

出口节流管道液氧激冷过程的沸腾转换特性

秦文静, 张家奇*, 陈厚伶, 陈兰伟

(国防科技大学 空天科学学院 先进推进技术实验室, 湖南 长沙 410073)

摘要:为研究液体火箭发动机主阀下游的管道 – 喷注器部件液氧激冷过程, 将该部件简化为出口节流管道, 开展了高($3\ 750\ kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$)、低($1\ 800\ kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$)两个质量通量的试验。根据试验结果, 绘制了激冷过程中管内流体的流型发展图并进行分析, 还开展了对莱顿弗罗斯特点对流传热系数(h_{LFP})的拟合。得到如下结论: 管内液体再润湿包括 I、II、III 三种模式, 分别受端部润湿面(入口和出口润湿面)、中部润湿面和液体高压充填控制; 试验工况下管道前 1/4 段的再润湿始终为模式 I; 管道中后段的再润湿模式随压强增大发生改变, 压强小于 1.181 MPa 时为 I 或 II, 压强大于等于 1.181 MPa 时, 低流量下转为 I、高流量下转为 III; 使用半经验公式拟合 0.15 m、0.30 m 截面上 4 个测点的 h_{LFP} , 误差小于 34.2%。

关键词:低温推进剂; 管道激冷; 气液两相流; 沸腾转换

中图分类号:V511+.6 **文献标志码:**A **文章编号:**1001-2486(2026)01-058-11

Boiling transition characteristics during the liquid oxygen chill down process in an exit-contracted pipe

QIN Wenjing, ZHANG Jiaqi*, CHEN Houling, CHEN Lanwei

(Advanced Propulsion Technology Laboratory, College of Aerospace Science and Engineering,
National University of Defense Technology, Changsha 410073, China)

Abstract: In order to study the liquid oxygen chill down process of the pipeline-injector component located downstream of the main valve of a liquid rocket engine, it was simplified to an exit-contracted pipe and two groups of experiments were conducted with high mass flux ($3\ 750\ kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$) and low mass flux ($1\ 800\ kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$), respectively. Based on the experimental data, flow pattern development diagrams of the fluid in the pipe were plotted and analyzed during the chill down process. Moreover, the heat transfer coefficients at Leidenfrost points (h_{LFP}) were fitted. The detailed conclusions are presented as follows. There are three liquid rewetting patterns in the pipe during the chill down process including I, II, and III, which are controlled by the quenching fronts at the inlet and the outlet, the quenching fronts in the middle, and the high pressure filling-in of the liquid, respectively. While the rewetting patterns at the front 1/4 of the pipe are always I for the experimental conditions, the rewetting patterns at the other sections of the pipe change with increasing pressure. For the middle and the rear sections, when the pressure is lower than 1.181 MPa, the rewetting patterns are I or II. And when the pressure is equal to or higher than 1.181 MPa, the rewetting patterns of these sections transform into I at low mass flux and III at high mass flux. With an error of less than 34.2%, certain semi empirical formula is employed to predict the h_{LFP} for 4 measurement points at the 0.15 m and 0.30 m cross-sections.

Keywords: cryogenic propellants; pipe chill down; gas-liquid two-phase flow; boiling transition

近年来, 小型卫星发射需求与空间探测需求不断增长, 低压型小推力液体火箭发动机技术的应用需求逐渐增加^[1]。与传统常温推进剂相比, 低温推进剂如液氧/液甲烷、液氧/液氢组合具有比冲高、性能优、无毒等优势, 在未来的液体火箭发动机中应用前景广阔。但低温推进剂饱和温度

极低, 室温下极易沸腾为气体, 因此其液相的输送与加注成为难点。尤其在低压型液体火箭发动机中, 主阀下游存在无法预冷的管道 – 喷注器部件, 启动时, 燃烧室压力通常低于低温推进剂的饱和压力, 管内低温推进剂迅速沸腾, 产生两相流, 激发不稳定燃烧。这极大地影响着这类发动机在启

收稿日期:2024-12-02

基金项目:国家自然科学基金资助项目(T2221002)

第一作者:秦文静(1999—), 女, 河南周口人, 硕士研究生, E-mail:2943219407@qq.com

*通信作者:张家奇(1981—), 男, 四川蓬溪人, 副研究员, 博士, 硕士生导师, E-mail:amatyer_a@hotmail.com

引用格式:秦文静, 张家奇, 陈厚伶, 等. 出口节流管道液氧激冷过程的沸腾转换特性[J]. 国防科技大学学报, 2026, 48(1): 58-68.

Citation: QIN W J, ZHANG J Q, CHEN H L, et al. Boiling transition characteristics during the liquid oxygen chill down process in an exit-contracted pipe[J]. Journal of National University of Defense Technology, 2026, 48(1): 58-68.

动阶段的性能与稳定性,甚至决定着研制成败^[2]。因此,如何快速冷却该常温的管道-喷注器部件,使其渡过两相流阶段,成为重要研究目标。

低温流体流入常温管道中迅速沸腾,并经历膜态沸腾、过渡沸腾、核态沸腾和单相传热四个阶段,最终变为纯液相流动,该过程也被称作低温流体的激冷过程。沸腾曲线是研究该激冷过程中传热及沸腾转换特性的基本手段和重要途径,图1展示了典型沸腾曲线,即热流密度 q_i 随过热度 ΔT_i (内壁温度 T_i 与饱和温度 T_{sat} 之差)变化的曲线,同时对应给出了普通传输管道中低温激冷过程的流型。低温流体通入常温管道后,剧烈汽化,在管道内壁与低温液体之间形成气膜,此时管内的沸腾模式为膜态沸腾;随着管道内壁温度下降、 q_i 下降,直到 q_i 下降到极小值点,液体与管内壁首次接触,管壁被液体再润湿,该点即莱顿弗罗斯特点(Leidenfrost point, LFP),沸腾模式转换为过渡沸腾;随着管道内壁温度进一步下降、 q_i 上升,直到 q_i 上升到极大值点,气泡与管内壁首次分离,该点即临界热流密度点(critical heat flux point, CHF),沸腾模式转换为核态沸腾;管道内壁温度继续下降,达到核态沸腾起始点(onset of nucleate boiling, ONB),沸腾模式转换为单相传热。其中,LFP及其对应的管壁再润湿为重点研究内容。

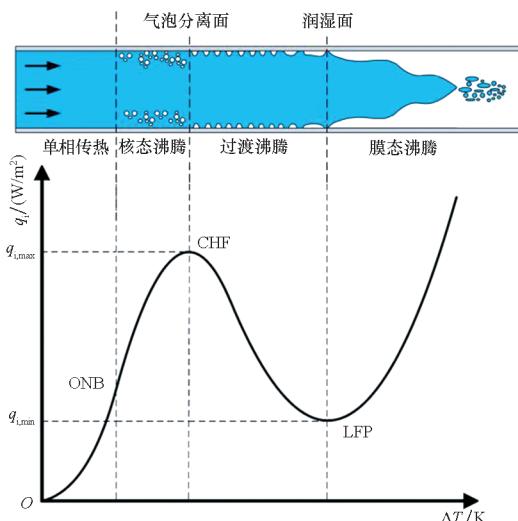


图1 典型沸腾曲线和传输管激冷过程流型

Fig. 1 Typical boiling curve and flow patterns during chill down process in transport pipes

如图1所示,LFP为沸腾曲线中膜态沸腾与过渡沸腾的分界点。空间上看,管道内壁面也存在膜态沸腾与过渡沸腾之间的分界,称作润湿面(quenching front, QF)。CHF为沸腾曲线中过渡

