

文章编号:1672-3961(2025)06-0069-07

DOI:10.6040/j.issn.1672-3961.0.2024.327

氖工质深冷环路热管运行不稳定性仿真分析

何发龙^{1,2}, 杜王芳^{2,3*}, 苗建印⁴, 张红星⁴, 何江⁴, 刘思学⁴, 刘畅⁴, 赵建福^{2,3}

(1.天津城建大学能源与安全工程学院,天津 300384; 2.中国科学院力学研究所微重力重点实验室,北京 100190; 3.中国科学院大学工程科学学院,北京 100049; 4.航天器热控全国重点实验室(北京空间飞行器总体设计部),北京 100094)

摘要:深冷环路热管作为深低温区高效两相热传输系统,运行稳定性问题直接决定着热控系统运控性能。本研究采用深冷环路热管系统级瞬态模型,对氖工质深冷环路热管稳定性进行瞬态仿真。模拟研究氖工质深冷环路热管系统压力和运行温度波动现象及原因,分析失稳过程中系统关键部件内部的气液分布特征。结合温度-压降相图分析系统失稳机制,揭示深冷环路热管不同运行工况中出现的稳定运行、振荡衰减、振荡放大和周期振荡四种不同运行状态特征。

关键词:深低温;环路热管;温度波动;不稳定性;瞬态仿真

中图分类号:TK121 **文献标志码:**A

引用格式:何发龙,杜王芳,苗建印,等. 氖工质深冷环路热管运行不稳定性仿真分析[J]. 山东大学学报(工学版),2025,55(6):69-75.

HE Falong, DU Wangfang, MIAO Jianyin, et al. Numerical investigation on the operating instability of neon charged cryogenic loop heat pipes[J]. Journal of Shandong University (Engineering Science), 2025, 55(6):69-75.

Numerical investigation on the operating instability of neon charged cryogenic loop heat pipes

HE Falong^{1,2}, DU Wangfang^{2,3*}, MIAO Jianyin⁴, ZHANG Hongxing⁴, HE Jiang⁴, LIU Sixue⁴, LIU Chang⁴, ZHAO Jianfu^{2,3}

(1. School of Energy and Safety Engineering, Tianjin Chengjian University, Tianjin 300384, China; 2. Key Laboratory of Microgravity, Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China; 3. School of Engineering Science, University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China; 4. National Key Laboratory of Spacecraft Thermal Control (Beijing Institute of Spacecraft System Engineering), Beijing 100094, China)

Abstract: Cryogenic loop heat pipes (CLHPs), as efficient two-phase heat transfer systems for the cryogenic temperature range, have been widely used in many engineering applications both on the ground and in space. The operational stability of CLHPs directly influenced the performance of the thermal control system. In this study, a system-level transient model was employed to conduct transient simulations on the operational stability of a neon-charged CLHP (Ne-CLHP). The phenomena and causes of pressure and operating temperature oscillations in the Ne-CLHP were simulated and investigated. The gas-liquid distribution characteristics inside the key components of the system during the instability process were analyzed in detail. Combined with the temperature-pressure drop phase diagram, the instability mechanism was examined, which revealed four distinct operating states—stable operation, oscillation attenuation, oscillation amplification, and periodic oscillation—that occurred under different operating conditions of the CLHP.

Keywords: cryogenic temperature; loop heat pipe; temperature oscillation; instability; transient model

收稿日期:2024-12-13

基金项目:国家重点研发计划资助项目(2022YFF0503502);国家自然科学基金资助项目(11972040)

第一作者简介:何发龙(1988—),男,安徽马鞍山人,高级实验师,博士,主要研究方向为环路热管传热性能及稳定性。

E-mail: hefalong@tcu.edu.cn

* 通信作者简介:杜王芳(1984—),女,山西吕梁人,副研究员,博士,主要研究方向为微重力流体力学。E-mail: duwangfang@imech.ac.cn

0 引言

深冷环路热管(cryogenic loop heat pipe, CLHP)作为深低温区高效两相热传输装置,可有效隔离制冷器机械震动及其电磁干扰对光学探测器造成的影响^[1],是深空红外探测热控系统关键组件之一,其实际运控过程中的流动传热能力及其稳定性是实现深低温长距离高效热量传输的可靠保证。由于深冷工质热物性、系统构型、周围环境及运控条件等诸多因素影响,系统在特定条件下会表现出丰富的动力学特征,如温度波动、温度延迟等,进而影响系统运行稳定。然而,目前对于深冷环路热管的研究主要集中在系统超临界启动和传热能力方面,而对系统稳定性问题则关注较少。

