

文章编号: 0253-4339(2026)02-0077-08
doi: 10.12465/issn.0253-4339.20241210003

液氢冷链物流车相变蓄冷换热器的数值模拟

祖斌杰 廖全 甘峻溢

(重庆大学能源与动力工程学院 重庆 400044)

摘要 提出了一款应用于液氢冷链物流车相变蓄冷的同轴式螺旋管换热器,建立了该换热器的三维热流耦合数值分析模型。模拟计算并获得了氢气质量流量、载冷剂质量流量等参数对载冷剂出口温度和换热器内相变蓄冷凝固质量的影响规律。计算结果表明:载冷剂出口温度和蓄冷凝固质量与氢气质量流量、载冷剂质量流量等参数密切相关,随着换热器内氢气与载冷剂瞬态传热过程的持续进行,载冷剂出口温度和蓄冷凝固质量均会经历快速变化后逐渐趋于稳定;在氢气进口温度为 30 K、氢气质量流量为 3.5~6.8 kg/h、氢气进口压强为 0.6~1.4 MPa、载冷剂质量流量为 414.0~828.0 kg/h 和载冷剂进口温度为 246.0~252.0 K 条件下,均未观察到螺旋管外载冷剂因相变凝固而堵塞螺旋管换热器壳程流道的情况发生。

关键词 螺旋管换热器;相变蓄冷;冷能利用;冷链物流车;氢气

中图分类号: TB61⁺1;TB657.5;TK124

文献标识码: A

Numerical Simulation of Phase Change Cold Storage Heat Exchanger for Liquid Hydrogen Cold Chain Logistics Vehicle

Zu Binjie Liao Quan Gan Junyi

(School of Energy and Power Engineering, Chongqing University, Chongqing, 400044, China)

Abstract A coaxial spiral tube heat exchanger used for the phase change cold storage of liquid hydrogen cold-chain logistics vehicles is proposed. A three-dimensional heat and flow coupling numerical model of the heat exchanger was established. The influences of parameters such as the hydrogen mass flow rate and mass flow rate of the heat transfer fluid on the outlet temperature of the heat transfer fluid and the phase change cold-storage solidification fraction in the heat exchanger were determined. The results reveal that the outlet temperature of the heat transfer fluid and the cold-storage solidification fraction were closely related to the hydrogen and heat transfer fluid mass flow rates. With the continuous transient heat transfer process between hydrogen and the heat transfer fluid, the outlet temperature of the heat transfer fluid and the cold storage solidification fraction varied rapidly and gradually stabilized. Under the conditions of hydrogen inlet temperature of 30 K, hydrogen mass flow rate of 3.5~6.8 kg/h, hydrogen inlet pressure of 0.6~1.4 MPa, mass flow rate of heat transfer fluid of 414.0~828.0 kg/h, and inlet temperature of heat transfer fluid of 246.0~252.0 K, the shell passage of the spiral tube heat exchanger was not obstructed by solidification of the heat transfer fluid.

Keywords spiral tube heat exchanger; phase change cold storage; cold energy utilization; liquid hydrogen cold chain logistics vehicles; hydrogen

液氢燃料电池冷链物流车是将液氢作为燃料,通过燃料电池将氢气的化学能转变为电能,为物流车提供能源^[1-2]。一方面,由于进入燃料电池气态氢气的最佳温度为 343.0~353.0 K,远高于储氢罐内的液氢温度(约为 18.0 K),因此将储氢罐出口的氢气作为燃料输送给氢燃料电池前,低温氢气要吸收大量热量,才能从约 18.0 K 提升至氢燃料电池进口的最佳温度;另一方面,冷链物流车在运行过程中需要相对恒定的冷源来克服因温差导致车厢壁从环境空气(约 300 K)传导至车厢内部的漏热,将物流车车厢

温度始终维持在约 253.0 K,以满足冷链货物的存储温度要求。在上述过程中,若作为燃料的氢气吸热量与车厢的漏热量相当,则在该液氢冷链物流车中将不再需要额外的制冷装置为车厢提供冷源,就能够将车厢温度维持在所需温度,这将大幅简化液氢冷链物流车的结构和系统复杂程度。

在液氢冷链物流车运输过程中,燃料电池所需的氢气流量会根据物流车载重、路面交通状况等因素发生快速变化,从而导致作为燃料电池燃料而被消耗的氢气所能提供的冷量也会发生快速波动。然

而,由于车厢所处环境的温度相对稳定,导致维持物流车车厢在相对恒定工作温度范围内所需的冷量也相对稳定。若不能很好地解决氢气提供的快速波动的冷量与车厢相对恒定需求冷量间的矛盾,对氢气释放的快速波动的冷量进行高效管理,会导致物流车车厢温度在较大范围内波动,使冷链车厢控温失效。为了解决该问题,本文提出采用相变蓄冷螺旋管换热器,将低温氢气与乙二醇溶液进行换热,充分利用乙二醇的相变蓄冷能力,将燃料电池工作时氢气所提供的快速波动的冷量传递并存储在乙二醇溶液中,然后通过循环泵,将螺旋管换热器内所存储的冷量按照物流车车厢的需求进行释放,实现对车厢冷量的高效管理。在该过程中,乙二醇溶液既是载冷剂(即将氢气的冷能输送给车厢),又是相变蓄冷剂(即以凝固相变蓄冷方式将氢气释放的冷能存储起来),从而有效解决了随燃料电池工况快速波动的氢气可利用冷量与车厢所需相对稳定冷量间的矛盾,有效提高了系统的氢气冷能利用率。