沸腾与核态沸腾的分界点,管道内壁面空间上同样存在过渡沸腾与核态沸腾之间的分界,称作气泡分离面(bubble separation front, BSF)。

低温液体火箭发动机中激冷过程可以分为两类:第一类是传输管中的激冷过程,主要发生在低温推进剂液相输送与加注中;第二类是出口节流管道中的激冷过程,主要发生在发动机喷注过程。

为解决低温推进剂液相输送与加注的问题,国内外研究者针对第一类激冷开展了大量试验研究。王磊等^[3]针对火箭发动机液氢预冷回路传热特性进行了试验研究,Hartwig等^[4]开展激冷试验,研究了液氮、液氢的低温激冷过程。Hu、Johnson、Kim和Darr等^[5-9]分别研究了流动方向、管道倾斜角度、质量流量、入口过冷度等因素对低温流体激冷过程的影响,明确了在普通传输管道中,随着冷却过程的进行,QF从入口向出口传播。部分研究者针对对流传热系数进行拟合,建立数值传热模型。Darr等^[9]实现了较为准确的对流传热系数拟合,Kunniyoor等^[10]综述了膜态沸腾对流传热系数关系式的发展。此外,还有大量研究者开展了数值仿真研究。陈玉、刘昆和Kim等^[11-13]均对传输管道激冷过程进行了仿真分析,研究其影响因素、预测沸腾特性。第一类激冷过程中,针对液氧工质的研究较少,没有出现能广泛应用、可靠预测其对流传热系数的模型。

目前对于第二类激冷(也即常温的管道-喷注器部件激冷过程)的研究较少。研究者通常将管道-喷注器简化为出口节流管道,并对此开展试验研究^[14]。笔者团队针对此类管道开展了一系列试验研究,分析了水平管和竖直Z形管的激冷过程,并根据试验数据,对LFP和CHF的温度、热流密度等参数进行拟合^[14-17]。结果表明,该类出口节流管道激冷过程与普通传输管道(管道出口无节流)^[16-17]有明显区别^[16-17]。此后,Chen等^[18]针对固定质量通量 $G = 3170 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 开展了试验研究,初步分析了激冷过程特性,并拟合了LFP对流传热系数 h_{LFP} 和临界热流密度 q_{CHF} 。研究发现,与普通传输管道相比,出口节流管道中部存在独立产生的中部QF,并非从入口传递而来。在 $G = 3170 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 工况下,管道再润湿模式由压力决定,低压时(试验稳态压强 $P_{ss} \leq 1.25 \text{ MPa}$),试验段管道的再润湿由端部QF(入口和出口QF的统称)及中部QF控制;高压时($P_{ss} \geq 1.73 \text{ MPa}$),管道的再润湿由端部QF及液体高压充填控制。目前对出口节流管道激冷过程的研究较为缺乏,尤其是沸腾转换特性不明确,未

能阐明再润湿模式转变的原因,也未能分析流量对该类管道激冷过程特性的影响。此外,该过程中对流传热系数的拟合研究也进展缓慢,未能提出适用范围广的预测公式。

针对常温的管道-喷注器部件激冷过程开展研究,分析总结其沸腾转换特性,一方面能够丰富该类管道激冷过程中沸腾传热相关结论;另一方面能够为缩短两相流阶段,提高液体火箭发动机启动阶段的稳定性提供理论基础和数据支持。将上述部件简化为出口节流管道,采用液氧作为工质,开展 G 为 $1\ 800\ \text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 、 $3\ 750\ \text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 的激冷试验,针对这两个流量,分别进行不同压强条件下的激冷试验。对试验数据进行处理,得到激冷过程管内温度、压力、壁温等参数变化情况及流型变化情况。根据处理得到的结果,分析讨论出口节流管道的激冷过程和沸腾转换特性,旨在进一步揭示流量、压强等因素对激冷过程的影响,阐明激冷过程的再润湿(对应沸腾转换点 LFP)模式,并实现对流传热系数 h_{LFP} 的拟合。

1 试验方法

1.1 试验系统

试验系统如图 2 所示,为本实验室火箭发动机试验台(YFT-0)的液氧路。液氧储存于容积为 $0.5\ \text{m}^3$ 的贮箱内,由减压后的氮气增压,经主管路输送。主管路安装质量流量计与文氏管,分别用于流量测量与流量控制。主管路出口安装预冷阀与主阀,其中预冷阀用于试验前的主管路预冷;主阀则用于正式试验时控制试验段液氧的通断。预冷阀前安装一个温度传感器,测量主管路预冷

温度。

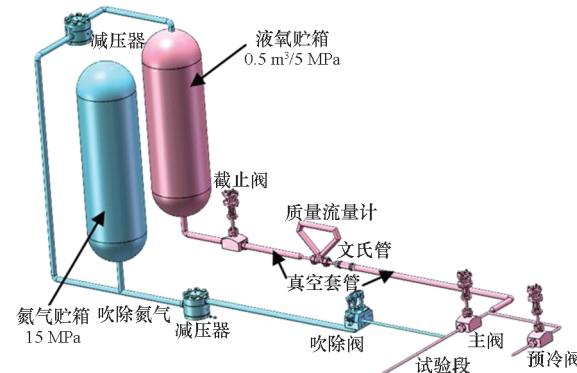
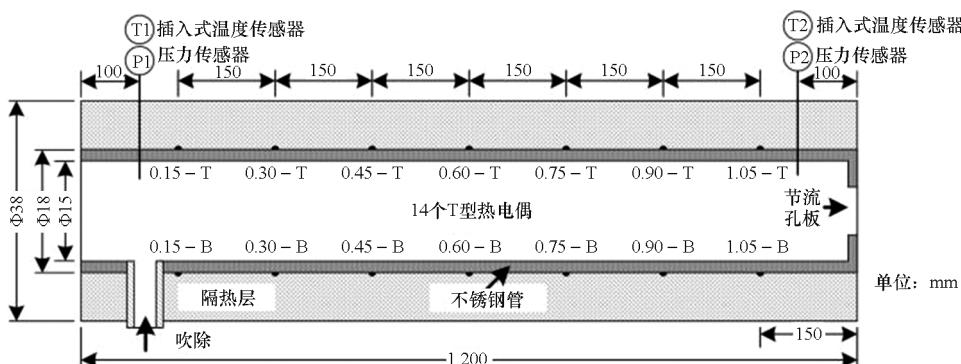


图 2 试验系统

Fig. 2 Experimental system

1.2 试验段

图 3 给出了试验段的管道结构,试验段为长 $1\ 200\ \text{mm}$ 的不锈钢管,内径 $15\ \text{mm}$,壁厚 $1.5\ \text{mm}$,管段出口处安装有节流孔板,具体位置由图 3 右侧箭头指出。出口处的节流孔板一方面会造成试验管末段流体回流,影响管内流体流动方向和速度,另一方面会使管内压强发生改变,相同流量下,节流孔板的节流面积 A_{inj} 越小,管内压强越大。本研究在控制管道入口流量不变的前提下,通过改变 A_{inj} 来改变压强,采用的 A_{inj} 包括 $5.310\ \text{mm}^2$ 、 $8.040\ \text{mm}^2$ 、 $12.570\ \text{mm}^2$ 、 $18.096\ \text{mm}^2$ 、 $23.760\ \text{mm}^2$ 、 $28.274\ \text{mm}^2$ 、 $33.183\ \text{mm}^2$ 。在试验段入口和出口均安装有压力传感器和插入式温度传感器,用于测量激冷过程中管内流体的压强和温度。试验段外壁面上下两侧按照间距 $150\ \text{mm}$,共焊接 14 个 T 型热电偶,用于测量激冷过程中管道的外壁温度。试验段外部,使用聚氨酯发泡对管道作隔热处理。



