第 53 卷第 9 期
2025 年 9 月

同济大学学报(自然科学版)
JOURNAL OF TONGJI UNIVERSITY(NATURAL SCIENCE)

Vol. 53 No. 9
Sep. 2025

文章编号：0253-374X(2025)09-1462-09　　**DOI**：10. 11908/j. issn. 0253-374x. 24093

空气冷凝影响下的超临界氢传热特性

薛明喆[1]，刘家宁[1]，杨靖丞[1]，吴　昊[1]，朱绍伟[2]，张存满[1]
（1. 同济大学 汽车学院，上海 201804；2. 同济大学 机械与能源工程学院，上海 201804）

摘要：采用数值模拟方法，利用Fluent软件和用户自定义函数(UDF)对内外流体及管壁的耦合二维传热过程建模并仿真。以理论计算得到的出口温度和传热系数结果作为参考，通过计算流体力学仿真计算方法，探究在管外存在空气液化现象的场景下，超临界氢在不同入口状态及不同外界空气域时的传热特性。结果显示，在空气液化现象为主导的液氢温度段(50～70 K)，外界空气温度对整体传热效果的影响可忽略不计，即使空气流速达到8 m·s^{-1}时，对总换热系数的提升也仅为20%；采用强制对流提高空气流速，改变环境温度和入口端流量，都不能显著提升该温度段的总传热系数，该温度段的总传热系数主要受蒸汽液化传热系数的影响，即低温流体温度的影响占主导。

关键词：高压超临界氢；空气冷凝；流固耦合传热；数值模拟
中图分类号：TK91　　**文献标志码**：A

Heat Transfer Characteristics of Supercritical Hydrogen Affected by Air Condensation

XUE Mingzhe[1], *LIU Jianing*[1], *YANG Jingcheng*[1], *WU Hao*[1], *ZHU Shaowei*[2], *ZHANG Cunman*[1]
(1. School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: A numerical simulation method with ANSYS Fluent software and user-defined function (UDF) was employed to model and simulate the coupled two-dimensional heat transfer process involving internal/external fluids and the pipe wall. Taking theoretically calculated outlet temperatures and heat transfer coefficients as benchmarks, through the computational fluid dynamics (CFD) investigation, the heat transfer characteristics of supercritical hydrogen in different inlet states and surrounding air domains were explored under the condition of external air liquefaction. It is shown that within the liquid hydrogen temperature range dominated by the air liquefaction (50 to 70 K), the temperature of the external air has a negligible impact on the overall heat transfer effectiveness. Even when the air velocity reaches 8 m·s^{-1}, the enhancement in the overall heat transfer coefficient is only approximately 20%. Neither forcing convection to increase air velocity, altering the ambient temperature, nor modifying the inlet mass flow rate can significantly improve the overall heat transfer coefficient within the temperature range. Instead, the coefficient is predominantly governed by the heat transfer coefficient associated with air liquefaction, meaning that the temperature of the cryogenic fluid is the dominant influencing factor.

Keywords: high-pressure supercritical hydrogen; air condensation; fluid-solid coupling heat transfer; numerical simulation

氢作为一种可再生、高能量密度的清洁能源，具有广阔的应用前景。相较于气氢，液氢以密度高、存储压力低的特点，更适合于氢的储存和运输。目前，液氢在氢的储存和运输领域已经有所应用，但在氢的使用端仍以高压气态氢在储氢瓶中储存。因此，在液氢加氢站的设计上，液氢需要经历增压、气化2个阶段，从低压低温变成高压常温状态。与先气化后增压的设计相比，先增压后气化的流程设计可使液氢先达到超临界状态，从而大幅减小增压能耗，并避免在气化过程中出现气液相变的剧烈变化，保证设备的平稳运行。

从储罐流出的液氢通过液氢泵升压至45或90 MPa，温度也会有一定程度升高，一般认为，液氢泵出口温度大约在50 K(－223℃)左右，此时液氢处于超临界态，各项物性参数连续变化。通过

收稿日期：2024-03-25
基金项目：国家重点研发计划(2022YFB4002800)
第一作者：薛明喆，副教授，理学博士，主要研究方向为氢能技术。
E-mail：mzxue@tongji. edu. cn

论文拓展介绍

REFPROP 软件查询可知，空气的液化温度为 78.931～81.751 K，因此超临界氢的气化管路存在管路外空气液化冷凝现象[1]。在常见的液化天然气（LNG）气化站，LNG 的温度为 111.65 K，尚未达到空气液化温度（约 80 K），不会出现管外空气液化现象，空温式气化器常设计为翅片管形式，而液氢加氢站需要对该升温段管路进行特殊设计，即采用单一不锈钢（316L 材质）的光管形式与外界进行热交换。