相变蓄冷是一种利用物质在相变过程中吸收或释放大量潜热来储存和释放冷量的技术^[3]。在相变蓄冷研究方面,赵思越等^[4]对 L-CNG 加气站冷能利用的蓄冰槽进行了数值模拟。经简化,将复杂的三维结冰相变过程简化为一维传热模型,在忽略了天然气轴向导热后,将其简化为沿径向的一维流动传热问题。结果发现,降低载冷剂温度可以提高蓄冷效率,蓄冷剂的初始温度对于显热蓄冷阶段的影响较大。张元明^[5]在未考虑比热容、黏度等物性变化的条件下,对蛇形盘管蓄冰模型外的结冰厚度进行了数值模拟。结果发现,相邻盘管间的冰层由于同时受到周围盘管中载冷剂对流传热的影响,导致其增长速度变快;弯头处的载冷剂因受到局部涡流的影响促进了弯头处冰层的生长。徐双喜^[6]对相变蓄冷单元的充冷特性进行了数值模拟。研究表明,管径减小、载冷剂温度越低均可以有效缩短蓄冷时间。在制冷系统改进方面,郭嘉翔等^[7]在液氢制冷系统中增添了蓄冷器。当物流车车厢未达到目标温度时,则开启换热器所在的供氢通道和载冷剂回路,为车厢供冷;当车厢达到目标温度时,开启蓄冷器所在的供氢通道,将液氢冷量储存于蓄冷剂中。该系统虽然提高了液氢冷能利用率,但也使系统流程更加复杂,初始投资成本增大。

本文从影响螺旋管换热器壳程蓄冷剂相变凝固的因素出发,对换热器内部载冷剂/蓄冷剂的凝固相变过程进行数值模拟,系统地研究氢气流量、氢气进口压强、载冷剂流量以及载冷剂进口温度等参数对

螺旋管换热器壳程载冷剂相变蓄冷的影响规律,为液氢冷链物流车氢气冷能高效利用的工程实践提供分析模型和参考数据。

1 模型建立

1.1 物理模型

在不影响数值模拟计算精度的条件下,对换热器三维模型进行简化,即:省略换热器的壳体,换热器传热模型仅包含乙二醇溶液、氢气和螺旋换热管等实体。此外,忽略换热器与周围环境间的辐射传热和对流传热,将换热器的外壳体处理为绝热边界。

相变蓄冷换热器采用同轴式双螺旋管结构,如图 1 所示。螺旋换热管由外径为 16.0 mm、壁厚为 1.5 mm 的无缝不锈钢管绕制而成。乙二醇溶液的进/出口直径均为 30.0 mm;内螺旋管的绕管半径为 80.0 mm,螺距为 32.0 mm;外螺旋管的绕管半径为 110.0 mm,螺距为 32.0 mm;整个螺旋管换热器的外径为 273.0 mm,高度为 823.0 mm。低温氢气从布置在螺旋管换热器底部的内螺旋管进口流入,沿着不锈钢管依次流过内螺旋管和外螺旋管,最后从换热器底部的外螺旋管出口流出。载冷剂/蓄冷剂溶液从换热器的底部进入,流经内外螺旋不锈钢管的壳程后,从换热器的顶部流出。载冷剂/蓄冷剂溶液完全充满了换热器的壳程,因此,螺旋不锈钢换热管完全浸没在载冷剂/蓄冷剂的溶液中。

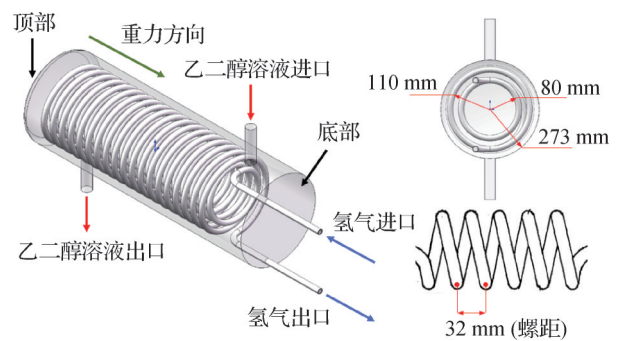


图 1 同轴式双螺旋管换热器的三维模型

Fig.1 3D model of the coaxial double spiral-tube heat exchanger

1.2 数学模型

流体流动与传热的连续性方程、动量方程和能量方程可参考文献[8]。固-液相变界面随时间移动的问题也被称为 stefan 问题,即:有潜热存在的移动界面导热问题^[8]。Ansys Fluent 软件提供了求解该类问题的 Solidification & Melting 模型。该模型不追踪固-液相变界面,而是将固-液糊状区视为多孔介质,在计算域的每个单元格中,定义了一个与多孔介质