针对常规环路热管的不稳定性,诸多学者进行了研究。文献[2]发现,当冷凝器冷凝能力不足时,冷凝器出口会产生温度波动,并推测此时冷凝器出口伴随气液相界面的进出运动,可将温度波动归因于蒸发器、冷凝器和储液器之间热动力学状态改变导致的传输管线内气液分布状态变化。文献[3]对氨工质常规环路热管试验结果中观测到的温度波动现象进行了描述和解释,认为小热负荷条件下的温度波动是由于毛细芯内部蒸发引起,而大热负荷条件下的温度波动是由于工质充装量和储液器容积不匹配造成的。文献[4]在平板型甲醇工质环路热管试验测试中观察到温度波动,并研究倾斜角度、热负荷和工质充装比例等对温度波动幅值和波动周期的影响,结果表明工质充装比例越高,温度波动越剧烈,同时认为储液器内部气泡产生和破裂是造成温度波动的主要原因。

相比与常规环路热管,由于深冷工质热物性和特殊系统结构(耦合辅助回路)影响,CLHP运行稳定性问题比常规环路热管更为复杂。文献[5]观察到辅助回路氨工质深冷环路热管低充装量条件下,辅助蒸发器施加4 W热负荷进行系统启动时,液体管线中部及次回路回流管线中部温度一直处于波动状态,且波动幅度接近20 K,作者认为这种温度波动是由于工质充装量不够所致。此外,作者还发现在较高充装压力时,主管线出口温度存在明显毛刺现象,这被认为是由过冷沸腾发生引起的,即管线内产生气泡引起系统温度和压力的显著波动。文献[6-7]在辅助回路氨工质深冷环路热管试验中发现,在中等充装压力(2.89 MPa)、辅助蒸发器施加高热负荷(3 W)进行超临界启动,可观测到主蒸发器振荡幅度接

近10 K的温度波动,降低辅助蒸发器热负荷至1.5 W时,温度波动消失;在高充装压力(3.19 MPa)下,辅助蒸发器热负荷为1.5 W时进行超临界启动和稳定运行过程中,均可观测到辅助蒸发器温度波动且波动幅度接近10 K。由于缺乏有效的理论分析方法,对于深冷环路热管稳定性问题,目前工作大都停留在试验现象描述和分析阶段,对于系统不稳定性现象的理论分析和机理研究还不够深入。

对深冷环路热管运行温度波动现象的深刻理解,是提出适宜、有效的失稳抑制技术措施的前提。这需要深入分析系统动态运行特性,文献[8-10]提出的深冷环路热管系统级瞬态仿真模型可以合理描述系统运行过程中的瞬态特性,因此本研究采用该模型,针对具有辅助回路的氨工质深冷环路热管开展稳定工作区域边界附近系统动态行为数值仿真分析,确认失稳前后系统内部流动、传热及热力状态变化过程基本特征和失稳后温度波动动态演化过程,为提出有效深冷环路热管失稳抑制措施提供一定依据。

1 瞬态仿真模型及验证

1.1 基本假设

本模型基本假设如下。

(1)系统和环境之间对流换热十分微弱,假设系统与环境之间以辐射漏热为主。

(2)假设毛细骨架及其内部工质处于局部热平衡,忽略气-固和固-液界面接触热阻以及固体骨架热惯性影响。

(3)流体节点工质总是处于局部热力学平衡态且满足吉布斯相律。

(4)采用均相模型处理两相状态工质,即假设流体节点内气、液两相均匀分布且速度相同。系统采用小管径,忽略重力作用对管道截面上气、液两相分布的影响。

1.2 瞬态热动力学模型

在以上假设基础上,可依据质量、动量和能量守恒定量,构建一维瞬态仿真模型,采用控制容积法建立流体节点热力学模型和流动路径动力学模型,深冷环路热管节点网络模型如图1所示。图中*i*为流体工质节点,*I*为其相邻流体工质节点,*j*为固壁节点,*J*为其相邻固壁节点,*k*为流动路径,*K*为相邻流动路径,*N*为热沉或热源,*E*为外部环境。本研究只对模型进行简要介绍,模型详细内容参见文献[8-10]。