目前，对于常见的空温式气化器管外空气相变现象的研究多集中于结霜问题，即：在空气中含水蒸气的情况下，翅片管传热特性受结霜现象的影响。翅片管运行时壁面温度常低于 0 ℃，当空气含水蒸气时，霜层会逐渐积聚，从而影响气化器的传热效率。罗东林[2]通过调节翅片管表面温度、环境温度、吹风速度等设计了冷雾处理系统，减轻霜层带来的传热恶化。陈叔平等[3-4]采用扩散限制凝聚（diffusion-limited aggregation，DLA）模型在 Matlab 平台上模拟了翅片管表面霜晶生长。结果表明，深冷表面比常规冷表面产生更复杂的霜层结构。李澜等[5]通过 Matlab 模拟了结霜工况下 LNG 气化器的传热系数，发现霜层热阻对空气侧传热系数影响显著。刘珊珊[6]分析了环境温度、湿度等对霜层热阻的影响，指出霜层热阻达到最大值时的空气温度范围，并强调霜层对传热系数的降幅可达 90%。Lee 等[7]建立了霜层成长预测模型，可以模拟霜层厚度随管道长度的变化，为气化器设计提供参考。Lisowski 等[8]研究了翅片数目对结霜后传热的影响。结果显示，结霜后翅片数目对传热影响较小。Kuang 等[9]通过数值模型预测了空温式气化器的结霜行为，过大的流速会导致传热系数恶化。Liu 等[10]对空温式气化器进行动态传热分析，并通过商业化的空温式气化器进行实验验证。结果显示，存在使管外霜层热阻最大的空气温度范围和湿度值，需要在真实工程设计中避免出现该情况。Lee 等[11]基于数值模型研究了环境温度、湿度和风速对气化器传热和结霜的影响。结果显示，环境温度、湿度和风速会对霜层的产生和气化器的换热有显著影响，在气化器选址时应当加以考虑。Ren 等[12]评估了不同环境条件对翅片管传热性能的影响，发现结霜主要集中在管内液体沸腾段。Liu 等[13]通过三维仿真的计算结果对换热公式进行系数拟合，提高 LNG 气化过程数值计算的准确性。Byun 等[14]建立了一个可以同时预测结霜和冷雾产生的模型，并以液氮为工作流体，对平板结霜进行实验测试。数值模型可以很好地预测霜层，但只能定性预测冷雾，冷雾的产生主要受霜层温度的影响。Jadav 等[15-16]提出了可逆流气化器概念，通过反向流动管内流体蒸发降低气化器成本，并由数值计算验证了该设计的有效性。以上对于翅片管式气化器管外空气现象的研究，仅揭示了低温流体（液化天然气/液氮）所引发的外界水蒸气结霜现象。常见低温流体的液化温度都高于空气液化温度（80 K），不会引发空气本身的液化现象，而液氢的液化温度（20.37 K）显著低于空气液化温度，对于空气液化现象如何影响低温流体（液氢）的换热，有必要进行相关研究。

此外，针对液化现象的研究多聚焦于常温或高温蒸汽遇到冷源的冷凝现象，缺少对管内流体导致的空气冷凝现象的探讨。夏长伦等[17]采用 Fluent 软件模拟了竖直平板上蒸汽冷凝的传热特性。刘振宇等[18]对饱和蒸汽冷凝进行仿真分析，观察液膜厚度随高度的变化情况。卢雅聪[19]研究了竖直管外蒸汽冷凝传热过程，并对经典 Nusselt 公式进行修正。Zhou 等[20]通过计算流体力学（computational fluid dynamics，CFD）分析了不同管道曲率和倾角对冷凝性能的影响。Vyskocil 等[21]建立了冷凝模型，验证了 CFD 模拟的准确性。Patel 等[22]通过 CFD 模拟了湿空气中水蒸气的冷凝过程，在较高水蒸气质量分数下冷凝现象更为显著。Liu 等[23]结合 Fluent 软件研究了六管束通道中的冷凝换热特性。Phan 等[24]对垂直管内空气–蒸汽混合物冷凝流动进行模拟，分析温度和物质质量分数的径向分布。Minko 等[25]通过二维模型研究了蒸汽–空气混合物在管束中的冷凝现象。目前，蒸汽液化现象研究多集中于常温和高温状态下的蒸汽冷凝现象，主要研究对象为水蒸气，常用的研究方式是理论推导和 CFD 仿真计算，缺乏对极低温环境（50 K）下空气本身产生的液化现象的探究，而对于液氢气化这一过程，研究 50～80 K 的温度区间内空气遇极低温气化管路外壁而产生的冷凝现象极具实用价值。

在液氢气化管路中，液氢处于 45 MPa 高压下，属于超临界态，不存在明显的气液态临界点，液氢与气氢的各项物性参数连续变化且差距明显。为满足液氢加氢站液氢气化管路这一工业设计需求，将管内低温超临界氢、管壁与管外空气耦合传热现象进行 CFD 计算，探究空气冷凝下超临界氢在管路中的换热情况，分析不同管路参数和环境参数对换热效果和传热系数的影响。

1 超临界氢传热计算的理论基础

1.1 基础守恒公式

连续性方程为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho \boldsymbol{v})=0 \tag{1}$$

式中:ρ为密度;t为时间;∇为梯度;$\boldsymbol{v}$为速度矢量。

动量方程为

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho u\boldsymbol{v})=-\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x}+\frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y}+\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z}+\rho f_x \tag{2}$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho v\boldsymbol{v})=-\frac{\partial p}{\partial y}+\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x}+\frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y}+\frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z}+\rho f_y \tag{3}$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho w\boldsymbol{v})=-\frac{\partial p}{\partial z}+\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x}+\frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y}+\frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z}+\rho f_z \tag{4}$$

式(2)~(4)中:u为x方向速度标量;v为y方向速度标量;w为z方向速度标量;p为压力;f_x为体积力在x方向分量;f_y为体积力在y方向分量;f_z为体积力在z方向分量;τ_{xx}为x方向正应力;τ_{yy}为y方向正应力;τ_{zz}为z方向正应力;τ_{xy}为x-y平面切应力;τ_{yz}为y-z平面切应力;τ_{xz}为x-z平面切应力。

能量方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}\left[\rho\left(e+\frac{v^2}{2}\right)\right]=\rho\dot{q}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial z}\right)-\frac{\partial(up)}{\partial x}-\frac{\partial(vp)}{\partial y}-\frac{\partial(wp)}{\partial z}+\frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x}+\frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y}+\frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z}+\frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x}+\frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y}+\frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z}+\frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x}+\frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y}+\frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z}+\rho\boldsymbol{f}\boldsymbol{v} \tag{5}$$