中孔隙率等效的液相率,并根据焓方程进行迭代求解^[9-10]。糊状区的液相率介于 0 和 1 之间。当相变材料完全凝固时,孔隙率为 0,即液相率为 0,此时速度也为 0。相变材料的焓值 H 包括显热和潜热 2 部分^[11]:

$$H = h + \Delta H \quad (1)$$

$$h = h_{ref} + \int_{T_{ref}}^T c_p dT \quad (2)$$

$$\beta = \frac{T - T_{soild}}{T_{liquid} - T_{soild}}, T_{soild} < T < T_{liquid} \quad (3)$$

液相率 β 从 1 降为 0 表示凝固过程,反之则为融化过程。

$$\Delta H = \beta L \quad (4)$$

在完全凝固区域,孔隙率及流动速度均为 0。由于糊状区孔隙率降低而引起的动力衰减可表达为以下形式^[12]:

$$S = \frac{(1 - \beta)^2}{\beta^3 + \varepsilon} A_{mush} (\vec{v} - \vec{v}_p) \quad (5)$$

式中: h 为显热焓, J/kg; ΔH 为潜热焓, J/kg; h_{ref} 为参考焓值, J/kg; T_{ref} 为参考温度, K; c_p 为比定压热容, J/(kg·K); T 为温度, K; T_{soild} 为凝固温度, K; T_{liquid} 为融化温度, K; L 为相变潜热, J/kg; S 为动量源项; β 为液相率; ε 为一个极小值; A_{mush} 为糊状区常数,一般取 10^4 ; \vec{v} 为流体的速度矢量, m/s; \vec{v}_p 为参考速度矢量,例如固相的拉出速度, m/s。

2 材料物性参数

对换热器内载冷剂/蓄冷剂的选择需要对其凝固点、黏度和对金属腐蚀性等因素进行综合考虑^[13-14]。从 ASHRAE 2009 手册可知,乙二醇溶液的凝固点随其质量浓度变化^[15]。由于冷链物流车车厢内的温度需要维持在约 253.15 K,因此选取凝固温度为 224.85 K、质量分数为 60% 的乙二醇溶液作为工质,其物性参数如表 1 所示。表 1 中,乙二醇溶液的固体导热系数与液体导热系数比值为 4.0,与冰和液态水导热系数的比值相同。

3 模型验证

3.1 时空网格的无关性验证

使用多面体网格和结构化网格相结合,将换热器三维模型分别按照 200 万、400 万、600 万、800 万、1 200 万网格进行划分,并采用 Ansys Fluent 进行数值模拟。蓄冷换热器的三维网格模型如图 2 所示。

在相同条件下,不同网格密度的计算结果如图 3 所示。由图 3 图可知,当模型网格超过 600 万后,乙

表 1 质量分数为 60% 乙二醇溶液物性参数

Tab.1 Physical parameters of ethylene glycol solution with a mass concentration of 60%

| 参数 | 数值 |
|-----------------------------------|----------------------------------|
| 密度 ρ_g /(kg/m ³) | 1 101.06 |
| 比热容 $c_{p,g}$ /[kJ/(kg·K)] | 2.909 |
| 导热系数 λ_g /[W/(m·K)] | 1.284(1- β)+0.321 β |
| 动力黏度 μ_g /(Pa·s) | 0.034 28 |
| 相变潜热 H /(J/kg) | 187 000 |
| 凝固温度 T_{soild} /K | 224.85 |
| 融化温度 T_{melt} /K | 224.95 |

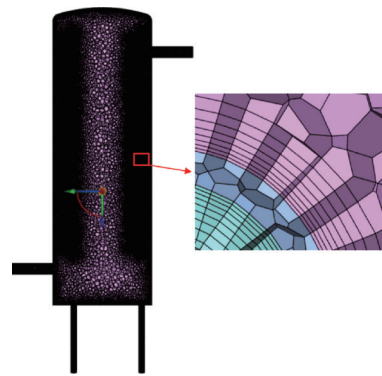


图 2 蓄冷换热器模型网格划分

Fig.2 Meshing of cold storage heat exchanger model

二醇溶液的液相率随时间的变化几乎没有差异,因此,本文采用 600 万网格对相变蓄冷换热器进行数值模拟。

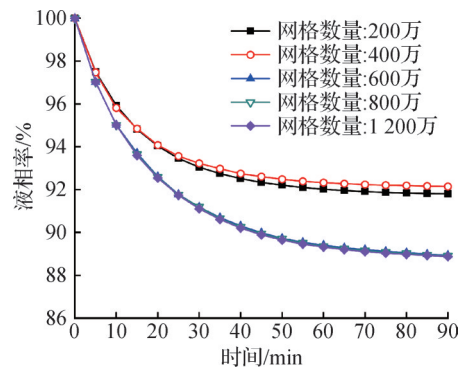


图 3 网格数量无关性验证

Fig.3 Grid number independence verification

由于相变蓄冷是一个瞬态换热过程,本文在 600 万网格模型基础上,分别采用 0.125、0.25、0.5、1.0 s 时间步长对模型进行时间步长的无关性验证。不同时间步长的计算结果如图 4 所示。由图 4 可知,在相同条件下,乙二醇溶液的液相率在不同时间步长下随时间的变化几乎一致。由于采用 1.0 s 时间步长时的残差波动较大,能量方程收敛性较差,未达到