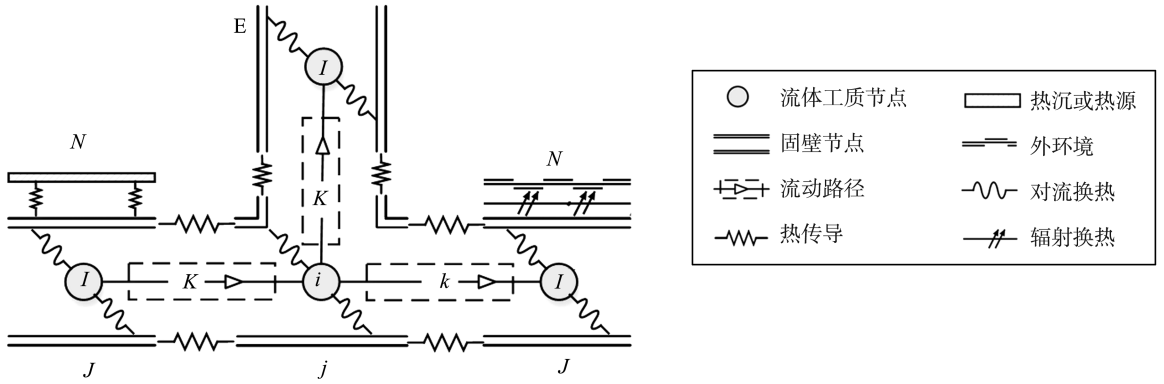


图1 深冷环路热管节点网络图

Fig.1 Cryogenic LHP nodal network model diagram

固壁节点能量方程为

$$M_j \frac{d(C_j T_j)}{dt} = Q_{ij} + \sum_N Q_{jN}, \quad (1)$$

式中, M_j 和 C_j 分别为壁面节点 j 的质量和比热, t 为时间, Q_{ij} 为该壁面节点 j 与内部流体工质节点 i 之间的换热量, Q_{jN} 为该壁面节点 j 与施加的热源/热沉之间的换热量。

流体工质节点 i 质量方程为

$$\frac{d\rho_i}{dt} = \sum_K m_k / V_i, \quad (2)$$

式中, ρ_i 和 V_i 分别为工质节点 i 的密度和体积, m_k 为工质节点 i 与邻近工质节点 I 流动路径 k 上的质量流率。

流体工质节点 i 能量方程为

$$\frac{d(M_i U_i)}{dt} = \sum_K (m_k h_k) + Q_{ij} + W_i, \quad (3)$$

式中, M_i 和 U_i 分别为流体工质节点 i 的质量和内能, h_k 为 k 路径上的焓值, $m_k h_k$ 为邻近流体工质节点 I 与流体工质节点 i 界面处的焓流率, W_i 为流体工质节点 i 因压力变化引起的压缩功, Q_{ij} 为流体工质节点 i 与相邻壁面节点 j 之间的换热量。

流动路径 k (即相邻流体工质节点 i 和 I 之间流动管段) 上工质的动量方程为

$$\frac{dm_k}{dt} = \frac{A_k}{L_k} (P_{up} - P_{down} + \Delta P_a + \Delta P_f + \Delta P_g), \quad (4)$$

式中, P_{up} 和 P_{down} 分别为该路径上游和下游流体工质节点的压力, ΔP_a 、 ΔP_f 和 ΔP_g 分别为该路径上的加速压降、摩擦压降和重力压降, L_k 和 A_k 分别为该路径管段的等效长度和等效流通面积。

储液器和蒸发器之间的流动状态需要考虑毛细芯的影响, 储液器和蒸气槽道之间的动量方程仅考虑其径向的流动, 可表述为

$$\frac{R_{o,wi} - R_{i,wi}}{\pi L_{wi} (R_{o,wi} + R_{i,wi})} \frac{dm_{CC-VG}}{dt} = P_{CC} - P_{VG} - \Delta P_{f,wi}, \quad (5)$$

式中, m_{CC-VG} 为储液器和蒸发器槽道之间的质量流率, P_{CC} 和 P_{VG} 分别为储液器和蒸气槽道的工质压力, $R_{o,wi}$ 和 $R_{i,wi}$ 分别为毛细芯的外径和内径, L_{wi} 为毛细芯的长度, $\Delta P_{f,wi}$ 为毛细芯内工质流动压降。

式(1)~(5)构成了深冷环路热管启动运行全过程的系统级瞬态数值模型。热力学模型利用等温节点和相邻节点之间的传导和对流所换热量计算壁面温度和流体内能; 动力学模型则描述流体节点之间的质量流率, 以确定流体节点的工质密度和节点路径上的流动阻力, 通过流体节点密度和内能两个状态量, 结合 NIST 物性数据库获取节点压力分布。

