

回热循环对航天器热泵系统性能影响研究

杨佳卉 陈叔平 姚淑婷 毛红威 王明秋 李军

(兰州理工大学石油化工学院, 兰州 730050)

摘要: 为研究 R12 回热循环对航天器单级蒸汽压缩式热泵系统性能的影响, 搭建了热泵性能测定实验装置, 从排气温度、耗功量、制冷量及制冷系数等方面分析了回热循环对热泵系统性能的影响。结果表明: 在有、无回热循环两种工况下, 实验测得的排气温度、耗功量、制冷量、制冷系数均随量热器温度的升高而增大; 同一量热器温度下, 回热循环在提高系统制冷量的同时会增加压缩机耗功, 引起排气温度升高, 但制冷量的增长幅度大于压缩机耗功的增长幅度。当量热器内温度为 16℃、20℃、24℃、28℃ 时, 回热循环带来的制冷系数增长率分别为 50%、39.6%、32.7%、27.6%。因此 R12 回热循环对提高系统制冷系数是有效的。在此基础上, 基于 Aspen Plus 软件建立了实验流程模型, 采用 NRTL-RK 物性方法对有、无回热热泵循环进行模拟计算。模拟结果与实验结果两者间误差较小, 说明软件模拟实际热泵流程的可靠性较高, 今后可进一步利用 Aspen Plus 软件作热泵系统性能的深入研究。

关键词: 热泵; 回热循环; 实验研究; Aspen Plus; 制冷系数

DOI: 10.16711/j.1001-7100.2016.10.016

Study for the influence of regenerative cycle on the performance of spacecraft heat pump

Yang Jiahui, Chen Shuping, Yao Shuting, Mao Hongwei, Wang Mingqiu, Li Jun

(School of Petrochemical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: To investigate the effect of R12 regenerative cycle on single-stage vapor compression heat pump used in spacecraft, a heat pump performance test device was set up. The effect of regenerative cycle on the performance of spacecraft heat pump system was analyzed from exhaust-gas temperature, power consumption, refrigerating capacity and refrigeration coefficient. The results show that, under the same calorimeter temperature, exhaust gas temperature, power consumption, refrigerating capacity and refrigeration coefficient increase with temperature rising in the calorimeter. Under the same calorimeter temperature, regenerative cycle can increase power consumption of the compressor and lead to exhaust gas temperature rising when improving refrigerating capacity, but the increasing range of refrigerating capacity is bigger than power consumption. When the calorimeter temperature gets to 16℃, 20℃, 24℃, 28℃, the growth rates of refrigeration coefficients caused by regenerative cycle are 50%, 39.6%, 32.7%, 27.6%, so it is effective for R12 regenerative cycle to improve refrigeration coefficient. Based on that, the model for experimental process was established by Aspen plus, and NRTL-RK property method was used to calculate the heat pump performance with or without regenerative cycle. Through comparing experimental data with simulated data, the relative error between experimental results and simulated results is small, which indicates that the reliability of the software to simulate the actual heat pump flow is comparatively high, and Aspen Plus can be used to investigate performance of the heat pump deeply in the future.

Keywords: Heat pump, Regenerative cycle, Experimental study, Aspen Plus, Refrigeration coefficient

1 引言

近年来, 随着航天器热泵循环的应用日益深入, 国内外学者从不同方面对航天器热泵系统的优化进行了研究, 其中热泵流程的优化便是一个重要课题。从航天器热泵轻量化的角度考虑, 目

前航天器上多采用单级蒸汽压缩式热泵系统, 而单纯使用单级蒸汽压缩式热泵系统, 可能会有液体热泵工质进入压缩机中, 产生液击现象。为此, 常在单级蒸汽压缩式热泵系统中使用回热循环, 一方面可以减少制冷剂蒸汽与环境工质之间的传热温差, 减少吸气管道中的有害过热, 防止压缩机