- 注:① $0.15 - T$: 距入口 $0.15\ \text{m}$ 处,顶部温度测点,使用 T 型热电偶测量;
 ② $0.15 - B$: 距入口 $0.15\ \text{m}$ 处,底部温度测点,使用 T 型热电偶测量;
 ③ 其他测点同上。

图 3 试验段管道

Fig. 3 Pipe of the experimental section

1.3 试验流程

本次试验流程可分为贮箱加注、主管路预冷、贮箱增压、正式试验、试验后吹除五个阶段。

首先向液氧贮箱内充装液氧至贮箱容积的90%左右,此为贮箱加注。然后开启预冷阀,采用液氧对主管路进行低压预冷,使主管路的壁温低于氧的饱和温度;接着使用减压后的氮气给液氧贮箱增压,使其达到试验设计的压力;此时主管路温度有一定回升,需再次打开预冷阀,对主管路进行高压预冷,确保主管路管内流体为液相,此为主管路预冷和贮箱增压。

启动正式试验时序。主管路高压预冷完成和正式试验之间依然存在较短时间间隔,其间主管路内温度稍微上升。为确保正式试验开始时主管路内部温度低于氧的饱和温度,流入试验段的氧为液相,正式试验时序中也包括一段较短时间的预冷。主阀打开后,试验段从室温开始冷却,直至试验段管内完全变为纯液相流动,所需时间较长。试验时序通常为:开启预冷阀;10~30 s后关闭预冷阀、开启主阀;30~60 s后关闭主阀,确保试验段冷却完成。

试验完成后,向试验段长时间通入吹除氮气、使其温度恢复为环境温度,以便进行下一次试验,此为试验后吹除。

2 试验内容、数据处理与不确定性

2.1 试验内容

为研究出口节流管道液氧激冷过程特性,共开展11次试验,其中包括若干重复性试验。对于工况类似的试验,流体温度、压力和壁温等参数发展变化情况类似,下方不再列出。选取流量、压力工况不同的8次试验展开分析,具体如表1所示。液氧贮箱压力恒为5 MPa,设计这8次激冷试验中下游试验段压力始终小于汽蚀恢复压力,文氏管喉部发生汽蚀现象,则流量不再受下游压力影响,保持恒定。控制试验1~4中的汽蚀文氏管节流孔径不变,则其液氧流量一致,稳态质量通量 G_{ss} 约为 $1800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$,增大出口处节流孔面积,使下游试验段压强逐渐降低;增大汽蚀文氏管节流孔径,进行试验5~8,使其 G_{ss} 保持在 $3750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 左右,增大出口处节流孔面积,使下游试验段压强逐渐降低。

表1 试验概况

Tab. 1 Experimental basic facts

| 参数 | 试验1 | 试验2 | 试验3 | 试验4 | 试验5 | 试验6 | 试验7 | 试验8 |
|---|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 节流孔板的节流面积 A_{inj}/mm^2 | 5.310 | 8.040 | 12.570 | 23.760 | 18.096 | 23.758 | 28.274 | 33.183 |
| 稳态压强 P_{ss}/MPa | 4.064 | 2.589 | 1.091 | 0.707 | 1.738 | 1.181 | 0.974 | 0.650 |
| 启动时质量流量 $\dot{m}_{st}/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$ | 0.334 | 0.310 | 0.322 | 0.321 | 0.642 | 0.643 | 0.643 | 0.644 |
| 稳态质量流量 $\dot{m}_{ss}/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$ | 0.303 | 0.318 | 0.327 | 0.325 | 0.664 | 0.664 | 0.662 | 0.662 |
| 稳态质量通量 $G_{ss}/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1})$ | 1715 | 1800 | 1850 | 1839 | 3757 | 3757 | 3746 | 3746 |
| 稳态雷诺数 Re_{ss} | 202 133 | 215 872 | 229 716 | 228 538 | 409 399 | 417 960 | 420 695 | 425 376 |
| 稳态液氧温度 $T_{p,ss}/\text{K}$ | 110.1 | 110.0 | 110.6 | 110.4 | 105.2 | 105.8 | 106.1 | 106.4 |
| 稳态液氧过冷度($T_{sat,ss} - T_{p,ss}$)/K | 38.9 | 28.3 | 10.6 | 3.6 | 25.1 | 16.8 | 13.1 | 5.9 |
| 启动时尖峰压强 P_{peak}/MPa | 4.429 | 3.360 | 1.643 | 1.137 | 2.854 | 2.113 | 1.782 | 1.205 |

注:表中 $T_{sat,ss}$ 为稳态时液氧饱和温度。

2.2 数据处理

试验过程中,采集了试验段管内液体的温度 T_p 、压强 P_p 及试验管段的外壁温度 T_o 。为分析、阐明管道激冷过程,后续讨论均是基于试验管段的内壁温度 T_i 与内壁热流密度 q_i 展开,因此需要将 T_o 数据处理、转换成这两个参数。其中 T_i 通过Burggraf^[19]提出的式(1)计算, q_i 则通过式(2)计算^[14]。此类管内强制对流换热中 q_i 包括三部

分:来自管道内壁的热传导、轴向和径向热传导以及来自隔热层和环境的热流,其中轴向和径向热传导极小,可将其忽略^[5]。管道内壁的热传导 q_{cond} 可以由温度分布傅里叶级数的前三项计算得到,即式(3)^[5];来自隔热层和环境的热流 q_{iso} 可以通过数值方法确定。数值计算时,假设冷却开始前30 s管道外常温,在冷却过程中,隔热层的热流传到管壁,进而传到管内。对隔热

层进行空间离散,同时对时间进行离散,根据热平衡理论,建立控制方程。测量得到的隔热层与管道外壁边界面温度 T_o 视为已知条件,环境向隔热层的传热视为自然对流^[14]。该数值计算通过编程求解,方法与 Johnson 等^[6]的方法一致。

$$T_i = T_o + \frac{r_o^2}{4\alpha} \left[\left(\frac{r_i}{r_o} \right)^2 - 1 - 2\ln\left(\frac{r_i}{r_o}\right) \right] \frac{dT_o}{dt} + \left[\frac{1}{64\alpha^2} \left(r_i^4 - 5r_o^4 \right) - \frac{r_o^2 r_i^2}{8\alpha^2} \ln\left(\frac{r_i}{r_o}\right) - \frac{r_o^4}{16\alpha^2} \ln\left(\frac{r_i}{r_o}\right) + \frac{r_o^2 r_i^2}{16\alpha^2} \right] \frac{d^2 T_o}{dt^2} \quad (1)$$

$$q_i = q_{cond} - \frac{r_o}{r_i} q_{iso} \quad (2)$$

$$q_{cond} = \rho_s C_s \left(\frac{r_i^2 - r_o^2}{2r_i} \right) \frac{dT_o}{dt} + \frac{(\rho_s C_s)^2}{k_s} \left[\frac{r_i^3}{16} - \frac{r_o^4}{16r_i} - \frac{r_o^2 r_i \ln\left(\frac{r_i}{r_o}\right)}{4} \right] \frac{d^2 T_o}{dt^2} + \frac{(\rho_s C_s)^3}{k_s^2} \left[\frac{r_i^5}{384} - \frac{3r_o^4 r_i}{128} + \frac{3r_o^2 r_i^3}{128} - \frac{r_o^6}{384r_i} - \frac{r_o^2 r_i^3 \ln\left(\frac{r_i}{r_o}\right)}{32} - \frac{r_o^4 r_i \ln\left(\frac{r_i}{r_o}\right)}{32} \right] \frac{d^3 T_o}{dt^3} \quad (3)$$