1.3 模型验证

为验证深冷环路热管系统级瞬态仿真模型描述能力, 对照具有辅助回路的氦工质深低温环路热管 (neon-charged cryogenic loop heat pipe, Ne-CLHP) 超临界启动和稳定运行试验数据, 进行模型验证, Ne-CLHP 构型如图 2 所示, 具体部件结构参数可参见文献[6]。试验中, 测试装置水平放置, 系统充装压力为 3.19 MPa, 环境温度为 296 K, 辅助蒸发器启动热负荷为 1.5 W, 系统启动后主蒸发器热负荷阶梯加载直至系统运行失效。氦工质饱和物性参数如表 1 所示。模拟计算中工况参数与文献[6]一致, 使用试验中辅储液器壁面温度作为热沉输入, 热沉与冷凝器及辅储液器之间热导取值为 240 W/(m²·K)。

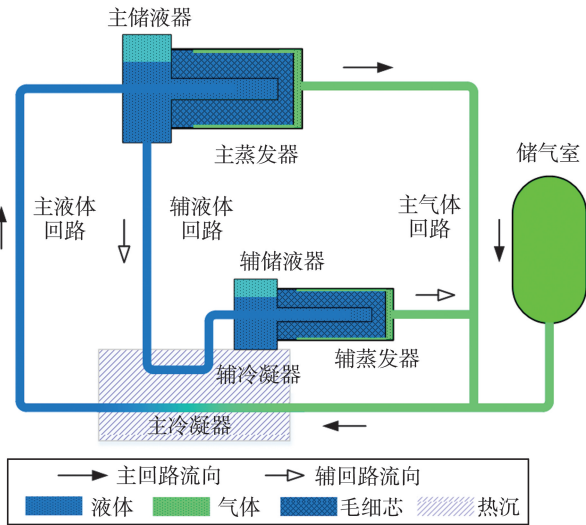


图2 具有辅回路 CLHP 构型图

Fig.2 Schematic view of the CLHP equipped with an auxiliary loop

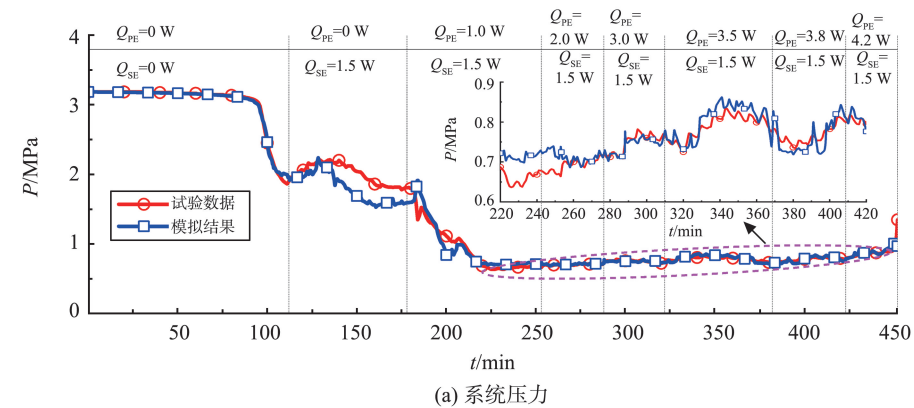
模型计算与试验测试的系统压力和主蒸发器

温度对比如图3所示,图3中 Q 为热负荷, T 为温度, P 为系统压力。由图3(a)可知,系统压力与试验结果表现出了较好跟随性,模型可捕捉到系统瞬态响应变化,特别是在第一阶段冷却和主回路启动后稳定运行过程中,系统压力与试验值十分接近。施加辅助蒸发器热负荷1.5 W,主回路降温过程中系统压力呈现先上升后回落的趋势,主蒸发器壁面温度则快速下降,这是由于辅助蒸发器施加热负荷后,产生大量蒸气,导致系统压力上升,同时推动主冷凝器液相工质经由主液体回路流向高热状态的主储液器,实现主储液器和主蒸发器快速降温。数值仿真模型刻画出系统压力和蒸发器壁面温度的变化趋势,但数值仿真结果在后半段明显低于试验值,这可能是由于模型中忽略了主蒸发器毛细芯骨架降温热惯性,导致主储液器和主蒸发器更易实现降温,最终引起系统压力偏低。