收稿日期: 2016-07-18

作者简介: 杨佳卉(1992-), 女, 硕士研究生, 主要从事低温储运技术及传热的工作。

通讯作者: 陈叔平(1964-), 男, 教授/博导, 主要从事低温储运设备、低温传热设备的研究。

产生液击现象;另一方面可以增加冷凝器出口制冷剂液体的过冷度,使节流阀稳定工作。针对回热循环对热泵性能的影响,学者们做了大量的研究,如王晓路^[1]提出将回热器应用于航天器热泵系统并利用 MATLAB 软件对流程中各部件进行了仿真模拟,对变频回热热泵系统的稳态运行特性进行了研究分析。顾永明、臧润清^[2]等人针对回热器对 R404A 制冷剂性能的影响展开了实验研究,得出回热器对 R404A 制冷系统性能在低温工况下是有利的。向立平^[3]利用理论方法推导出回热器对制冷循环性能影响的理论公式。吴晓敏^[4]通过对制冷系统中回热器、蒸发器、压缩机工作过程的理论分析,讨论了回热器的出入口条件的改变对制冷系统的影响。以往学者多采用 MATLAB 进行仿真模拟或将实验研究与理论知识结合的方法,论证了回热循环对热泵系统性能的影响,较少文献将实验结果与模拟结果进行对比论证。

鉴于此,本文拟采用实验的方法展开回热循环对航天器热泵系统性能影响的研究,从排气温度、压缩机耗功量、制冷量、制冷系数 COP 等方面分析回热循环对航天器热泵系统性能的影响。同时,基于 Aspen Plus 这一大型通用流程模拟软件^[5],针对实验流程分别建立有、无回热器的航天器热泵系统模型,利用 NRTL-RK 物性方法分别计算有无回热两种工况下的制冷量、压缩机耗功量、制冷系数 COP、排气温度,并将模拟结果与实验结果进行对比,以验证软件模拟实际热泵流程的可靠性。

2 实验装置及原理

图 1、图 2 分别为热泵性能测试实验原理图与实物图。该实验装置由热泵系统、加热系统和测量系统组成。热泵系统以 R12 为热泵工质,通过改变实验设备中量热器内温度来模拟航天器舱内的不同温度^[6],用可调加热器加热量热器内的第二制冷剂 R11 来近似模拟航天器舱内由设备产生的废热^[7]。该实验装置通过仪表台的有无回热旋钮来控制电磁阀 1、2 的通断,从而进行有无回热的转换。当旋钮拨到有回热时,电磁阀 1 接通,电磁阀 2 切断,盘管内的热泵工质 R12 吸

收 R11 加热之后产生的热量,变成饱和蒸汽后通过电磁阀 1 与从冷凝器中出来的液体在回热器中进行换热,使饱和蒸汽变为过热蒸汽后进入压缩机进行压缩,变为高温高压下的过热蒸汽后进入冷凝器与冷却水进行换热,换热之后的热泵液体进入回热器进一步过冷,过冷液体进入手动膨胀阀节流降温后再次进入量热器内的盘管,完成循环。当旋钮拨到无回热时,电磁阀 1 切断,电磁阀 2 接通,从量热器中出来的蒸汽直接由电磁阀 2 输送进压缩机,经过压缩、冷凝、节流降温后再次进入量热器内的盘管,完成一个循环^[8]。加热系统利用可调加热器加热第二制冷剂 R11。测量系统主要包括对压缩机进出口压力、各节点温度及冷却水流量的测定。

$$\text{系统制冷量: } Q_c = N + Q_0 \quad (1)$$

$$\text{量热器热损失: } Q_0 = K_F(t_0 - t_b) \quad (2)$$

式中 N 为供给量热器的功率, W; Q_0 为量热器热损失, W。 K_F 为量热器热损失系数(实验测得为 $0.0375 \text{ W/}^\circ\text{C}$); t_0 为环境温度, $^\circ\text{C}$; t_b 为量热器内温度, $^\circ\text{C}$ 。

$$\text{压缩机耗功量: } W_c = UI \quad (3)$$

式中 U 为压缩机输入电压, V; I 为压缩机输入电流, A。

$$\text{系统制热量: } Q_h = GC(T_{wo} - T_{wi}) \quad (4)$$

式中 G 为冷却水流量, kg/h; C 为水比热容, $\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$; T_{wi} 为冷却水的进水温度, $^\circ\text{C}$; T_{wo} 为冷却水的出水温度, $^\circ\text{C}$ 。