其中: T_i ,单位 K; T_o ,单位 K; r_o 为管道外壁半径,单位 m; α 为管道材料的热扩散系数,单位 $m \cdot s^{-1}$; r_i 为管道内壁半径,单位 m; t 为时间,单位 s; q_i ,单位 $W \cdot m^{-2}$; q_{cond} 为内壁热传导的热流密度,单位 $W \cdot m^{-2}$; q_{iso} 为隔热层及环境的热流密度,单位 $W \cdot m^{-2}$; ρ_s 为管道材料密度,单位 $kg \cdot m^{-3}$; C_s 为管道材料比热,单位 $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$; k_s 为管道材料导热率,单位 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ 。

2.3 不确定性

本研究主要分析讨论出口节流管道中液氧激冷过程特性和再润湿模式,拟合 h_{LFP} 。前者与发生沸腾转换的时间息息相关,需通过 T_i 和 q_i 来确定;后者直接通过 T_i 和 q_i 计算得出。因此,这两个参数直接决定了研究结果的准确性。 T_i 和 q_i 的不确定性主要源于式(1)~(3)中等式右侧参数的测量值。表 2 总结了各参数测量导致的不确定性,计算方法与文献[14]相同。

此外,在对激冷过程中的对流传热系数进行拟合时,各测点拟合的平均相对误差 M 采用式(4)计算。

$$M = \frac{1}{N} \sum \frac{|V_{exp} - V_{pre}|}{V_{exp}} \times 100\% \quad (4)$$

式中, V_{exp} 为参数的试验值, V_{pre} 为参数的预测值, N 为数据的个数。

表 2 不确定性

Tab. 2 Uncertainties

| 参数 | 不确定性 |
|---|------|
| P_p 测量误差/MPa | 0.02 |
| T_p 测量误差/K | 1 |
| T_o 测量误差/K | 1 |
| 管道内外径 D_i 和 D_o 测量误差/mm | 0.01 |
| 质量流量 \dot{m} 测量误差/(kg · s ⁻¹) | 0.01 |
| T_i 计算误差/% | 1 |
| q_i 计算误差/% | 5 |

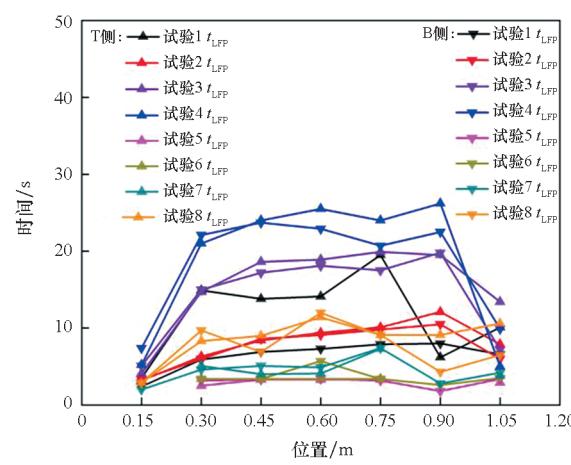
3 液氧激冷过程的特性

基于处理得到的数据,对此 8 次试验绘制沸腾曲线,由此判断得出 LFP 和 CHF,并得到对应的流体温度、压强、过热度、热流密度、产生时间等参数。其中沸腾转换点 LFP 与 CHF 的产生时间(从激冷开始到 LFP 或 CHF)分别记作 t_{LFP} 与 t_{CHF} ,不同测点沸腾转换时间如图 4 所示。针对这 8 次试验,分低流量(试验 1~4)与高流量(试验 5~8)两种情况讨论。

3.1 低流量工况的激冷过程特性

试验 1~4 的 G_{ss} 均在 $1800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 左右,为低流量工况,压强则分布在 $0.707 \sim 4.064 \text{ MPa}$ 范围内,具体如表 1 中所示。这 4 次试验激冷过程的区别,主要体现在压强影响,本节主要研究试验 4 和试验 1 的激冷过程。

图 5(a)给出了试验 4($G_{ss} = 1839 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}, P_{ss} = 0.707 \text{ MPa}$)在激冷过程中,管内液氧温度 T_p 、压强 P_p 、饱和温度 T_{sat} 等曲线,以及各壁温

(a) 不同测点 t_{LFP} (a) t_{LFP} at different position

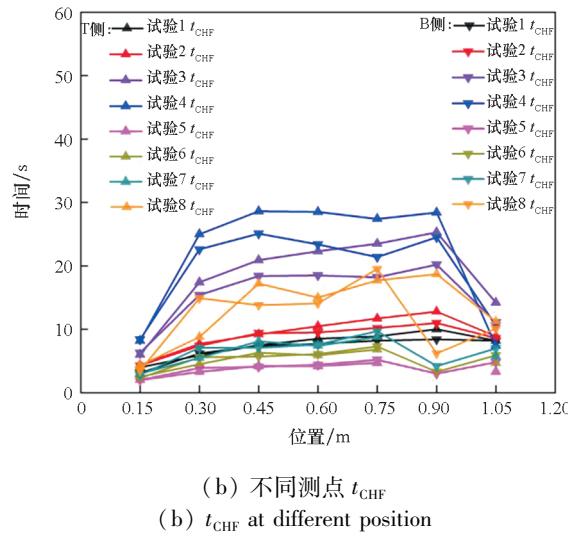
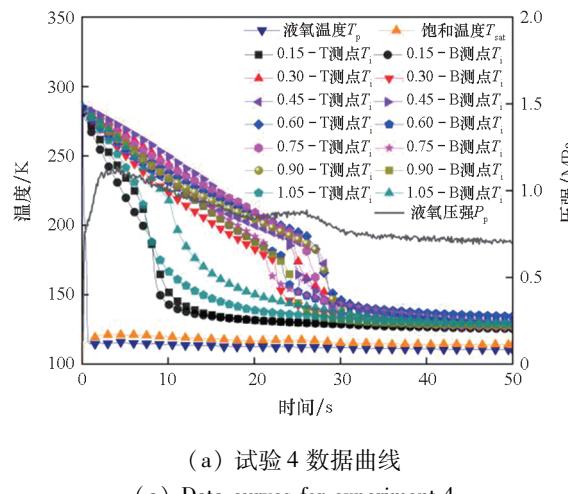