10^{-6} , 因此本文实际采用的时间步长为 0.5 s。

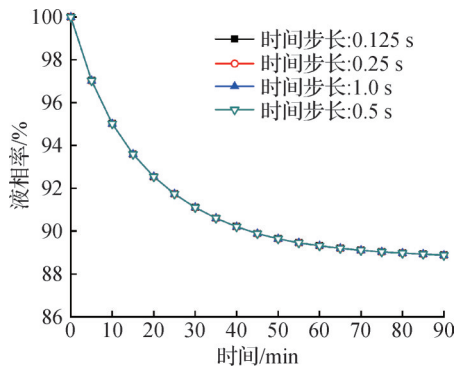


图 4 时间步长无关性验证

Fig.4 Time-step independent verification

3.2 方法可靠性验证

Y. Kikuchi 等^[16]对水流过两水平平板间的结冰过程进行了实验研究。为了验证本文所采用数值模拟方法的正确性和可靠性,根据 Y. Kikuchi 等的实验结构参数与实验条件建立三维实体分析模型,并采用与本文相同的相变模型进行数值求解,将结冰厚度的模拟数据与实验测量数据进行对比,如图 5 所示。

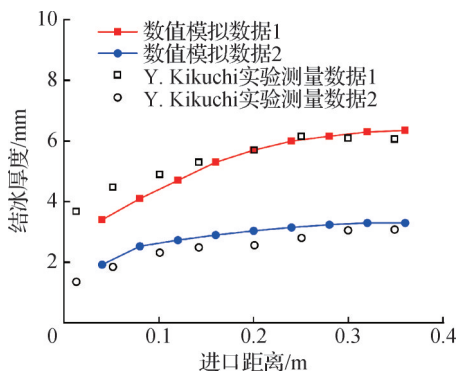


图 5 结冰厚度随进口距离变化

Fig.5 Variation of ice thickness with inlet distance

由图 5 可知,在相同条件下,实验测量结果和本文数值模拟结果具有相同的变化趋势,大部分的数据均有非常好的吻合度,以实验测量数据为基准,最大相对误差不超过 8.4%。从而验证了本文所采用相变模型的正确性和可靠性。

4 结果与分析

4.1 氢气流量对凝固质量的影响

换热器在初始温度为 252.0 K 时,在乙二醇溶液进口温度为 252.0 K、质量流量为 828.0 kg/h,氢气进口绝对压强为 0.6 MPa、温度为 30.0 K,不同氢气流量条件下,换热器内乙二醇蓄冷凝固质量、乙二醇溶

液出口温度和氢气出口温度随换热时间的变化分别如图 6、图 7 所示。

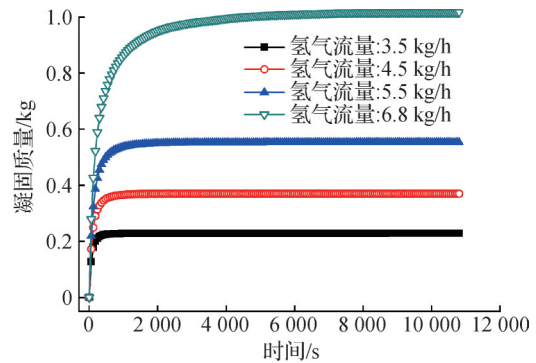


图 6 换热器内蓄冷剂凝固质量随换热时间的变化

Fig.6 Variation of cold storage solidification quality in heat exchanger with heat transfer time

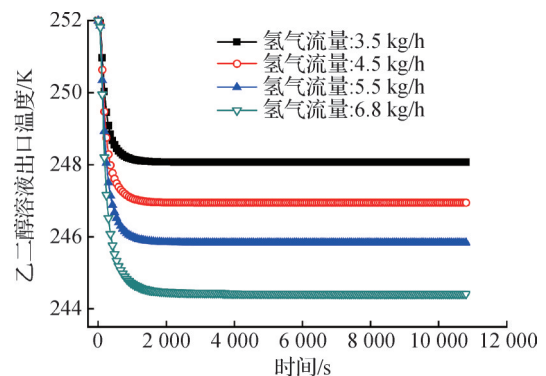


图 7 乙二醇溶液出口温度随换热时间的变化

Fig.7 Variation of outlet temperature of ethylene glycol solution with heat transfer time

由图 6 可知,在相同条件下,换热器内乙二醇蓄冷凝固质量随换热时间的延长而快速增大,然后逐渐趋于稳定;换热器内乙二醇相变蓄冷凝固质量随氢气流量的增大而增大,并且在高氢气流量下,乙二醇蓄冷相变凝固质量达到稳定所需的时间也较低氢气流量时要长。

由图 7 可知,在相同条件下,乙二醇溶液出口温度随换热时间的增加而快速降低,最后趋于稳定值;乙二醇溶液的出口温度随氢气流量的增大而减小,并且在高氢气流量下,乙二醇溶液出口温度达到稳定所需的时间也较低氢气流量时要长。由图 6、图 7 可知,在氢气质量流量为 3.5 kg/h 时,换热器内乙二醇蓄冷凝固质量在换热时间大于 960 s 时趋于稳定值 0.228 kg,此时乙二醇溶液的出口温度为 248.072 K,氢气出口温度为 249.57 K;然而,当氢气流量为 6.8 kg/h 时,换热器内乙二醇凝固质量在换热时间为 3600 s 时才趋于稳定值 1.017 kg,此时乙二醇溶液的出口温度为 244.422 K,氢气出口温度为 246.96 K。

