-oxygen pair storage[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2022, **47** (12): 8000–8014
- [11] Shi C Y, Zhu S L, Wan C C, et al. Performance analysis of vapor-cooled shield insulation integrated with para-ortho hydrogen conversion for liquid hydrogen tanks[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2023, **48**(8): 3078–3090.
- [12] 黄奕宁, 王磊, 马原, 等. 多层材料/气冷屏传热二维模型与绝热性能[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2024, **52**(7): 119–125.
Huang Y N, Wang L, Ma Y, et al. Two-dimensional modeling and thermal insulation performance of multilayer insulation/vapor-

- cooled shield[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Nature Science Edition), 2024, **52**(7): 119–125.
- [13] 黄奕宁, 梁佳佳, 周振君, 等. 液氢箱蒸气冷却屏/仲-正转化复合结构绝热性能预测[J]. 真空与低温, 2023, **29**(5): 459–468.
Huang Y N, Liang J J, Zhou Z J, et al. Thermal insulation performance prediction of integrated composite insulation combining VCS with para-orthohydrogen conversion for liquid hydrogen tank[J]. Vacuum and Cryogenics, 2023, **29**(5): 459–468.
- [14] Jiang W B, Sun P J, Li P, et al. Transient thermal behavior of multi-layer insulation coupled with vapor cooled shield used for liquid hydrogen storage tank[J]. Energy, 2021, **231**: 120859.
- [15] 蒋文兵, 胡聪, 孙培杰, 等. 蓄冷能力对液氢贮箱蒸气冷却屏瞬态特性的影响[J]. 工程热物理学报, 2023, **44**(5): 1161–1168.
Jiang W B, Hu C, Sun P J, et al. Effect of cooling storage capacity on the transient characteristics of the vapor cooled shield for liquid hydrogen storage tank[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2023, **44**(5): 1161–1168.
- [16] Yang Y L, Jiang W B, Huang Y H. Experiment on transient thermodynamic behavior of a cryogenic storage tank protected by a composite insulation structure[J]. Energy, 2023, **270**: 126929.
- [17] 李科, 朱顺, 文键. 集成氢仲正催化转化的蒸气冷却屏对液氢储罐自增压的影响[J]. 西安交通大学学报, 2025, **59**(7): 170–181.
Li K, Zhu S, Wen J. Effects of vapor-cooled shields integrated with para-ortho hydrogen catalytic conversion on self-pressurization of liquid hydrogen storage tanks[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2025, **59**(7): 170–181.
- [18] 李科, 文键, 忻碧平. 耦合蒸气冷却屏的真空多层绝热结构对液氢储罐自增压过程的影响机制研究[J]. 化工学报, 2023, **74**(9): 3786–3796.
Li K, Wen J, Xin B P. Study on influence mechanism of vacuum multi-layer insulation coupled with vapor-cooled shield on self-pressurization process of liquid hydrogen storage tank[J]. CIESC Journal, 2023, **74**(9): 3786–3796.
- [19] Li K, Wen J, Xin B P, et al. Transient-state modeling and thermodynamic analysis of self-pressurization liquid hydrogen tank considering effect of vacuum multi-layer insulation coupled with vapor-cooled shield[J]. Energy, 2024, **286**: 129450.
- [20] Liang J J, Li C, Ma Y, et al. Study on transient thermal performance of coupled vapor-cooled shield insulation for liquid hydrogen tank during the on-orbit period[J]. Applied Thermal Engineering, 2025, **266**: 125665.
- [21] Martin J, Hastings L. Large-scale liquid hydrogen testing of variable density multilayer insulation with a foam substrate[R]. NASA Marshall Space Flight Center, 2001
- [22] Mills A F. Heat transfer[M]. Homewood: Richard D. Irwin, 1992.
- [23] Rohsenow W M, Hartnett J P, Cho Y I. Handbook of Heat Transfer [M]. 3rd ed. New York: McGraw-Hill, 1998.
- [24] Wang H R, Wang B, Pan Q W, et al. Modeling and thermodynamic analysis of thermal performance in self-pressurized liquid hydrogen tanks[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2022, **47**(71): 30530–30545.
- [25] Ho C Y, Ackerman M W, Wu K Y, et al. Thermal conductivity of ten selected binary alloy systems[J]. Journal of Physical and Chemical Reference Data, 1978, **7**(3): 959–1178.
- [26] Zhang D, Han X Q, Wang H H, et al. Experimental study on transient heat/mass transfer characteristics during static flash of aqueous NaCl solution[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, **152**: 119543.
- [27] 朱贤, 冀勇夫, 张建可, 等. 聚氨酯硬泡沫塑料的低温比热[J]. 低温物理, 1984, (03): 226–233.
Zhu X, Ji Y F, Zhang J K, et al. The specific heat of PU rigid foam at low temperature [J]. Acta physica temperature humilis sinica, 03 (1984) 226–33.
- [28] Giauque W F, Meads P F. The heat capacities and entropies of aluminum and copper from 15 to 300° K[J]. Journal of the American Chemical Society, 1941, **63**(7): 1897–1901.
- [29] Tseng C J, Yamaguchi M, Ohmori T. Thermal conductivity of polyurethane foams from room temperature to 20 K[J]. Cryogenics, 1997, **37**(6): 305–312.
- [30] Leng Y K, Zhang S Q, Wang X Y, et al. Comparative study on thermodynamic performance of liquid hydrogen storage insulation system incorporating vapor-cooled shield with para - ortho hydrogen conversion by one-dimensional and quasi-two-dimensional model[J]. Energy Conversion and Management, 2024, **321**: 119068.
- [31] Welty J R. Engineering heat transfer[M]. New York: John Wiley and Sons, 1974.
- [32] Hastings L J, Flachbart R H, Martin J J, et al. Spray bar zero-gravity vent system for on-orbit liquid hydrogen storage[R]. Huntsville: NASA Marshall Space Flight Center, 2003.
- [33] Johnson W L. Thermal performance of cryogenic multilayer insulation at various layer spacings[D]. Orlando: University of Central Florida, 2010.
- [34] 梁佳佳, 李翠, 马原, 等. 在轨环境液氢贮箱高效复合绝热方案性能研究[J]. 化工学报, 2024, **75**(12): 4749–4760.
Liang J J, Li C, Ma Y, et al. Research on the performance of high-efficiency composite insulation scheme for liquid hydrogen tank in orbit environment[J]. CIESC Journal, 2024, **75**(12): 4749–4760.