图4 不同测点沸腾转换时间

Fig. 4 Boiling transition time at different position

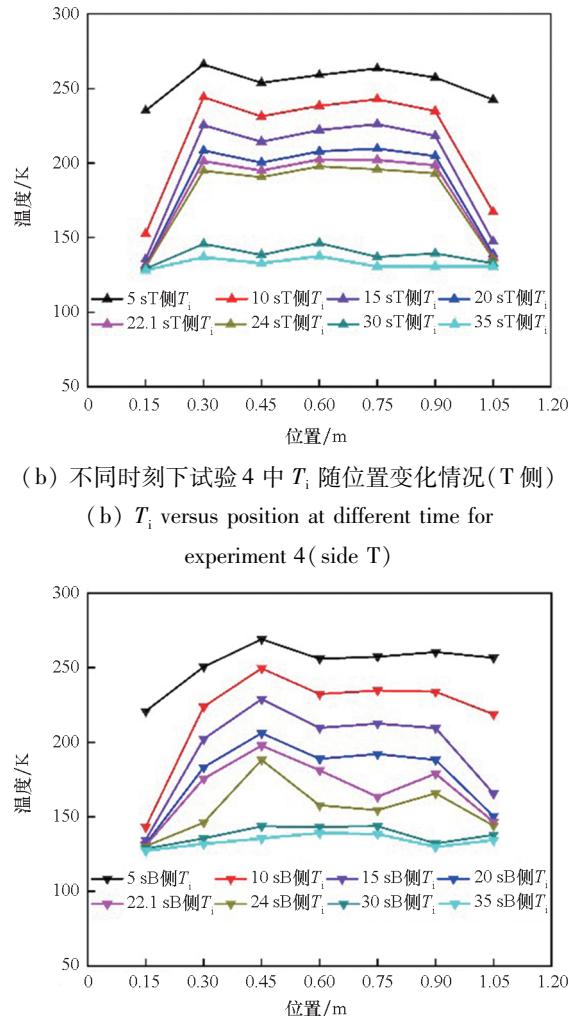
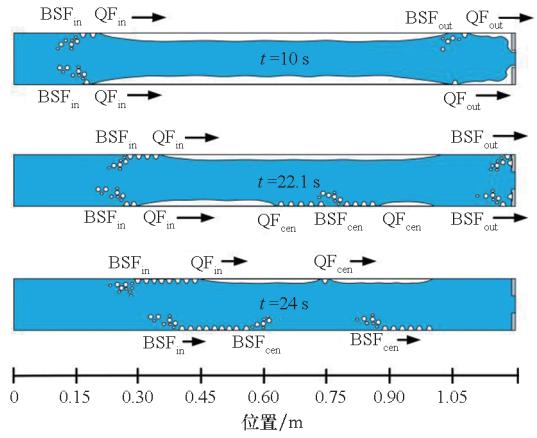
测点对应的内壁温度 T_i 曲线。可见,随着液氧通入试验管段,管内 P_p 迅速上升至峰值后缓慢下降,进而趋于稳定; T_p 则迅速下降至饱和温度下并逐渐趋于稳定。图中 14 个测点 T_i 的下降模式一致,均要经历三个阶段:线性下降段、快速下降段、缓慢下降段。

图 5(b)~(c) 给出了不同时刻下试验 4 管道内壁温度 T_i 随位置变化情况。基于图 4 中各测点 t_{LFP} 与 t_{CHF} , 将它们与某一确定时刻进行对比, 即可知该时刻各测点所在截面处的沸腾状态, 从而推测出该时刻试验段内流体流型。综合整个冷却过程, 得到管内流体流型随时间的变化趋势, 并由此绘制图 5(d), 其中 QF 和 BSF 的下标 in、cen、out 分别表示入口、中部、出口。液氧通入常温试验段后, 产生强烈的汽化, 形成气膜分隔固壁与液体主流。随着流动的发展, 试验段的入口端与出口端先产生沸腾转换。如图 5(d) 所示, 10 s 时, 1.05-B 处于过渡沸腾, 0.15-T、0.15-B、



(a) 试验 4 数据曲线

(a) Data curves for experiment 4

(c) 不同时刻下试验 4 中 T_i 随位置变化情况(B侧)(c) T_i versus position at different time for experiment 4 (side B)

(d) 试验 4 流型发展

(d) Flow patterns development for experiment 4

图 5 试验 4 的激冷过程

Fig. 5 The chill down process for experiment 4

1.05-T 三个点则处于核态沸腾, 管内其他点则均处于膜态沸腾。也可以视为, 试验段的入口端与出口端均依次生成了 QF 与 BSF, 二者均向下游传播。到 22.1 s 时刻, 0.30 m 截面完成再润湿, 达到过渡

沸腾。而与此同时,0.75-T处独立且依次产生了QF与BSF,达到核态沸腾。这二者通常被称作中部QF与中部BSF。前者在不稳定波的作用下独立产生,后者受传热控制。

22.1 s后,一方面入口端QF与BSF进一步向下游传播,另一方面中部QF与BSF同时具有向上、下游传播的趋势。因此,24 s时刻,整条试验管段的下壁面均已完成再润湿。与此同时,上壁面的入口QF到达0.45-T,0.75-T处独立产生了中部QF。此刻,上壁面0.60-T与0.90-T仍处于膜态沸腾阶段。

由此,可以归纳得出再润湿的两种模式:模式I,由端部QF控制;模式II,由中部QF控制。判断方法如下:对于入口与出口QF初始生成处及其下游按时间顺序依次完成再润湿处,认为其受端部QF控制,判断为模式I;对于管道中部独立产生QF处(t_{LFP} 早于上游测点)及其上、下游按时间顺序依次完成再润湿处,认为其受中部QF控制,判断为模式II。表3列出了低流量下一系列试验具体各点所对应的再润湿模式。其中,试验4的试验管段前半段与出口的再润湿通常由端部QF控制,而试验管段后半段(不包括出口附近)的再润湿通常由中部QF控制。

表3 低流量下各测点的再润湿模式

Tab. 3 Liquid rewetting pattern at each position for low mass flux

| 测点位置 | 试验1 | 试验2 | 试验3 | 试验4 |
|----------|-----|-----|------------------|------------------|
| 0.15-T/B | I | I | I | I |
| 0.30-T/B | I | I | I | I |
| 0.45-T/B | I | I | I | I |
| 0.60-T/B | I | I | I | I (T)/ II (B) |
| 0.75-T/B | I | I | I (T)/ II (B) | II |
| 0.90-T/B | I | I | II | II |
| 1.05-T/B | I | I | I | I |

试验1作为典型的低流量高压工况($G_{ss} = 1715 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$, $P_{ss} = 4.064 \text{ MPa}$),其液氧激冷的过程曲线与管内沸腾发展流型分别如图6(a)和图6(b)所示,其绘制方式与试验4相同。总的来说,与试验4相比,二者管内 P_p 和 T_p 曲线变化规律一致。而 T_i 曲线形状则与试验4完全不同,变为加速下降与缓慢下降两个阶段。此外,试验1冷却时间大大缩短。显然,压强升高一方面影响了 T_i 曲线的形状,另一方面减少了冷却时间。

如图6(b)及表3所示,试验1的激冷过程中,整个试验段的再润湿模式均为模式I。入口到0.90 m截面的广大区域,壁面再润湿主要由入口QF及其传播控制,而1.05 m截面及其下游的再润湿由出口QF传播控制,并没有探测到准确的中部QF,这与试验4不同。

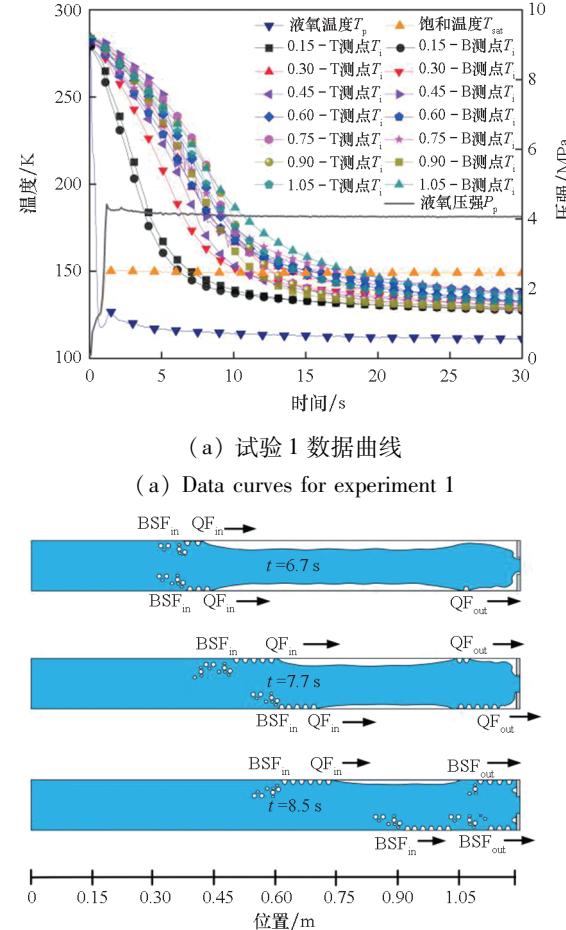


图6 试验1的激冷过程
Fig. 6 The chill down process for experiment 1

3.2 高流量工况的激冷过程特性

如表1所示,试验5~8的4次试验 G_{ss} 均在 $3750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 左右,为高流量工况。该系列试验压强则分布在 $0.650 \sim 1.738 \text{ MPa}$ 的范围内。由此,这4次试验激冷过程的区别,也主要体现在高流量工况下压强的影响。