$$\text{系统制冷系数: } COP = Q_h/W_c \quad (5)$$

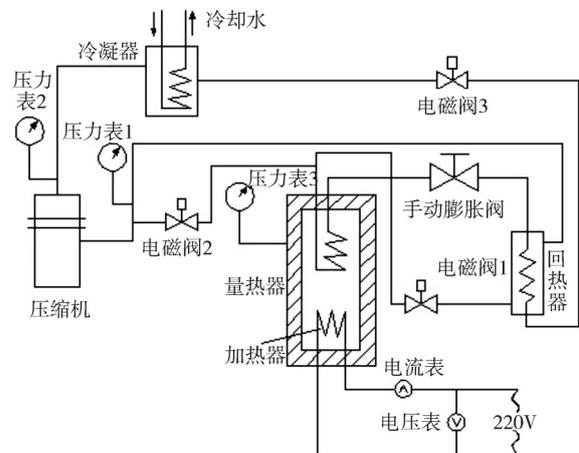


图 1 热泵性能测定实验原理图

Fig. 1 Schematic diagram of heat pump performance test device

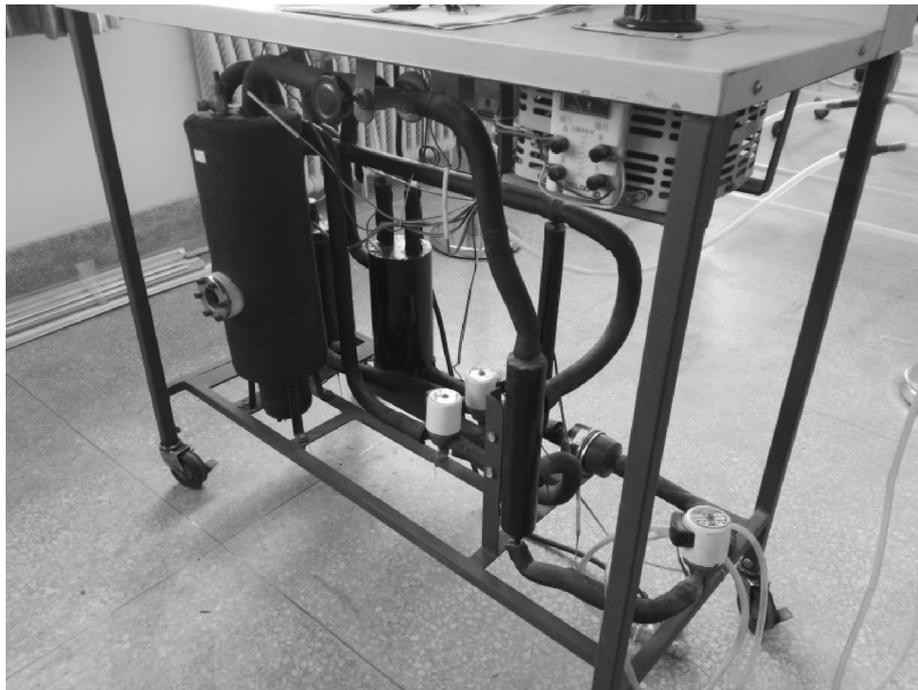


图 2 热泵性能测定实验装置实物图

Fig. 2 Experimental device diagram of heat pump performance testing

3 热泵流程 Aspen Plus 建模

本文基于 NRTL - RK 物性方法 采用 Aspen-Plus 软件现有的操作模块对有、无回热热泵循环分别建立模型。有、无回热过程模拟流程如图 3、图 4 所示。图 4 为一般的单级蒸汽压缩式热泵流程,图 3 在图 4 的基础上加入换热器 HR 来模拟回热器,从冷凝器中出来的物流 FEED3 与从蒸发器中出来的物流 FEED6 在换热器 HR 中进行换热。表 1 为模型与实验设备名称、工质名称对照表。图 3 热泵工质在模拟流程中的走向与图 1 实验时有回热的走向基本相同,不同之处在于为了解决模拟时的收敛问题,将进入压缩机的物流 FEED1 作为流程的入口,从回热器出来的物流 OUT 作为流程的出口,而在实际的实验中从回热器出来的过热蒸汽应该直接进入压缩机中,因此在有回热循环的模拟中,应控制物流 FEED1 与物流 OUT 在压力和温度上尽量保持一致。实验装置中的各电磁阀仅有控制有、无回热时工质的流向的作用,因此为了模拟计算时的简便性,在 Aspen Plus 软件中建立模型时忽略电磁阀。Aspen Plus 中输入的参数均为实验测得的实际参数。