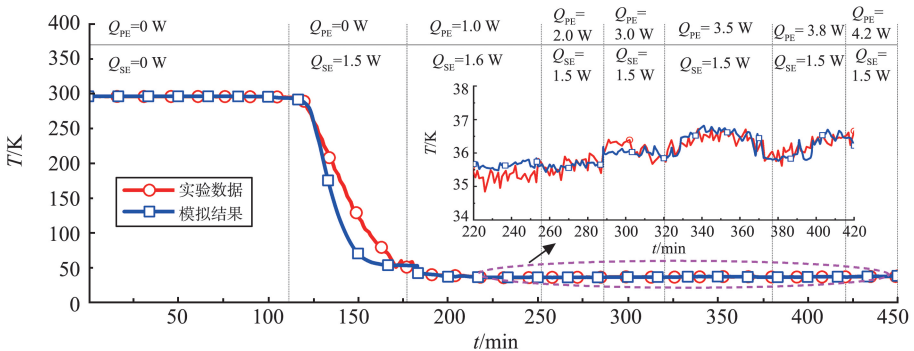
表1 氖工质饱和物性参数

Table1 The saturation physics properties parameters of neon

序号	饱和温度 $T_{sat}/^{\circ}\text{C}$	饱和压力 P_{sat}/MPa	液相密度 $\rho_l/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	气相密度 $\rho_v/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	液相动力黏度 $\mu_l/(\mu\text{Pa}\cdot\text{s})$	气相动力黏度 $\mu_v/(\mu\text{Pa}\cdot\text{s})$	液相导热系数 $k_l/[\text{mW}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}]$	气相导热系数 $k_v/[\text{mW}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}]$	汽化热 $\Delta h/(\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$	表面张力 $\sigma/(\text{mN}\cdot\text{m}^{-1})$
1	30	0.22	1 154.00	19.83	88.80	5.13	138.14	8.16	81.79	3.85
2	35	0.65	1 044.20	55.11	59.09	6.28	108.23	10.65	71.35	2.29
3	40	1.46	897.21	134.66	39.06	7.91	78.04	15.74	53.87	0.88



(a) 系统压力



(b) 主蒸发器壁面温度

图3 仿真结果与试验数据对比

Fig.3 The comparison of modelling results and experiment data

由图 3(b)可知,主蒸发器壁面温度曲线与试验值能较好符合。与试验值主要的偏离出现在主回路降温过程,此时主蒸发器壁面降温速率要大于试验值。如前所述,这是由于模型中并未考虑毛细芯骨架热惯性和蒸发器壁面温度分布不均匀性所致。

2 仿真结果与讨论

2.1 深冷环路热管运行不稳定性仿真

针对系统充装压力为 2.39 MPa,辅助热负荷 Q_{SE} 为 1.5 W,热沉温度为 30 K 的情形,环境温度 T_{am} 为 290 K,主热负荷阶梯提升过程中系统瞬态响应仿真计算结果如图 4 所示。仿真计算中忽略环境

漏热影响。此外,仿真计算中,假设重力使得主储液器流向辅液相回路的工质状态以气相为主,只有当主储液器内工质干度低于 0.1(液相近似充满主储液器)时,气相夹带使得辅液相回路进口变为气液两相混合状态。

由图 4 可知,在较低热负荷(主蒸发器热负荷为 0.5 W 和辅蒸发器热负荷为 1.5 W)时,系统运行稳定,尽管热负荷突变会引起系统波动,但该扰动很快会衰减消失,如主蒸发器热负荷增加至 1.5 W 时,在 8 000~10 000 s 范围内能观测到明显的温度和压力波动,但 10 000~12 000 s 内波动明显衰减;当热负荷由 1.5 W 提升到 2.0 W 时,热负荷突变引起的系统波动不再衰减,反而明显增长并持续大幅度振荡,处于不稳定状态。