试验7、8的压强较低,分别为 0.974 MPa 和 0.650 MPa ,其激冷全过程的 T_i 、 T_p 、 P_p 、 T_{sat} 曲线及管内流型发展特性均与试验4类似,这里不再赘述。这两次试验的再润湿模式在表4中列出,其中,上标“*”表示推测,与低流量中的试验4不同,这两次试验中未探测到出口QF,出口处再润湿受中部QF控制,为模式II。试验7和试验8压强不

同,但模式II开始发生的位置均在试验段中段0.45 m处,试验归纳的规律具有一定的普遍性。

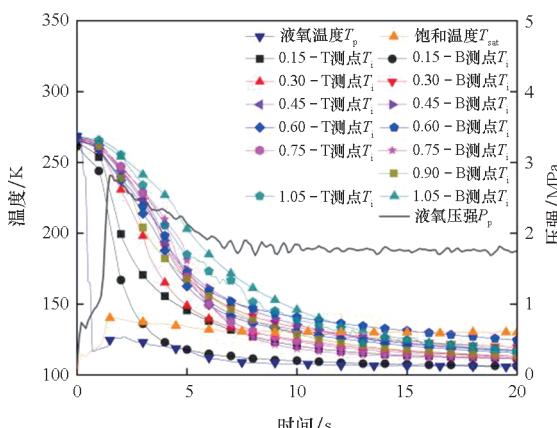
表4 高流量下各测点的再润湿模式

Tab. 4 Liquid rewetting pattern at each position for high mass flux

| 测点位置 | 试验5 | 试验6 | 试验7 | 试验8 |
|----------|----------------|----------------|------------|------------|
| 0.15-T/B | I* | I* | I*(T)/I(B) | I |
| 0.30-T/B | I | I | I | I |
| 0.45-T/B | III | III | II(T)/I(B) | I(T)/II(B) |
| 0.60-T/B | III | III | II | I(T)/II(B) |
| 0.75-T/B | III | III | II | II |
| 0.90-T/B | III*(T)/III(B) | III*(T)/III(B) | II | II |
| 1.05-T/B | III | III | II | II |

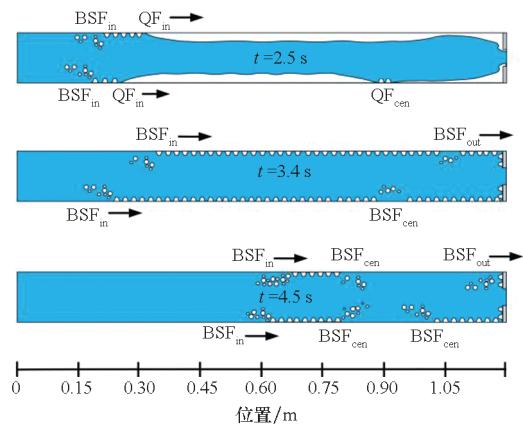
图7(a)与图7(b)分别给出了试验5($G_{ss} = 3757 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$, $P_{ss} = 1.738 \text{ MPa}$)激冷过程的主要参数曲线与流型发展图。可见,试验5与试验1的参数曲线较为相似,总的冷却时间稍短。说明压强决定 T_i 线形,流量影响冷却时间。

在此工况下,流型发展模式与其他试验不同。如图7(b)所示,在入口QF向下游传播的同时,3.4 s时刻,在高压液体的充填作用下,试验管段从0.45 m至出口几乎同时完成了再润湿。该现象是这类出口节流管道在高流量高压条件下液氧激冷的典型特点,定义为模式III。其判断依据为,在一段连续的管道中,沸腾转换点LFP几乎同时发生,即LFP发生的时间 t_{LFP} 往往较为接近。表4中列出了高流量下一系列试验具体各点所对应的再润湿模式。



(a) 试验5数据曲线

(a) Data curves for experiment 5



(b) 试验5流型发展

(b) Flow patterns development for experiment 5

图7 试验5的激冷过程

Fig. 7 The chill down process for experiment 5

3.3 流量和压强对激冷过程及再润湿模式的影响

低压条件下,低流量工况与高流量工况的 T_i 曲线下降趋势类似,为线性下降—快速下降—缓慢下降,如图5(a)所示。高压条件下,低流量工况(试验1)与高流量工况(试验5)的 T_i 曲线下降趋势同样类似,为加速下降—缓慢下降,如图6(a)和图7(a)所示。这表明压强决定 T_i 曲线的线形,压强增大,线形从三段转为二段。低流量下($G_{ss} = 1800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$),该转变发生在2.589 MPa;高流量下($G_{ss} = 3750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$),该转变发生在1.181 MPa。此外,综合对比这8次试验,无论是高压强还是高流量,都能有效地缩短管道冷却所需的时间。

表3、表4分别总结了两种流量下(G_{ss} 为 $1800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 和 $3750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$)液氧管道激冷过程再润湿模式,对比表3、表4,可以进一步给出流量与压强对再润湿模式的影响。首先,试验管段入口到0.3 m截面,管道的再润湿模式一直为I,这表明流量与压强对试验管段的入口段的再润湿模式不产生影响。高流量条件下,压强从0.974 MPa增大至1.181 MPa时,试验管段中后段的再润湿模式从I或II,转变为模式III。这表明在此条件下,液体的充填作用代替了不稳定波的发展作用,主导了试验管段中后段的再润湿。低流量条件下,压强从1.091 MPa增大至2.589 MPa时,试验管段中后段的再润湿模式从I、II共存,逐渐转变为模式I。这表明在该条件下,液体的充填作用与不稳定波的发展作用均不再发挥主导作用。

总的来说,低温流体快速流入管道,入口至0.3 m截面处压强和流量的变化不会引起再润湿

模式的变化。对于管道中后段,压强的增大会抑制不稳定波的发展,使得模式Ⅱ不再发挥主导作用,再润湿转为模式Ⅲ(高流量条件)或模式Ⅰ(低流量条件)。

4 再润湿点的特性与对流传热系数拟合

膜态沸腾与再润湿是低温激冷过程研究的中心议题,LFP处管内由膜态沸腾转向过渡沸腾,管壁再润湿,对流换热性能发生剧烈改变,因此成为重点研究对象。LFP时刻流体—内壁的热流密度 q_{LFP} 受质量流量、流体属性、管道特性、流动方向、重力大小甚至管壁粗糙度等多种因素影响,难以预测。如式(5)所示, h_{LFP} 与 q_{LFP} 之间有明确的物理关系,因此可以对 h_{LFP} 进行拟合,预测从壁面到流体的传热情况。此外,如式(6)所示, h_{LFP} 还与蒸汽膜厚度相关,能够表明激冷过程中实际的物理过程^[18]。

$$h_{\text{LFP}} = \frac{q_{\text{LFP}}}{\Delta T_i} \quad (5)$$

$$h_{\text{LFP}} = \frac{k_v}{\delta_{\text{LFP}}} \quad (6)$$

其中: h_{LFP} ,单位 $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$; q_{LFP} ,单位 $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$; ΔT_i ,单位 K ; k_v 为液氧蒸汽的热导率,单位 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$; δ_{LFP} 为LFP时刻的蒸汽膜厚度,单位 m 。