式中:e为单位质量内能;$\dot{q}$为控制体表面热通量;λ为热导率;T为温度;$\boldsymbol{f}$为体积力矢量。

流体体积法相守恒方程为

$$\frac{1}{\rho_q}\left[\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q\rho_q+\nabla\cdot(\alpha_q\rho_q\boldsymbol{v}_q)=S_{\alpha_q}+(\dot{m}_{pq}-\dot{m}_{qp})\right] \tag{6}$$

式中:ρ_q为第q相密度;α_q为第q相体积分数;S_{α_q}为质量源项;$\dot{m}_{pq}$是第p相向第q相的质量流量;$\dot{m}_{qp}$为第q相向第p相的质量流量;$\boldsymbol{v}_q$为第q相速度矢量。表面张力计算式为

$$F_{\mathrm{vol}}=2\sigma_{\mathrm{gl}}\frac{\rho k_{\mathrm{g}}\nabla\alpha_{\mathrm{g}}}{\rho_{\mathrm{g}}+\rho_{\mathrm{l}}} \tag{7}$$

式中:σ_{gl}为气液表面张力;k_{g}为气态曲率;ρ_{l}为液相密度;ρ_{g}为气相密度;α_{g}为气相体积分数。壁面黏附计算式为

$$\boldsymbol{n}=\boldsymbol{n}_{\mathrm{w}}\cos\theta_{\mathrm{w}}+\boldsymbol{t}_{\mathrm{w}}\sin\theta_{\mathrm{w}} \tag{8}$$

式中:$\boldsymbol{n}_{\mathrm{w}}$为垂直于壁面的单元向量;$\boldsymbol{t}_{\mathrm{w}}$为垂直于切向的单元向量;$\theta_{\mathrm{w}}$为壁面接触角。质量传输方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_{\mathrm{g}}\rho_{\mathrm{g}})+\nabla\cdot(\alpha_{\mathrm{g}}\rho_{\mathrm{g}}\boldsymbol{v}_{\mathrm{g}})=\dot{m}_{\mathrm{lg}}-\dot{m}_{\mathrm{gl}} \tag{9}$$

当液相温度大于沸腾温度时,$\dot{m}_{\mathrm{lg}}$计算式为

$$\dot{m}_{\mathrm{lg}}=r\alpha_{\mathrm{l}}\rho_{\mathrm{l}}\frac{T_{\mathrm{l}}-T_{\mathrm{vap}}}{T_{\mathrm{l}}} \tag{10}$$

当气相温度小于冷凝温度时,$\dot{m}_{\mathrm{gl}}$计算式为

$$\dot{m}_{\mathrm{gl}}=r\alpha_{\mathrm{g}}\rho_{\mathrm{g}}\frac{T_{\mathrm{con}}-T_{\mathrm{g}}}{T_{\mathrm{g}}} \tag{11}$$

式(9)~(10)中:r为相变系数;T_{vap}为蒸发温度;T_{con}为冷凝温度;T_{l}为液相温度;T_{g}为气相温度。相变系数r根据不同物质需要进行调整。该LEE模型以用户自定义函数(UDF)形式添加到仿真计算中。

1.2 模型假设

在实际运行过程中,管内液态氢通过管壁与外界空气换热,属于流固耦合传热问题。该流固耦合传热过程包括管外空气透过液化空气液膜将热量传递给壁面、外壁面到管道内壁间的热传导以及管内液态氢接受管壁处传来的热量而升温3个部分。由于存在2个耦合传热过程,且热边界条件十分复杂,因此对传热过程作出如下假设:

(1)将空气视为单一物质干空气,相变温度固定为80 K,且外界来流温度保持恒定。

(2)316L材料物性参数不随温度变化,且各向同性。

(3)管道在流体进/出口端不与外界换热,两面为绝热壁面。

(4)所研究的过程处于稳定换热状态,不随时间变化。

1.3 物性参数

超临界氢在整个气化过程中均处于超临界状态,整个气化过程没有相变,流体不会出现各项物性参数的突变。与之相对应的是,该流体各项物性参数在温度升高至室温的过程中出现明显的连续变化。因此,不能将内部流体视为物性不变的物质,而应将其各项物性参数进行拟合并代入仿真模型中。拟合数据来自美国国家标准与技术研究所(NIST)发布的REFPROP 9.0物性数据库软件。45 MPa超

临界氢随温度升高，各项物性参数拟合公式为：

$$\rho=-7.11e^{-9}T^4+2.89e^{-6}T^3+6.74e^{-4}T^2-5.30e^{-1}T+1.06e^2 \quad (12)$$

$$c_p=1.91e^{-12}T^7-2.52e^{-9}T^6+1.39e^{-6}T^5-4.18e^{-4}T^4+7.37e^{-2}T^3-7.82T^2+4.94e^2T+1.55e^3 \quad (13)$$

$$\lambda=-1.06e^{-10}T^4+6.75e^{-8}T^3-1.24e^{-5}T^2+5.99e^{-4}T+1.92e^{-1} \quad (14)$$

$$\mu=-6.64e^{-21}T^7+8.82e^{-18}T^6-4.92e^{-15}T^5+1.50e^{-12}T^4-2.71e^{-10}T^3+2.96e^{-8}T^2-1.86e^{-6}T+6.19e^{-5} \quad (15)$$

式中：c_p为定压比热容；μ为动力黏度。

2　计算流体力学模型设置

2.1　计算模型

出于对称性及减少计算量的考虑，采用竖直管道的二维轴对称模型（见图1）。材质为316L不锈钢，管道内径为11.13 mm，管壁厚度为3.96 mm，外径为19.05 mm，长度为2 000 mm，导热系数为15.1 W·(m·K)$^{-1}$。空气域设为管外20.5 mm宽度。