这是由于进口氢气温度为 30.0 K 远低于换热器内乙二醇溶液和换热管的初始温度 252.0 K, 氢气在螺旋管内流动过程中不断吸收热量, 使得与螺旋管外壁面接触的乙二醇溶液温度快速下降, 当温度低于其凝固点 224.85 K 时, 这部分乙二醇溶液将从液态凝固为固态, 发生凝固现象, 导致换热器壳程的流域空间减少。随着换热时间的延长, 螺旋管外乙二醇溶液的凝固现象沿换热管的氢气流动方向逐渐发展; 与此同时, 管内氢气因吸热而沿流动方向温度不断上升, 最后使氢气出口温度维持为一稳定值。然而, 随着进口氢气流量的增加, 氢气在管内流动的速度将增大, 导致氢气与螺旋管内壁面的对流传热系数增大, 使管内氢气与管外乙二醇液体间的传热总热阻减小, 在相同条件下使得与螺旋管外壁面接触的乙二醇溶液温度更接近于螺旋管内氢气温度, 导致在螺旋管外壁面凝固的固态乙二醇厚度增加。因此, 在相同条件下, 换热器内乙二醇溶液的蓄冷凝固质量随氢气质量流量的增大而增大。

当氢气质量流量为 6.8 kg/h 时, 换热器内 x 轴中心截面上乙二醇溶液液相分数随换热时间的变化云图如图 8 所示。由图 8 可知, 在换热初期, 乙二醇溶液在螺旋管进口段外壁面上的蓄冷凝固质量有明显增加。由于氢气从内螺旋管流进, 沿外螺旋管流出, 从而导致内螺旋管内的氢气温度较外螺旋管内氢气温度低, 因此乙二醇溶液的凝固现象首先会在内螺旋管的外壁面上出现, 乙二醇溶液蓄冷凝固的位置距离乙二醇溶液进口上方约 0.1 ~ 0.25 m 处。

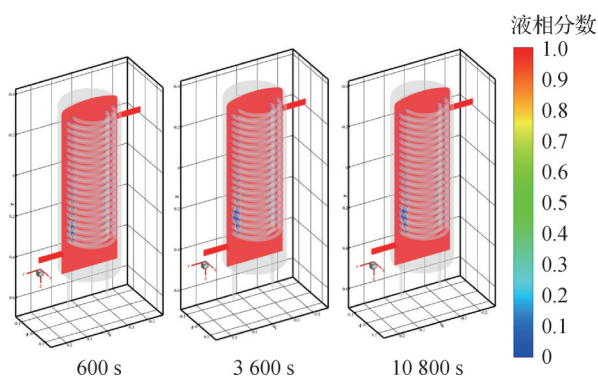


图 8 不同时刻的固液两相分布云图

Fig.8 Cloud diagram of solid-liquid phase distribution at different times

4.2 乙二醇进口温度对凝固质量的影响

乙二醇溶液进口质量流量为 828 kg/h, 氢气进口绝对压强为 0.6 MPa、进口温度为 30 K 和进口质量流量为 6.8 kg/h 条件下, 乙二醇溶液进口温度对换热器内乙二醇蓄冷凝固质量的影响如图 9 所示。由图 9

可知, 在换热初期, 乙二醇蓄冷凝固质量随换热时间的延长而快速增大, 然后逐渐趋近于稳定值; 随着乙二醇溶液进口温度的降低, 换热器内蓄冷凝固质量稳定所需的时间也越长, 蓄冷凝固质量也越大。当乙二醇溶液进口温度为 246 K 时, 稳定后的乙二醇蓄冷凝固质量为 1.975 kg, 蓄冷凝固质量达到稳定所需的时间约为 6 000 s; 当乙二醇溶液进口温度为 252 K 时, 稳定后的蓄冷凝固质量为 1.195 kg, 稳定所需时间约为 2 000 s。在换热器内, 由于乙二醇溶液以显热和潜热 2 种方式进行蓄冷, 因此当换热器内凝固质量越大则表示换热器由潜热方式蓄冷的能力更大。由此可见, 在相同条件下, 乙二醇溶液进口温度对换热器内相变蓄冷的影响较大, 换热器的蓄冷能力随乙二醇溶液进口温度的降低而不断增大。

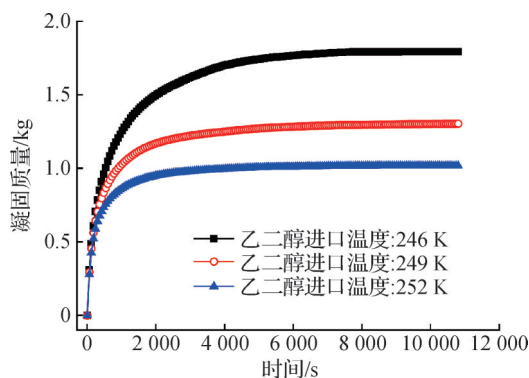


图 9 乙二醇溶液进口温度对蓄冷凝固质量的影响

Fig.9 Effect of the inlet temperature of the ethylene glycol on the cold storage solidification quality