如表3及表4所示,随着压强增大,除0.15 m、0.30 m截面数据外,其他测点的再润湿模式均发生改变。再润湿模式不一致,则难以对 h_{LFP} 进行拟合^[18]。0.15 m、0.30 m截面再润湿恒受模式Ⅰ控制,因此,0.15 m、0.30 m截面 h_{LFP} 可以进行拟合。Berenson^[20]认为最小膜态沸腾热流密度附近气泡间距和生长速率是由泰勒-亥姆霍兹水动力不稳定性决定的,流体深度和黏度的影响可以忽略。并基于此利用简化的几何模型,导出了水平表面池沸腾膜态沸腾过程中最小值附近(也即LFP附近)对流传热系数的解析式,如式(7)所示。受出口处节流影响,试验管道中存在回流,其沸腾换热过程及沸腾转换模式与普通传输管道不一致,与池沸腾传热存在一定相似之处。进而,Chen等^[18]对式(7)进行修改,提出式(8),用于预测出口节流型水平管道中的 h_{LFP} ,该式适用流量范围为 $1800 \sim 3750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 、压力范围为 $0.650 \sim 4.064 \text{ MPa}$ 、管长为1.2 m。

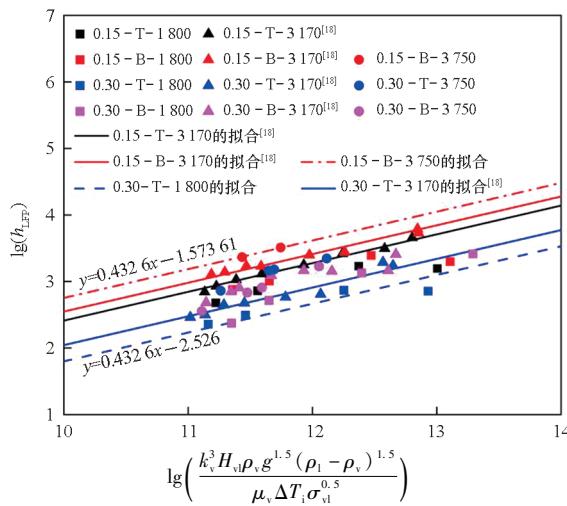
$$h = 0.425 \left[\frac{k^3 H_{\text{vl}} \rho_v g^{1.5} (\rho_l - \rho_v)^{1.5}}{\mu_v \Delta T_i \sigma_{\text{vl}}^{0.5}} \right]^{0.25} \quad (7)$$

$$h_{\text{LFP}} = C_2 \left[\frac{k^3 H_{\text{vl}} \rho_v g^{1.5} (\rho_l - \rho_v)^{1.5}}{\mu_v \Delta T_i \sigma_{\text{vl}}^{0.5}} \right]^{C_1} \quad (8)$$

其中: H_{vl} 为液氧的汽化潜热,单位 $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$; ρ_v 为氧蒸气密度,单位 $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; g 为重力加速度,单位 $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$; ρ_l 为液氧密度,单位 $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; μ_v 为气氧黏度,单位 $\text{Pa} \cdot \text{s}$; σ_{vl} 为液氧表面张力,单位 $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$ 。

采用式(8),对再润湿模式恒为Ⅰ的数据进行拟合,并根据式(4)计算出预测值平均相对误差 M ,对拟合结果进行评估,其中 h_{LFP} 的试验测量值由式(5)计算得到。式(8)中,指数 C_1 由再润湿模式确定,模式Ⅰ对应为0.432 6, C_2 则通过线性拟合得到。若将 G_{ss} 为 $1800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 、 $3170 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 和 $3750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 三组流量下0.15 m、0.30 m截面上全部 h_{LFP} 综合起来进行线性拟合,则 C_2 可以取为一个确定的常数0.008 34,预测最大偏差高达357%,平均相对误差 M 为53.4%。若将上述数据分为顶部、底部两组分开拟合,则 C_2 可以分别取为0.007 08、0.009 71, M 分别为53.6%、48.1%,预测误差依旧较大。若将上述数据按不同流量不同测点位置分组进行拟合,结果如图8所示,图例中测点位置后的1800、3170、3750表示质量通量数值,单位为 $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$,对应的 C_2 和 M 列入表5,其预测误差显著下降,在较为理想的范围内。综合对比这三种拟合方式发现,流量、测点位置对 C_2 影响显著。对比表5不同流量下0.15-T、0.15-B、0.30-T和0.30-B测点拟合结果发现, C_2 随流量增加而增大、随测点轴向位置后移而减小。除 $G_{\text{ss}} = 3750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 工况下的0.30-T和0.30-B测点外,管道顶部 C_2 小于底部。此外,随着流量增加,拟合误差下降,式(8)对高流量下 h_{LFP} 的预测更为准确。

对流传热系数 h_{LFP} 的拟合误差受到多种因素的影响,主要包括三种来源。第一,试验的 h_{LFP} 由式(5)计算而来,式(5)中的 ΔT_i 和 q_{LFP} 又由式(1)~(3)计算而来,数据处理过程中采用的各种假设,使得试验 h_{LFP} 产生一定误差,从而造成拟合误差。第二,式(8)等式右侧的参数组主要由物性参数组成,实际操作中,物性参数的取值不够精准,也会造成一定的拟合误差。第三,除了式(8)中展示的参数, h_{LFP} 还与测点轴向位置(距入口距离 L_{se})和径向位置(顶部或底部)、粗糙度、流动速度、液氧过冷度、初始壁温等因素有关,但试验数据不足,未能量化其关系,式(8)进行预测时采用 C_2 进行修正,产生一定拟合误差。

图 8 h_{LFP} 的拟合Fig. 8 Fitting result of h_{LFP} 表 5 各测点 C_2 的值及拟合误差Tab. 5 C_2 and fitting error at each section

| 测点位置 | $G_{ss}/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1})$ | C_2 | M/% |
|--------|--|----------|------|
| 0.15-T | 1 800 | 0.006 07 | 27.2 |
| 0.15-B | 1 800 | 0.007 75 | 34.2 |
| 0.30-T | 1 800 | 0.002 98 | 27.1 |
| 0.30-B | 1 800 | 0.004 40 | 22.1 |
| 0.15-T | 3 170 | 0.012 19 | 6.1 |
| 0.15-B | 3 170 | 0.016 67 | 8.3 |
| 0.30-T | 3 170 | 0.005 21 | 13.9 |
| 0.30-B | 3 170 | 0.008 88 | 18.9 |
| 0.15-T | 3 750 | | |
| 0.15-B | 3 750 | 0.026 69 | 1.2 |
| 0.30-T | 3 750 | 0.012 17 | 11.8 |
| 0.30-B | 3 750 | 0.007 57 | 17.0 |