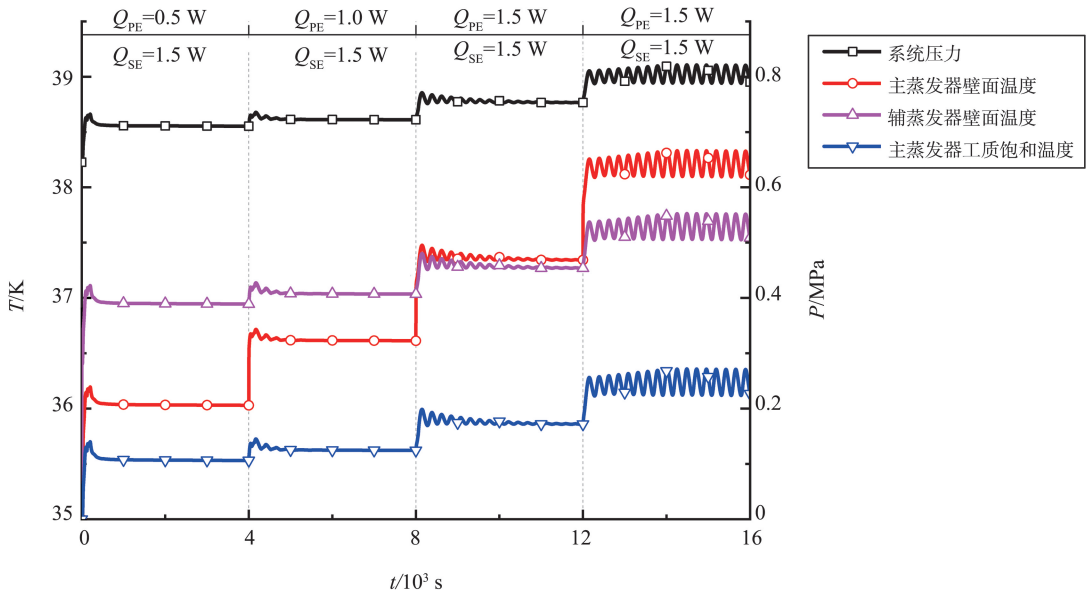


图 4 仿真计算中温度和压力波动

Fig.4 Temperature and pressure oscillations in simulation

2.2 温度波动过程中系统气液分布特征

系统运行中,主、辅回路关键部位热力学干度变化情况如图 5 所示。从图 5(a)可以看出,系统温度波动随着系统部件中气液分布的变化,主回路中冷凝器出口及主储液器干度大于 0,表明冷凝器出口及主储液器均处于两相状态。从图 5(b)中可以看出,0.5 W 热负荷条件下辅冷凝器出口及辅储液器为全液,对应图中辅冷凝器出口及辅储液器干度为 0。当热负荷增至 1 W 时,辅冷凝器出口干度由 0 升高至 0.1 左右,呈现出波动衰减特性,这说明辅助冷凝器出口由全液向气液两相状态变化过程中,辅助冷凝器出口的气液界面运动对系统运行稳定性造成一定影响。随着热负荷继续增加,辅储液器也由全液(过冷)转为气液两相

状态。

分析图 5 可知,主回路一直处于单相蒸气或气液两相混合状态,主储液器内则近于液相全充满状态。因此,辅液相回路的入口总是呈气液两相混合状态;热负荷增加导致主回路流体流动速度增强,对流换热得以强化,主冷凝器出口干度下降;主回路工质流量增大使得主储液器液相份额实际上在缓慢减小,这导致辅液相回路入口处气相份额明显增大。辅回路热负荷恒定制约着其流量基本恒定,进而辅冷凝器会有着近似恒定的制冷能力,这就使得辅冷凝器出口气相干度增大,引起系统压力抬升。系统压力升高导致工质温度增加,加大了工质与热沉间的温差,反过来强化了冷凝传热效果,使得系统参数回调,这正是系统波动的表现成因。此

外,热负荷较低时,热负荷变化引起的主蒸发器壁面温度和系统压力波动幅度较小,在自身阻尼作用下能够衰减消失,达到新的稳定状态。但是,当热负荷达到 2.0W 时,辅冷凝器出口干度会在 0 和非 0

之间大幅振荡,这表明辅冷凝器出口将交替形成全液与气液两相混合状态,即冷凝界面在出口来回进出,间歇性缩小冷凝传热面积,导致冷凝传热能力不足,进而无法抑制振荡,导致系统失稳。