4.3 氢气进口压强对凝固质量和乙二醇出口温度的影响

乙二醇溶液进口温度为 252.0 K、质量流量为 828.0 kg/h, 氢气进口温度为 30.0 K、质量流量分别为 5.5 kg/h 和 6.8 kg/h 条件下, 不同氢气进口绝对压强对换热器内蓄冷凝固质量和乙二醇溶液出口温度的影响分别如图 10 和图 11 所示。

由图 10 和图 11 可知, 在相同氢气质量流量下, 进口氢气的绝对压强越大, 传热稳定后换热器内乙二醇蓄冷凝固质量越大、乙二醇出口温度越低, 并且其差异随氢气质量流量的增大而显著增加。这主要是由于: 氢气进口压强的变化, 对进口氢气的密度、黏性系数等物性参数有较大影响; 在相同条件下, 氢气的压强越大, 则氢气的密度和黏性系数也越大, 在相同质量流量条件下, 氢气的流动速度越小(氢气在螺旋管内的换热滞留时间越长), 管内氢气的对流传热系数越低, 使得在高进口压强下氢气温度沿管内流动方向上的温升较低进口压强下的温升小, 导致

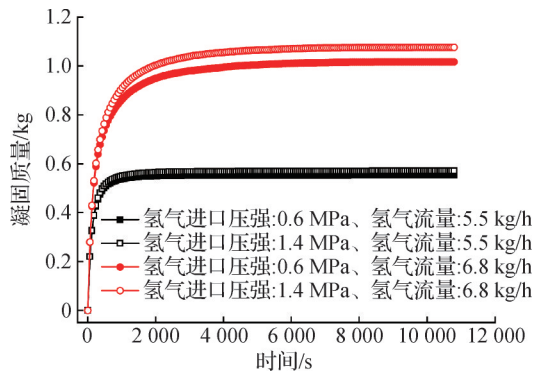


图 10 氢气进口绝对压强对蓄冷凝固质量的影响

Fig.10 Effect of absolute inlet pressure of hydrogen on cold storage solidification quality

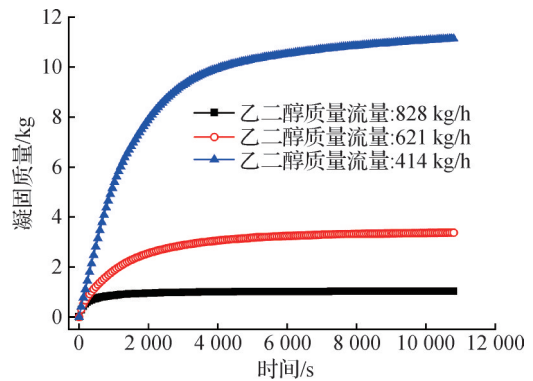


图 12 乙二醇溶液质量流量对蓄冷凝固质量的影响

Fig.12 Effect of mass flow rate of glycol solution on cold storage solidification quality

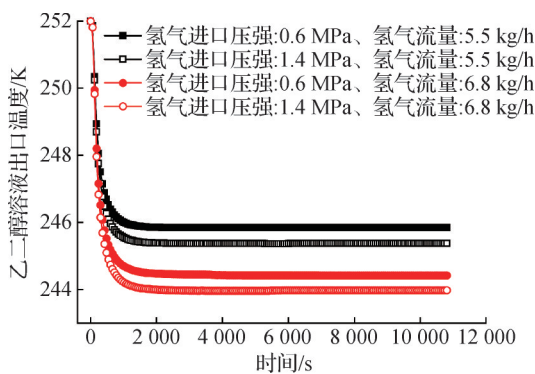


图 11 氢气进口绝对压强对乙二醇溶液出口温度的影响

Fig.11 Effect of inlet absolute pressure of hydrogen on the outlet temperature of glycol solution

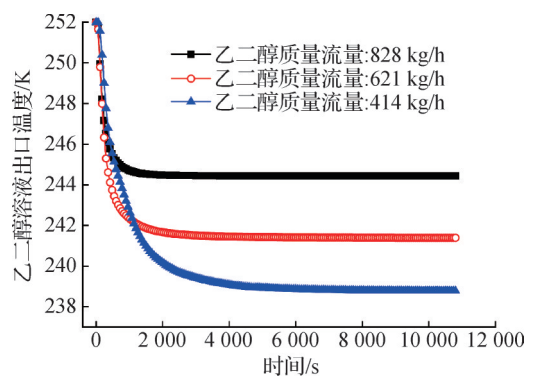


图 13 乙二醇溶液质量流量对其出口温度的影响

Fig.13 Effect of mass flow rate of glycol solution on its outlet temperature

管内氢气与管外乙二醇溶液间的传热温差变大,管外有更多的乙二醇溶液凝固在外壁面上,使得换热器内的乙二醇蓄冷凝固质量增大,乙二醇溶液的出口温度降低。

当氢气进口压强为 0.6 MPa 时,在氢气质量流量为 6.8 kg/h 的稳定传热条件下,换热器内乙二醇蓄冷凝固质量为 1.017 kg,乙二醇出口温度为 244.42 K;当氢气进口压强为 1.4 MPa 时,在相同条件下,换热器内乙二醇蓄冷凝固质量达到 1.077 kg,乙二醇溶液出口温度为 243.98 K。