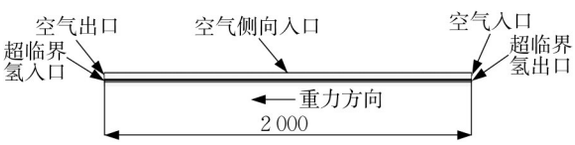

图1　二维轴对称模型示意（单位：mm）

Fig.1　Schematic diagram of two-dimensional axial symmetry model

2.2　网格划分

采用ICEM软件对计算模型进行结构化网格划分，在内外流体靠近管壁处划分边界层。具体网格划分见图2（方向同图1）。

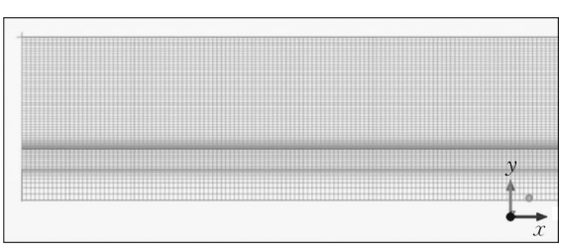

图2　网格划分

Fig.2　Grid division

2.3　计算条件设置

2.3.1　边界条件

模型以x轴负方向为重力方向，重力加速度为9.8 m·s^{-2}。空气入口设置为压力入口/速度入口，入口温度300 K，空气体积分数1；空气侧向入口设置为压力入口；空气出口设置为压力出口，超临界氢入口设置为质量流量入口，质量流量为0.023 6 kg·s^{-1}，压力为45 MPa；超临界氢出口设置为压力出口。空气与管壁以及超临界氢与管壁均设置为interface面，热边界条件为耦合，对称轴设置为axis。

2.3.2　计算设置

仿真采用流体体积法（VOF）模型，包括液化空气、空气和超临界氢三相流体。湍流模型采用SSTk-w模型，在空气计算域中加载能量和质量源项。在求解方法上，采用couple算法，压力采用PRESTO算法，动量、能量、湍流动能方程均为二阶迎风格式，体积分数为compressive。各项残差设置为10^{-5}，能量残差设置为10^{-6}。当计算残差达到残差设定值，或所检测物理量（超临界氢出口温度）趋于稳定，或进出口质量通量差值接近于零时，判断计算收敛。

2.4　网格无关性验证

采用网格数为85 000、170 000、200 000、250 000的模型进行计算。如表1所示，在网格数170 000后计算结果波动不大，后续采用网格数170 000进行仿真计算。

表1　网格无关性验证

Tab.1　Grid independence verification

网格数	出口温度/K
85 000	58.8
170 000	57.8
200 000	57.7
250 000	57.7

2.5　参数无关性验证

2.5.1　相变系数r无关性验证

LEE模型中涉及相变系数r，采用UDF加载模型时，对其数值无关性进行验证，如图3所示。对系数r=0.1、1、10、100、1 000、3 000、6 000、10 000进行仿真计算，将出口温度作为计算结果。在r=3 000后计算结果变化趋于平缓，结合收敛性考虑，采用r=6 000作为LEE模型相变系数。

2.5.2　壁面接触角无关性验证

将壁面接触角设置为30°、45°、60°、75°、90°。如图4所示，当壁面接触角为45°及以上时，计算结果无变化；当壁面接触角为30°时，计算结果有轻微升高。综合考虑采用90°壁面接触角进行计算。

3　结果分析

为验证计算结果的准确性，以入口温度50 K、入口

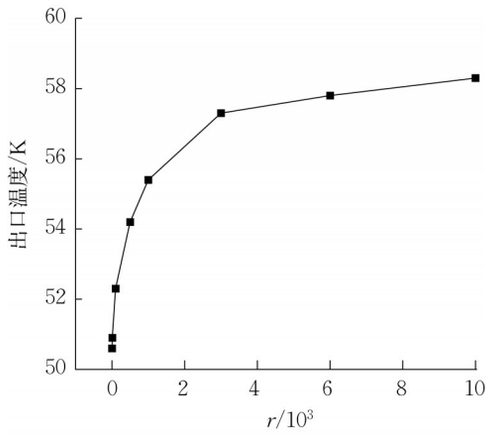

图3 出口温度随相变系数r的变化

Fig.3 Variation of outlet temperature with phase transition coefficient r

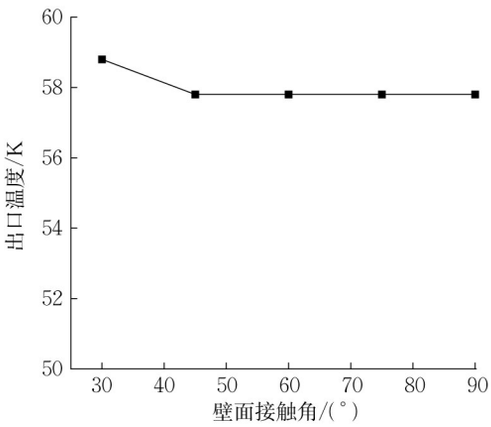

图4 出口温度随壁面接触角的变化

Fig.4 Variation of outlet temperature with contact angle

质量流量0.023 6 kg·s^{-1}、空气温度300 K、自然对流条件下的计算结果为计算参考,在CFD-post软件中提取超临界氢在管道中心处温度、在壁面处温度、管道内壁面热流密度、管道外壁面温度4个物理量,对管内超临界氢传热系数、管壁导热系数及管外空气传热系数进行计算,并与理论值进行对比。如表2所示,仿真结果与理论计算值基本符合,仿真结果可靠。

表2 管内外传热系数及管壁导热系数仿真结果与理论计算值对比

Tab.2 Comparison between simulation results and theoretical calculation values of heat transfer coefficient inside and outside the pipe and thermal conductivity coefficient of the pipe wall