从拟合的角度看, h_{LFP} 的主要影响因素包括再润湿模式、流量、压强、测点位置等。再润湿模式决定了 h_{LFP} 的可拟合性。具体地说, 数据表明, 随着压强增大, 管道中后段的再润湿模式改变, 直接导致相关数据无法拟合; 而截面 0.15 m 与 0.30 m 的再润湿始终保持为模式 I, 可以较好地实现拟合。流量与压强的影响主要体现在两方面。一方面, 单纯的流量或压强增大均会导致 h_{LFP} 增大, 这一点从图 8 和式(8)可以看出。图 8 中相同测点流量高的 h_{LFP} 比流量低的 h_{LFP} 大, 式(8)中等式右边参数组合多个氧属性参数, 会随压强增大而升高。另一方面, 流量和压强的改变均会导致管道中后段再润湿模式的改变, 进而

影响其可拟合性。此外, 测点位置也会影响 h_{LFP} , 0.15 m 截面的 h_{LFP} 始终大于 0.30 m 截面的 h_{LFP} , 这主要是因为 0.30 m 截面的再润湿受从 0.15 m 传播而来的 QF 控制, 这与传输管相关文献^[9]结果一致。

5 结论

将液体火箭发动机主阀下游的管道-喷注器部件简化为出口节流管道, 对其开展了高($3750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$)、低($1800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$)两个质量通量的液氧激冷试验研究。基于测量给出的管内壁温参数, 确定了莱顿弗罗斯特点与临界热流密度点的产生时间, 以此绘制了激冷过程中管内流体的流型发展图。由此推测得到管内各处再润湿的三种模式与对应的控制因素, 以及流量和压强对激冷过程中再润湿模式的影响。针对 8 次试验中, 再润湿模式固定的 0.15 m 和 0.30 m 截面, 共计 4 个测点, 完成了对莱顿弗罗斯特点对流传热系数的拟合。主要结论如下:

- 1) 管道壁面再润湿, 对应从膜态沸腾向过渡沸腾的转变, 包括 I、II、III 三种模式, 分别受端部润湿面(入口和出口润湿面)、中部润湿面和液体高压充填控制。
- 2) 在低质量通量($1800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$)工况下, 随着压强从 1.091 MPa 增大至 2.589 MPa, 试验管中后段的再润湿从模式 I(由端部润湿面控制)、II(由中部润湿面控制)共存, 转变为仅有模式 I。在高质量通量($3750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$)工况下, 随着压强从 0.974 MPa 增大至 1.181 MPa, 试验管中后段的再润湿从模式 I 或 II, 转变为仅有模式 III(由液体高压充填控制)。随着压强增大, 模式 II 的控制区域减小。再润湿模式的改变, 导致试验管中后段各截面莱顿弗罗斯特点对流传热系数无法拟合。

- 3) 试验管前 1/4 段的再润湿恒为模式 I、受入口润湿面控制。故可以使用半经验公式完成对 0.15 m 和 0.30 m 截面莱顿弗罗斯特点对流传热系数的拟合, 误差小于 34.2%。

参考文献(References)

- [1] 王娇娇, 厉彦忠, 王鑫宝, 等. 低温推进剂管路预冷沸腾换热特性研究综述 [J]. 宇航学报, 2017, 38(8): 779–788.
- [2] WANG J J, LI Y Z, WANG X B, et al. Review of cryogenic boiling heat transfer during pipe chilldown [J]. Journal of Astronautics, 2017, 38(8): 779–788. (in Chinese)
- [3] MELCHER J C, MOREHEAD R L. Combustion stability characteristics of the project Morpheus liquid oxygen/liquid

- methane main engine [C]//Proceedings of the 50th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, 2014.
- [3] 王磊, 厉彦忠, 李翠, 等. 火箭发动机液氢预冷回路非稳态传热特性研究 [J]. 西安交通大学学报, 2010, 44(5): 120–124.
WANG L, LI Y Z, LI C, et al. Study on unsteady heat transfer characteristic of liquid hydrogen precooling loop of rocket engine [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2010, 44(5): 120–124. (in Chinese)
- [4] HARTWIG J, HU H, STYBORSKI J, et al. Comparison of cryogenic flow boiling in liquid nitrogen and liquid hydrogen chilldown experiments [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 88: 662–673.
- [5] HU H, CHUNG J N, AMBER S H. An experimental study on flow patterns and heat transfer characteristics during cryogenic chilldown in a vertical pipe [J]. Cryogenics, 2012, 52(4/5/6): 268–277.
- [6] JOHNSON J, SHINE S R. Transient cryogenic chill down process in horizontal and inclined pipes [J]. Cryogenics, 2015, 71: 7–17.
- [7] KIM S, FOSTER D, DAMLE N, et al. Experimental investigation of flow orientation effects on cryogenic flow boiling [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2024, 220: 124940.
- [8] DARR S R, HU H, GLIKIN N G, et al. An experimental study on terrestrial cryogenic transfer line chilldown I. Effect of mass flux, equilibrium quality, and inlet subcooling [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 103: 1225–1242.
- [9] DARR S R, HARTWIG J W. Two-phase convection heat transfer correlations for liquid hydrogen pipe chilldown [J]. Cryogenics, 2020, 105: 102999.
- [10] KUNNIYIOR K R, GHOSH P. Development of transient flow film boiling heat transfer correlations for energy efficient cryogenic fluid management during feed line quenching operation [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2023, 204: 123806.
- [11] 陈玉, 孙得川, 曾卓雄. 液态甲烷管道预冷过程的仿真研究 [J]. 航空动力学报, 2024, 39(4): 20210557.
CHEN Y, SUN D C, ZENG Z X. Simulation study on precooling process of liquid methane pipeline [J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(4): 20210557. (in Chinese)
- [12] 刘昆, 程谋森, 张育林. 低温推进剂供应管道系统充填过程的动力学模型 [J]. 国防科技大学学报, 2003, 25(3): 1–5.
LIU K, CHENG M S, ZHANG Y L. Dynamic model of priming processes of cryogenic propellant feed lines [J]. Journal of National University of Defense Technology, 2003, 25(3): 1–5. (in Chinese)
- [13] KIM S, LEE J, MUDAWAR I, et al. Computational investigation of vertical upflow boiling of liquid nitrogen and effects of bubble collision dispersion force [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2023, 203: 123780.
- [14] ZHANG J Q, WANG K, CHEN L W. Experimental study on liquid oxygen chilldown in the horizontal pipe with an injector on the exit [J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 173: 115212.
- [15] ZHANG J Q, WANG K, CHEN L W. Characteristics of boiling transitions during liquid oxygen chill-down in a horizontal pipe with an injector on the exit [J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 182: 116068.
- [16] ZHANG J Q, WANG K, CHEN L W. Experimental study on liquid oxygen chill-down in a horizontal exit-contracted pipe [J]. Cryogenics, 2021, 120: 103387.
- [17] ZHANG J Q, WANG K, CHEN L W. Fill-in and boiling transition characteristics during the liquid oxygen chill-down process in a vertical exit-contracted pipe [J]. International Journal of Aerospace Engineering, 2022, 2022(1): 5899199.
- [18] CHEN L W, ZHANG J Q. Characteristics of flow development and boiling transitions in the liquid oxygen chill-down process in a straight horizontal exit-contracted pipe [J]. International Journal of Aerospace Engineering, 2023, 2023(1): 9088200.
- [19] BURGGRAF O R. An exact solution of the inverse problem in heat conduction theory and applications [J]. Journal of Heat Transfer, 1964, 86(3): 373–380.
- [20] BERENSON P J. Film-boiling heat transfer from a horizontal surface [J]. Journal of Heat Transfer, 1961, 83(3): 351–356.