4.4 乙二醇进口质量流量对蓄冷凝固质量和乙二醇出口温度的影响

乙二醇溶液进口温度为 252.0 K、氢气进口绝对压强为 1.4 MPa、氢气质量流量为 6.8 kg/h 和氢气进口温度为 30.0 K 条件下,不同乙二醇进口质量流量对换热器内乙二醇蓄冷凝固质量和乙二醇出口温度的影响分别如图 12 和图 13 所示。

由图 12 和图 13 可知,换热器内乙二醇蓄冷凝固质量随换热时间的增加而迅速增加,最后逐渐趋近于稳定;随着乙二醇进口流量的增加,稳定后的乙二

醇蓄冷凝固质量会显著下降;乙二醇出口温度随换热时间的增加而迅速降低,最后趋近于稳定,随着乙二醇进口质量流量的增加,传热稳定后的乙二醇出口温度会显著增加。这主要是由于:一方面,随着乙二醇进口流量的增加,乙二醇在换热器内的滞留时间减少,使得乙二醇与氢气间的换热时间减少,从而使乙二醇出口温度随乙二醇进口流量的增加而增大;另一方面,随着乙二醇进口流量的增加,乙二醇在管外的流动速度增加,增大了乙二醇溶液与螺旋管外表面上的固态乙二醇间的对流传热,强化了固态乙二醇的融化,使螺旋管外表面乙二醇蓄冷凝固质量随乙二醇进口流量的增加而显著下降。

与图 12 和图 13 相同条件下,当传热趋于稳定时,不同乙二醇进口流量下换热器内蓄冷凝固质量的分布云图如图 14 所示。经统计可知:当乙二醇进口流量为 414.0 kg/h 时,传热稳定后换热器内乙二醇蓄冷凝固质量为 11.138 kg,主要分布在内、外螺旋管表面;当乙二醇进口流量增至 621.0 kg/h 时,传热稳定后换热器内的乙二醇蓄冷凝固质量减至 3.376 kg,几乎仅将内螺旋管外表面全部覆盖;然而,当乙二醇

进口流量增至 828.0 kg/h 时,传热稳定后换热器内的乙二醇蓄冷凝固质量仅为 1.107 kg,主要分布在靠近氢气进口部分的内螺旋管外表面上。

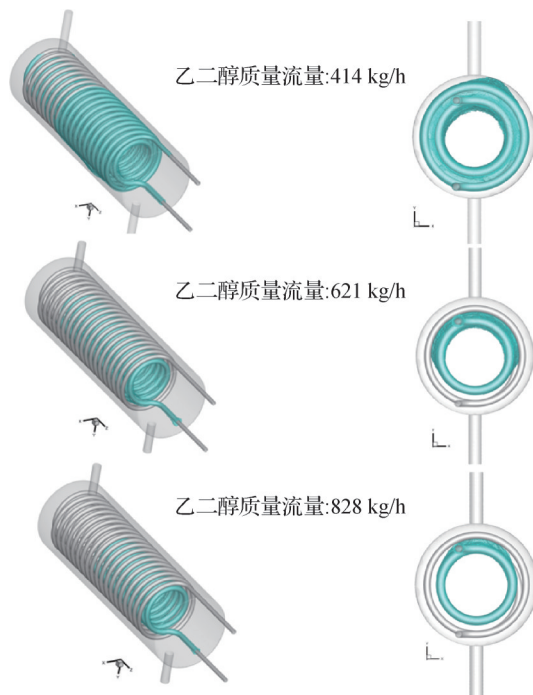


图 14 不同乙二醇进口流量下换热器内蓄冷凝固质量的分布云图

Fig.14 Distribution of solidification mass in heat exchangers with different glycol inlet flow rates

5 结论

本文对液氢冷链物流车相变蓄冷的同轴式螺旋管换热器进行了数值模拟,研究了氢气流量等参数对换热器内乙二醇蓄冷凝固质量、乙二醇出口温度等参数的影响规律,得到如下结论:

1)当氢气质量流量为 3.5~6.8 kg/h、氢气进口绝对压强为 0.6~1.4 MPa、乙二醇进口质量流量为 414.0~828.0 kg/h 和乙二醇进口温度为 246.0~252.0 K 时,同轴式螺旋管换热器管内氢气与螺旋管外乙二醇溶液间的瞬态传热过程需经过 1 000~6 000 s 才能够达到稳定。

2)在相同条件下,氢气进口流量越大,换热器内乙二醇相变蓄冷凝固质量越大,乙二醇出口的温度越低;换热器内相变蓄冷凝固质量主要沿氢气流动方向生长,主要分布在内螺旋管外表面或部分外螺旋管外表面上。

3)在相同条件下,氢气进口绝对压强越大,换热器内乙二醇相变蓄冷凝固质量越大,乙二醇出口的温度越低;氢气在换热器内部流动换热的滞留时间

是影响换热器相变蓄冷凝固质量的主要因素。

4)在相同条件下,乙二醇进口流量越大,换热器内相变蓄冷凝固质量越小,乙二醇出口温度越高;乙二醇进口温度越低,换热器内乙二醇相变蓄冷凝固质量越大,乙二醇出口温度越低。在工程实践中,可以通过调节乙二醇流量来控制换热器内的相变蓄冷凝固质量,实现对系统冷量的高效管理和按需输出。

本文受重庆市技术创新与应用发展专项重点项目(CSTB2022TIAD-KPX0047)资助。(The project was supported by the Chongqing Science and Technology Bureau (No. CSTB2022TIAD-KPX0047).)