系数	仿真结果	理论计算值
管内传热系数(W·(m^2·K)$^{-1}$)	5 288.77	5 704.78
管壁导热系数(W·(m·K)$^{-1}$)	15.60	15.10
管外传热系数(W·(m^2·K)$^{-1}$)	100.37	99.75

3.1 入口温度

为对比超临界氢运输管道在内部流体低于空气液化温度和高于空气液化温度2种情形下的不同传热表现,设定超临界氢入口温度为50、60、65、70、75、85、90 K,液氢入口质量流量为0.023 6 kg·s^{-1}(85 kg·h^{-1}),外界空气自然对流,温度为300 K,计算结果如图5所示。

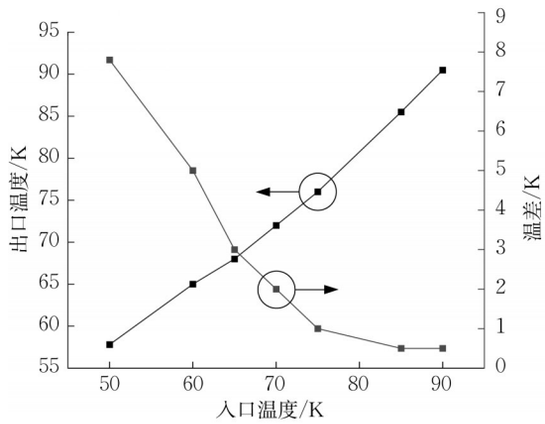

图5 不同液氢入口温度条件下出口温度及出入口温差

Fig.5 Outlet temperature and temperature difference between inlet and outlet under different liquid hydrogen inlet temperatures

从图5可以看出,随着入口温度升高,管内超临界氢温度越接近于空气的液化温度(80 K),出入口温差有明显缩小的趋势。在入口温度达到75 K后,入口温度为75~80 K时(存在空气液化现象),出入口温差与入口温度为80 K以上(仅存在对流传热)时的结果接近。可见,在入口温度达到75 K后,空气液化产生的传热强化效果已经微弱,整个传热过程更接近于没有空气液化现象的空气对流传热过程。

从图6可以看到:入口温度为50 K时,总传热系数可高达70 W·(m^2·K)$^{-1}$;随着入口温度的升高,总传热系数急剧下降,愈发接近管外仅有空气对流换热现象时的传热系数(6 W·(m^2·K)$^{-1}$)。因此,空气液化带来的传热强化,在入口温度70 K以下时可以得到有效利用。当超临界氢入口温度达到70 K后,虽然还未达到空气液化温度(80 K),但是空气液化对传热的影响已不明显,空气对流传热逐渐占据主导地位。此时,在管外加装翅片管,通过增大换热面积的方式使管内超临界氢快速升温。

以壁温50 K为计算条件,传热学的基础竖壁膜状冷凝计算式为

$$K=0.943\left[\frac{\Delta hg\lambda_l^3\rho_l^2}{\mu_l(T_{sat}-T_w)L}\right]^{\frac{1}{4}} \tag{16}$$

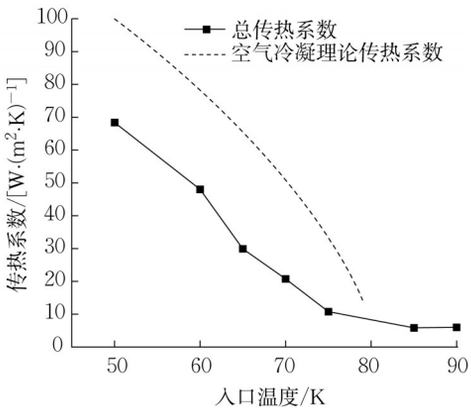

图6　空气冷凝的总传热系数和理论传热系数随入口温度的变化

Fig.6　Variation of overall heat transfer coefficient and theoretical heat transfer coefficient of air condensation with inlet temperature

式中:K为传热系数;Δh为汽化潜热;g为重力加速度;λ_l为液相导热系数;μ_l为液相动力黏度;T_{sat}为相变温度;T_w为壁面温度;L为特征长度。由式(16)计算得到壁面的空气液化传热系数为787.28 W·(m²·K)⁻¹。此数值与仿真得到的总传热系数有数量级的差距。LEE等提出的过热蒸汽复合冷凝系数计算式为[7]

$$\alpha_{sup}(T_b - T_w) = K_{fc}(T_b - T_{sat}) + K_{sat}(T_{sat} - T_w) \tag{17}$$

式中:α_{sup}为过热蒸汽复合冷凝系数;T_b为大气环境温度;K_{fc}为对流传热系数;K_{sat}为相变传热系数。将膜状冷凝传热与过热蒸汽传热结合,计算出总传热系数为99.75 W·(m²·K)⁻¹。由图6可以看出,总传热系数和空气冷凝理论传热系数的变化趋势是相同的,且两者的差距几乎不变。因此,可以将空气冷凝计算式作为管路设计的参考之一,但需要将理论计算结果乘以系数(约0.7)进行折算以贴近真实情形。

3.2　外界空气流速

在超临界氢入口温度50 K、外界空气温度300 K条件下,对空气自然对流(压力入口,风速视为0 m·s⁻¹)及强制对流风速(1~8 m·s⁻¹,竖直向下)情形进行仿真分析。从图7可以看出,随着风速的增大,出口温度呈上升趋势。采用强制对流提高外界空气流速的手段,对出口温度的提升并不明显,且外界空气流速较低(1~2 m·s⁻¹)时,与自然对流相比,出口温度有所下降,由此也验证了整体传热由空气液化放热主导而不是空气对流传热主导。