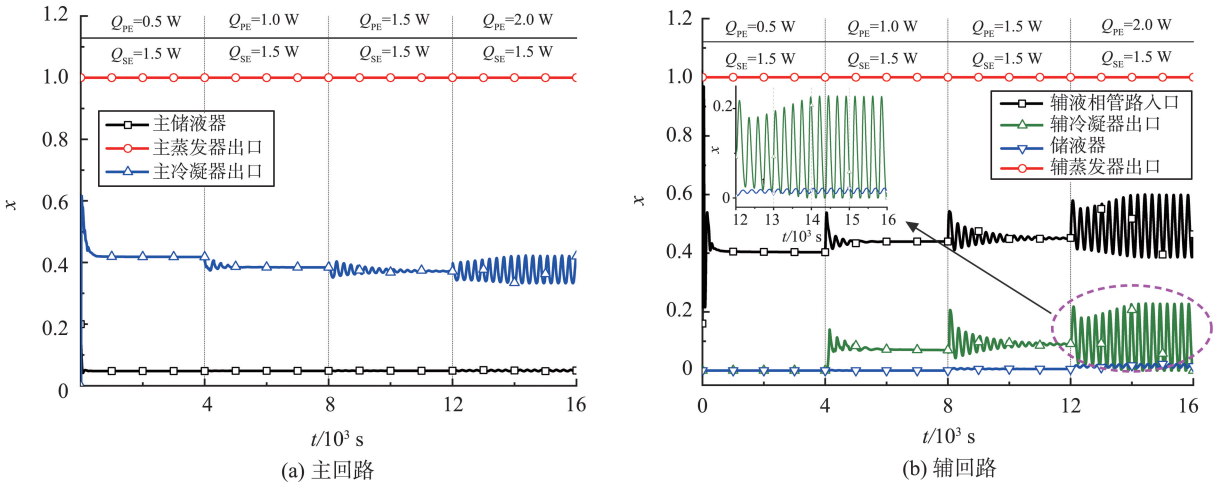


图5 关键部位热力学干度(x)变化

Fig.5 The working fluid thermodynamic quality (x) variation key location

2.3 深冷环路热管不稳定性机制分析

CLHP 波动工况下,温度与压降相图如图 6 所示,图 6 中 ΔP 为压降。在低热负荷状态,系统稳定运行,因此状态点很快趋于一个定点(包括 1.5 W 热负荷时);在 2.0 W 热负荷时,系统状态点不再是

汇聚压缩形态,而是呈现外扩状态,并在系统非线性因素影响下,趋于某个类似极限环轨迹,而这一现象表现为蒸发器温度的周期性振荡行为。此外,极限环形态近似椭圆形,这表明蒸发器壁面温度和系统压力这两个状态参量之间存在一定相位差异。

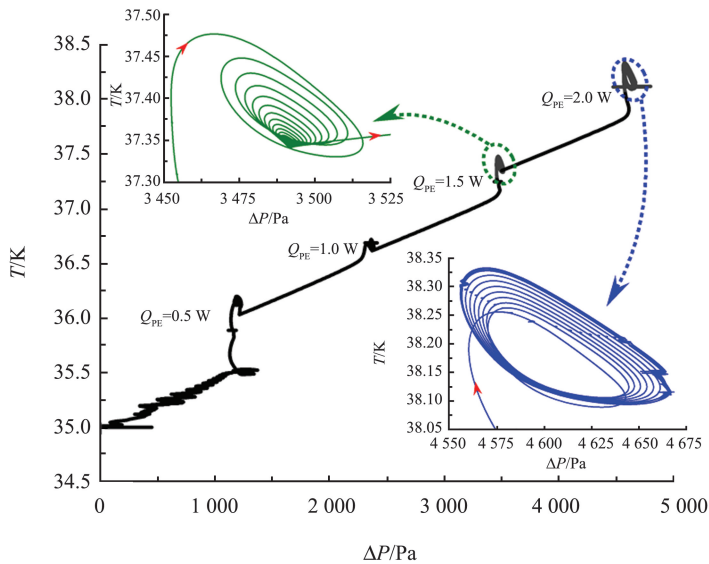


图6 CLHP 波动工况下温度与压降相图

Fig.6 Temperature and Pressure drop phase diagram during CLHP oscillation

不同热沉温度和主蒸发器热负荷条件下,主蒸发器壁面温度的变化情况如图 7 所示,图 7 中 T_{sink} 为热沉温度。仿真计算中,热沉温度从 31.5 K 起按 0.5 K 幅度逐渐降低至 28 K。同一热沉温度工况中,维持充装压力为 2.3 MPa、辅助蒸发器热负荷为

1.5 W 不变,主蒸发器热负荷 Q_{pe} 从 0.5 W 起,按 4 000 s 时间间隔进行阶梯加载,加载幅度为 0.5 W。由图 7 可知,热沉温度和蒸发器热负荷对系统温度波动变化影响较大。从图 7 中标示的温度-压降相图可知,系统在不同工况条件下表现出稳定和不稳

定两种运行状态,而其中不稳定性分别表现出振荡衰减、振荡放大和振荡维持等三种振荡形态。相同热沉温度下,随着热负荷增加,系统温度波动由稳定运行向振荡衰减再向振荡维持转变,特殊情况下会出现由稳定运行向振荡放大再转为振荡维持;相同热负荷条件下,降低热沉温度,对主蒸发器温度

波动起到一定抑制作用,呈现出主蒸发器器由振荡维持向稳定运行转变,在此过程中,主蒸发器温度会随着热沉温度的降低而减小,但对于温度振荡工况,会表现出明显的温度振幅随着热沉温度降低而增加的趋势。总得来说,降低热沉温度和主蒸发器热负荷对于系统运行温度波动有明显抑制作用。