参考文献

- [1] SHCHUROV N I, DEDOV S I, SHTANG A A. Modelling and simulation hybrid electric vehicle with hydrogen fuel cells[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2024, 95: 481-488.
- [2] 王有财.液氢重卡技术发展的分析与研究[J].商用汽车, 2023(4): 72-75. (WANG Youcai. Analysis and research on the development of liquid hydrogen heavy truck technology [J]. Commercial Vehicle, 2023(4): 72-75.)
- [3] SAFARI A, SAIDUR R, SULAIMAN F A, et al. A review on supercooling of phase change materials in thermal energy storage systems [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017, 70: 905-919.
- [4] 赵思越,克红娟,林文胜,等.基于L-CNG加气站冷能利用的蓄冰槽性能模拟与分析[J].制冷技术, 2017, 37(4): 34-40. (ZHAO Siyue, KE Hongjuan, LIN Wensheng, et al. Simulation and analysis of performance of ice storage tank based on cold energy utilization in L-CNG fueling station [J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2017, 37(4): 34-40.)
- [5] 张元明.蓄冰盘管蓄冰融冰过程模拟与实验研究[D].杭州:浙江理工大学, 2021. (ZHANG Yuanming. Simulation and experimental study on ice storage and melting process of ice storage coil [D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2021.)
- [6] 徐双喜.冷板冷藏车相变蓄冷换热器的数值模拟与实验研究[D].天津:天津商业大学, 2023. (XU Shuangxi. Numerical simulation and experimental study on phase change cold storage heat exchanger of cold plate refrigerated truck [D]. Tianjin: Tianjin University of Commerce, 2023.)
- [7] 郭嘉翔,李山峰,时云卿,等.一种用于燃料电池冷链物流车的液氢制冷系统: 112009349A[P]. 2020-12-01. (GUO Jiaxiang, LI Shanfeng, SHI Yunqing, et al. The

- invention relates to a liquid hydrogen refrigeration system for fuel cell cold chain logistics vehicles: 202010844178 [P]. 2020-12-01.)
- [8] KANG Zhangyang, TAN Rufei, QIU Kaijie, et al. Numerical simulation of a medium-sized refrigerated truck box with low-temperature phase change cold storage material [J]. *Journal of Energy Storage*, 2024, 98: 113175.
- [9] TAN Shenhui, ZHANG Xuelai. Numerical study on temperature control of double-layer phase-change material cold storage box [J]. *Journal of Energy Storage*, 2024, 85: 111031.
- [10] WU Tanghan, ZHOU Weiguan, LING Ziye, et al. Numerical simulation and optimization of a high-performance serpentine tube phase change cold storage unit based on high thermal conductivity ice/expanded graphite [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2025, 238: 126497.
- [11] LIAO Ziming, ZHUANG Chunlong, HUANG Guangqin, et al. Optimization research on phase change cold storage module for refrigerated containers [J]. *Journal of Energy Storage*, 2024, 82: 110506.
- [12] ZHENG Jiayi, WANG Jing, CHEN Taotao, et al. Solidification performance of heat exchanger with tree-shaped fins [J]. *Renewable Energy*, 2020, 150: 1098-1107.
- [13] LI Mu, XIE Baoshan, LI Yaxi, et al. Emerging phase change cold storage technology for fresh products cold chain logistics [J]. *Journal of Energy Storage*, 2024, 88: 111531.
- [14] 金云飞, 武卫东, 伏舜宇, 等. 低温冷链物流用相变材料的优化及应用 [J]. *制冷学报*, 2021, 42(6): 106-113. (JIN Yunfei, WU Weidong, FU Shunyu, et al. Optimization and application of phase change materials for low-temperature cold chain logistics [J]. *Journal of Refrigeration*, 2021, 42(6): 106-113.)
- [15] ASHRAE. ASHRAE handbook: fundamentals [M]. Atlanta: American of society of heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, 2009.
- [16] KIKUCHI Y, SHIGEMASA Y, OE A, et al. Steady-state freezing of liquids in laminar flow between two parallel plates [J]. *Journal of Nuclear Science and Technology*, 1986, 23(11): 979-991.

通信作者简介

廖全, 男, 副教授, 重庆大学能源与动力工程学院, 15823839579, E-mail: QuanLiao@cqu.edu.cn。研究方向: 传热传质、强化传热、可再生能源的开发和利用。

About the corresponding author

Liao Quan, male, associate professor, School of Energy and Power Engineering, Chongqing University, 86-15823839579, E-mail: QuanLiao@cqu.edu.cn. Research fields: heat and mass transfer, enhanced heat transfer, development and utilization of renewable energy.