从图8可以看出,传热系数与出口温度的变化规律一致,在低外界空气流速的情形下传热系数有小幅下降,总体呈现随外界空气流速增大而升高的趋势,但并不明显。与空气自然对流条件下的传热相比,即使强制对流达到8 m·s⁻¹,其对总传热系数的提升率仅有20%。因此,在空气液化段不必采取风扇强制对流的手段来提高传热效率。

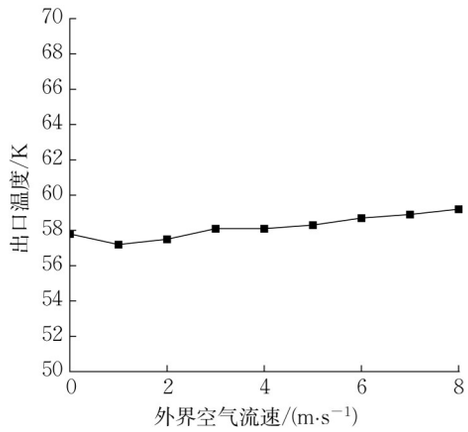

图7　出口温度随外界空气流速的变化

Fig.7　Variation of outlet temperature with the flow rate of outside air

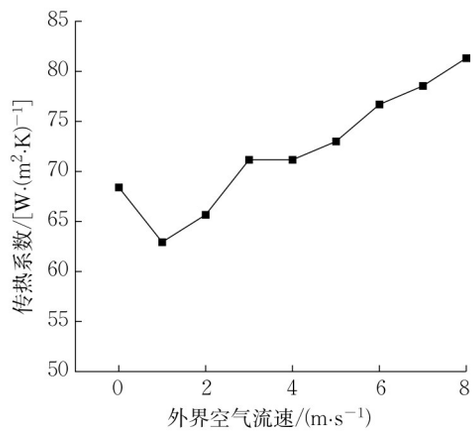

图8　传热系数随外界空气流速的变化

Fig.8　Variation of heat transfer coefficient with the flow rate of outside air

3.3　外界温度

在超临界氢入口温度50 K、空气自然对流条件下,对环境温度273、283、293、300 K的情形进行仿真分析。

从图9、10可以看出,随着环境温度的升高,超临界氢出口温度和传热系数都有升高的趋势,但并不明显。可见,在空气液化现象明显的情形下,管路的传热效率受外界空气条件的影响不大。

3.4　入口质量流量

以超临界氢入口温度50 K、空气自然对流、环境温度300 K条件下,对入口质量流量0.011 8、0.017 7、0.023 6、0.035 4、0.047 2 kg·s⁻¹(分别对应

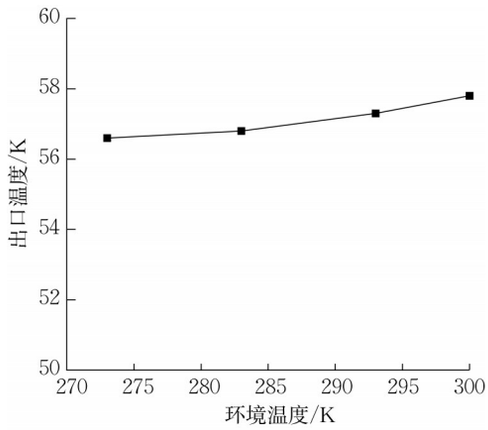

图9 出口温度随环境温度的变化

Fig.9 Variation of outlet temperature with environment temperature

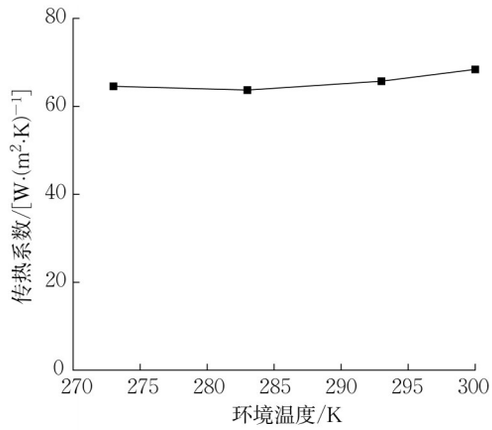

图10 传热系数随环境温度的变化

Fig.10 Variation of heat transfer coefficient with environment temperature

42.5、64、85、127.5、170 kg·h^{-1})情形进行仿真分析，如图11、12所示。

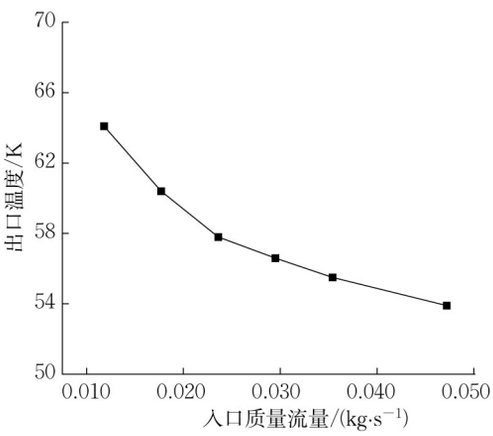

图11 出口温度随入口质量流量的变化

Fig.11 Variation of outlet temperature with inlet flow rate

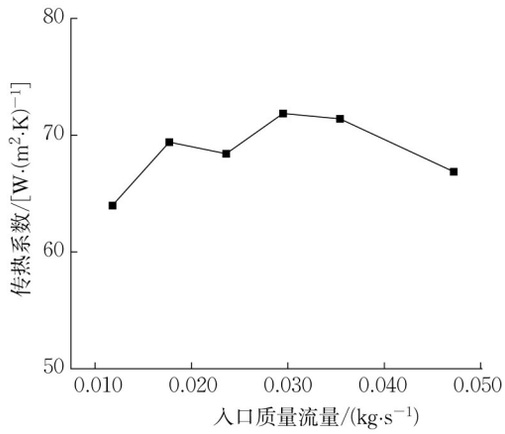

图12 传热系数随入口质量流量的变化

Fig.12 Variation of heat transfer coefficient with inlet flow rate

从图11、12可以看出，随着入口质量流量的增加，出口温度明显下降，但对于传热系数的影响不大。出口温度的明显变化主要是由流量变化带来的总传热量的改变，但对于过小或过大的入口质量流量，对应的传热系数均有轻微的下降趋势。结合曲线来看，应存在一个入口质量流量，其对应管路所能达到的最大传热系数。综上，在不同入口质量流量下，对出口温度的预测结果可以用同一个传热系数的近似值来计算，若追求较高的传热效率，则入口质量流量不宜过小或过大。