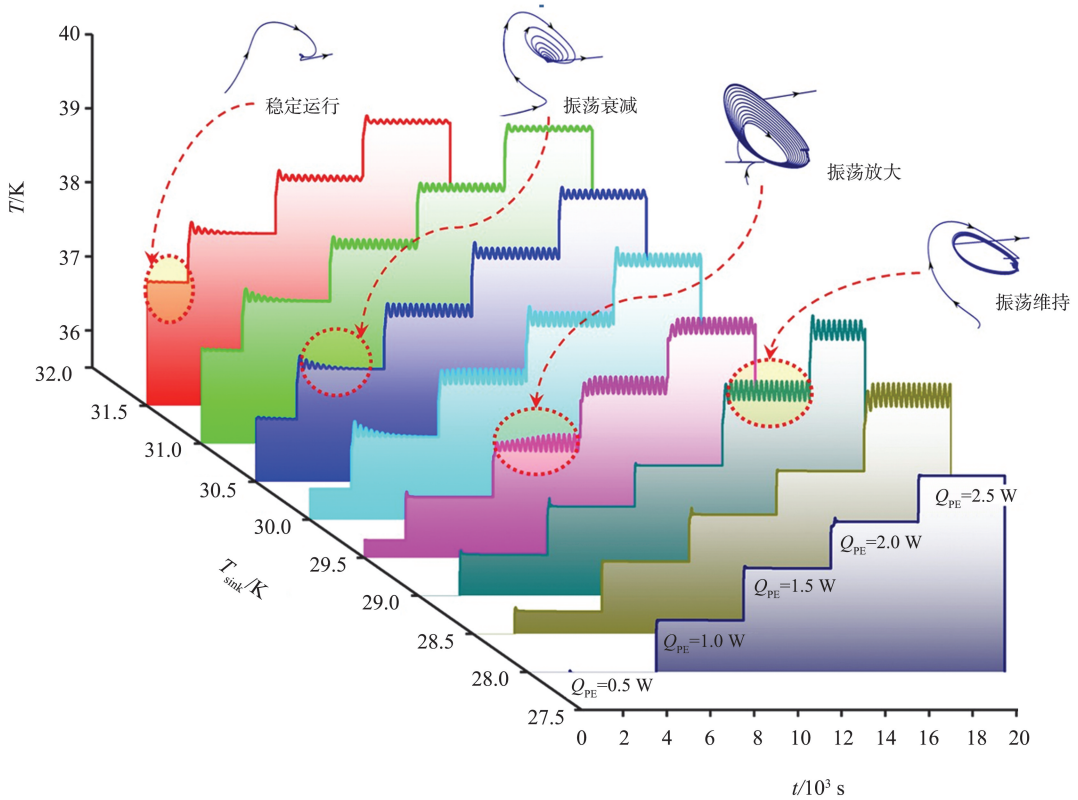


图 7 充装压力 2.3 MPa 时热沉温度对温度波动影响

Fig.7 Effect of heat sink temperature on temperature oscillation for 2.3 MPa charged pressure

3 结论

本研究采用深冷环路热管系统级瞬态仿真模型,对氟工质 CLHP 运行温度波动现象进行了瞬态仿真计算,得到了 CLHP 温度波动曲线及系统内部工质分布状态,表明所构建的 CLHP 瞬态数值仿真模型能够描述具有温度波动现象。基于模拟结果,分析得出 CLHP 温度波动现象产生是由于冷凝器内气液界面周期性移动造成的,进一步验证了冷凝器冷凝能力不足造成 CLHP 温度波动现象的阐述。通过扩大仿真计算工况范围,揭示深冷环路热管运行过程中的稳定运行、振荡衰减、振荡放大和周期振荡四种不同运行状态特征。

参考文献:

[1] BUGBY D C. Development of advanced tools for

cryogenic integration[J]. AIP Conference Proceedings, 2004, 710(1): 1914-1922.
 [2] KU J. Temperature oscillations in loop heat pipe operation [J]. AIP Conference Proceedings, 2001, 552(1): 255-262.
 [3] 张红星,林贵平,丁汀,等. 环路热管温度波动现象的实验分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2005, 31(2): 116-120.
 ZHANG Hongxing, LIN Guiping, DING Ting, et al. Experimental investigation on temperature oscillation of loop heat pipes [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2005, 31(2): 116-120.
 [4] GAI D X, LIU Z C, LIU W, et al. Operational characteristics of miniature loop heat pipe with flat evaporator[J]. Heat and Mass Transfer, 2009, 46(2): 267-275.
 [5] 周顺涛. 深冷环路热管超临界启动及稳态运行特性研究 [D]. 北京: 中国空间技术研究院, 2010: 54-59.