4 结论

(1)当LEE模型的相变系数r取6 000以上时，r值的变化对计算结果的影响很小，因此r取6 000较为合理。在壁面接触角<90°的情形下，壁面接触角对计算结果的影响很小，可以按默认值90°来模拟。

(2)随着超临界氢温度与空气液化温度的接近，空气液化现象对整个管路的传热影响逐渐降低，在超临界氢温度达到70 K后，总传热系数更接近于无液化现象下的情形。对于空气液化段管路长度的设计而言，光管长度的设计升温目标为70 K即可。在工业领域，液氢温度70～80 K段可近似为无空气液化现象影响，将70 K以上的气化管路改为空温式气化器，可以提高整体设计的紧凑性。

(3)在空气液化现象主导段(50～70 K)，外界空气条件对整体传热效果的影响较小，不论是强制对流提高空气流速还是改变环境温度，对传热系数的提升效果都不显著。因此，此段设计可以仅靠空气液化来完成热交换，而不必添加其他装置。

(4)同一管道长度下,超临界氢的出口温度会随着流量的增大而减小,过高或过低的流量会使总传热系数轻微降低,但总传热系数变化较小。对于管道设计而言,可以通过相同传热系数值来估算和预测管道出口温度。

作者贡献声明:

薛明喆:研究概念生成,写作指导。

刘家宁:论文初稿的撰写,初稿修改,模型的建立与设计,程序设计,数据整理与分析。

杨靖丞:协助模型建立与设计,论文的校稿与修订。

吴　昊:协助模型建立与设计。

朱绍伟:论文写作指导,初稿的修订。

张存满:研究资金支持,论文总体思路制定。

参考文献:

[1] 杨世铭, 陶文铨. 传热学 [M]. 4版. 北京:高等教育出版社, 2006.
YANG Shiming, TAO Wenquan. Heat transfer [M]. 4th ed. Beijing: Higher Education Press, 2006.

[2] 罗冬林. LNG气化器冷雾形成及处理研究 [D]. 广州: 华南理工大学, 2013.
LUO Donglin. Fog cloud formation and processing research near LNG vaporizer [D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2013.

[3] 陈叔平, 姚淑婷, 谢福寿, 等. 空温式翅片管气化器结霜模型及数值模拟 [J]. 低温与超导, 2011, 39(11): 64.
CHEN Shuping, YAO Shuting, XIE Fushou, *et al*. Frost model and numerical simulation of air heating fin tube vaporizer [J]. Cryogenics & Superconductivity, 2011, 39(11): 64.

[4] 陈叔平, 姚淑婷, 谢福寿, 等. 基于分形论的深冷翅片管气化器结霜数值模拟 [J]. 制冷学报, 2012, 33(4): 43.
CHEN Shuping, YAO Shuting, XIE Fushou, *et al*. Numerical simulationon frost of cryogenic finned-tube vaporizer based on fractal theory [J]. Journal of Refrigeration, 2012, 33(4): 43.

[5] 李澜, 焦文玲, 王海超. LNG空温式气化器换热机理及结霜工况下的换热计算 [J]. 天然气工业, 2015, 35(10): 117.
LI Lan, JIAO Wenling, WANG Haichao. Mechanism and calculation of heat transfer of LNG-AAV under frosting condition [J]. Natural Gas Industry, 2015, 35(10): 117.

[6] 刘珊珊. LNG空温式气化器传热机理及内外场耦合传热特性 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2017.
LIU Shanshan. The research on the heat transfer performance of ambient air liquefied natural gas vaporizers [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2017.

[7] LEE K B, KIM Y H, KIM H Y, *et al*. Frost growth simulation in cryogenic vertical pipe flow [J]. Advanced Materials Research, 2012, 542: 1074.

[8] LISOWSKI F, LISOWSKI E. Influence of fins number and frosting on heat transfer through longitudinal finned tubes of LNG ambient air vaporizers[J]. Energies, 2022, 15(1): 280.

[9] KUANG Y W, YI C C, WANG W. Numerical simulation of frosting behavior and its effect on a direct-contact ambient air vaporizer[J]. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2015, 27: 55.

[10] LIU S, JIAO W, REN L, *et al*. Dynamic heat transfer analysis of liquefied natural gas ambient air vaporizer under frost conditions[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 110: 999.

[11] LEE Y, PARK J, HAN C. Modeling and analysis of frost growth in pilot-scale ambient air vaporizer [J]. Industrial & Engineering Chemistry Research, 2017, 57(17): 5933.

[12] REN L, JIAO W, TIAN X, *et al*. Effect of frost layer on heat transfer of cryogenic fluid in a finned tube [J]. Cryogenics, 2020, 109: 103115.

[13] LIU S, JIAO W, REN L, *et al*. Thermal resistance analysis of cryogenic frosting and its effect on performance of LNG ambient air vaporizer[J]. Renewable Energy, 2020, 149: 917.

[14] BYUN S, JEONG H, KIM D R, *et al*. Modeling of frost growth and fog generation at ultra-low temperatures [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2021, 166: 120741.

[15] JADAV C, CHOWDHURY K. Significant reduction in size of an ambient air vaporizer by employing novel configuration of reverse flow vaporization[J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2021, 23: 100864.

[16] JADAV C, CHOWDHURY K. Minimizing weight of ambient air vaporizer by using identical and different number of fins along the length[J]. Renewable Energy, 2021, 163: 398.

[17] 夏长伦, 郭鑫, 刘琳. 竖直平板上蒸汽层流膜状冷凝换热特性的数值模拟研究 [J]. 建筑节能, 2020, 48(5): 65.
XIA Changlun, GUO Xin, LIU Lin. Numerical simulation of filmwise condensation heat transfer characteristics of steam laminar flow onvertical plate [J]. Building Energy Efficiency, 2020, 48(5): 65.

[18] 刘振宇, 吴慧英. 基于VOF模型的膜状冷凝传热分析[J]. 热科学与技术, 2014, 13(2): 126.
LIU Zhenyu, WU Huiying. Numerical study on film wise condensation heat transfer based on VOF mode [J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2014, 13(2): 126.

[19] 卢雅聪. 管外蒸汽冷凝传热过程的实验和CFD模拟[D]. 北京: 北京化工大学, 2021.
LU Yacong. Experiment and CFD simulation of steam condensation heat transfer process outside the tube [D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology, 2021.

[20] ZHOU S, LI J, YANG P, *et al*. CFD analysis of curvature and inclination effect on steam condensation in the presence of air[J]. Annals of Nuclear Energy, 2024, 196: 110244.

[21] VYSKOCIL L, SCHMID J, MACEK J. CFD simulation of air-steam flow with condensation[J]. Nuclear Engineering and Design, 2014, 279: 147.

[22] PATEL V, PATEL R, TRAPASIA N, *et al*. CFD simulation of dehumidification of air in humidification-

dehumidification based water desalination system [J]. Iranian Journal of Science and Technology: Transactions of Mechanical Engineering, 2022, 46: 449.

[23] LIU L, CHEN W, WANG C, *et al*. CFD analysis of steam condensation with air in the tubes bundle channel under natural convection conditions [J]. Annals of Nuclear Energy, 2021, 162: 108510.

[24] PHAN T H, WON S S, PARK W G. Numerical simulation of air-steam mixture condensation flows in a vertical tube [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 127: 568.

[25] MINKO K B, ARTEMOV V I, YANKOV G G, *et al*. Verification of the mathematical model of steam film condensation from a flowing steam-air mixture on a bundle made of horizontal tubes [J]. Thermal Engineering, 2019, 66 (11): 804.

(上接第1461页)

参考文献:

[1] TADAKUMA K, SUGIYAMA T, MAEDA K, *et al*. Development of full-scale wind tunnel for enhancement of vehicle aerodynamic and aero-acoustic performance [J]. SAE International Journal of Passenger Cars: Mechanical Systems, 2014, 7(2): 603.

[2] MICHELBACH A, BLUMRICH R. Upgrade of the full-scale aeroacoustic wind tunnel of Stuttgart University by FKFS [C]//Proceedings of the 15th International Stuttgarter Symposium. Berlin: Springer, 2015: 497-455.

[3] BUCKISCH R, SCHWATEKOPP B, PFISTERER J. Daimler aeroacoustic wind tunnel: 5 years of operational experience and recent improvements [R]. Detroit: SAE, 2018.

[4] HAUKE STUMPF P, ROSER T. WIEGAND B, *et al*. The new aerodynamic and aeroacoustic wind tunnel of the Porsche AG [C]// Proceedings of the 15th International Stuttgarter Symposium. Berlin: Springer, 2015: 13-20.

[5] NAGLE P, BROOKER T, BARI G, *et al*. The Ford rolling road wind tunnel facility [J]. SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility, 2023, 5(6): 2138.

[6] BEST S, BARI G, BROOKER T, *et al*. The Honda Automotive Laboratories of Ohio Wind Tunnel [R]. Detroit: SAE, 2023.

[7] JIN Ling, DENG Xiaobing, WANG Xunnian, *et al*. Review of mechanisms and suppression methods for low-frequency pressure fluctuations in open-jet wind tunnels [J]. Applied Sciences, 2023, 13: 10808.

[8] AMANDOLESE X, VARTANIAN C. Reduction of 3/4 open jet low-frequency fluctuations in the S2A wind tunnel [J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2010, 98(10/11): 568.

[9] RENNIE M, KIM M, LEE J, *et al*. Suppression of open-jet pressure fluctuations in the Hyundai Aeroacoustic Wind Tunnel [R]. Detroit: SAE, 2004.

[10] ARNETTE S, BUCHANAN T, ZABAT M. On low-frequency pressure pulsations and static pressure distribution in open jet automotive wind tunnels [R]. Detroit: SAE, 1999.

[11] KHARAZI A, DUELL E, WALTER J. Application of Helmholtz resonators in open jet wind tunnels [J]. International Journal of Passenger Cars: Mechanical Systems, 2013, 6 (1): 436.

[12] WICKERN G, VON HEESEN W, WALLMANN S. Wind tunnel pulsations and their active suppression [R]. Detroit: SAE, 2000.

[13] EVERT F, MIECHLING H. Active suppression of buffeting at the Audi AAWT: operational experiences and enhancements of the control scheme [R]. Detroit: SAE, 2004.

[14] ISO 3745: 2012. Acoustics. Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure: precision methods for anechoic rooms and hemi-anechoic rooms [S]. Geneva: ISO, 2012.

[15] 消声室和半消声室声学特性校准规范: JFF 1147—2006 [S]. 北京:国家质量监督检验检疫总局, 2006.
JJF 1147—2006. Calibration specification for electric vehicle charging equipment [S]. Beijing: AQSIQ, 2006.