表 1 模型与实验对照表

Tab. 1 Comparison table of model and experiment

模型及物流名称	操作模块	实验名称
EVAP	换热器 Heater	量热器
COMPR	压缩机 Compr	压缩机
COND	换热器 Heater	冷凝器
HR	换热器 HeatX	回热器
VALVE	阀门 Valve	手动膨胀阀
FEED1 ~ 6	CCl ₂ F ₂	热泵工质 R12
OUT	CCl ₂ F ₂	热泵工质 R12
WI	H ₂ O	冷却水进口
WO	H ₂ O	冷却水出口

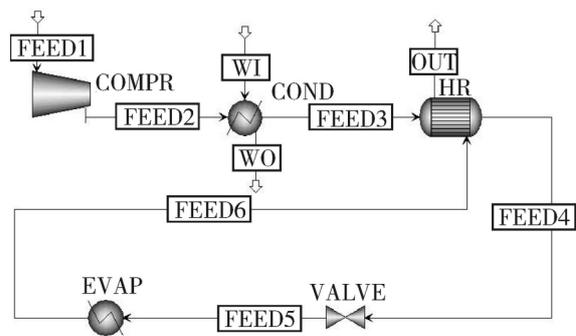


图 3 有回热热泵 Aspen plus 模拟流程图

Fig. 3 Simulated flow diagram of heat pump with regenerative cycle

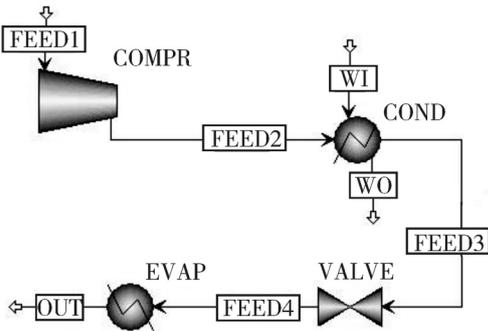


图 4 无回热热泵 Aspen plus 模拟流程图

Fig. 4 Simulated flow diagram of heat pump without regenerative cycle

4 实验及模拟结果分析

将实验系统中量热器的温度控制在 16℃ - 28℃ 左右,以此来模拟航天器舱内适宜于宇航员生存的环境^[9],使用可调加热器给量热器提供热负荷,来模拟航天器舱内由仪表、设备等产生的废热^[10],从制冷量、压缩机耗功量、制冷系数 COP 等方面分析回热循环对航天器热泵系统性能的影响。同时,将实验得到的实测数据分别带入基于 Aspen Plus 建立的有无回热循环热泵模型中,研究回热循环对排气温度、压缩机耗功量、制冷量以及制冷系数 COP 的影响规律,并将模拟结果与实验结果进行对比,验证 AspenPlus 软件模拟实际热泵流程的可靠性。

4.1 回热循环对排气温度的影响

图 5 所示为热泵系统排气温度随量热器温度变化曲线。实验与模拟结果均表明有回热时排气温度大于无回热时排气温度。原因在于:在同一量热器温度下,有回热时的吸气温度高于无回热的吸气温度,吸气温度的升高引起相应排气温度

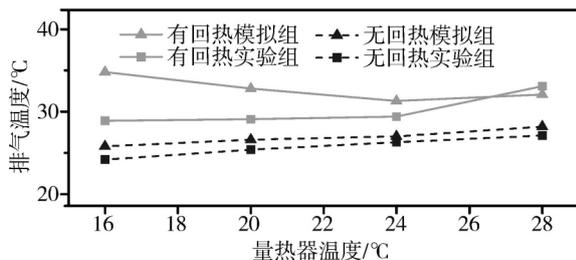


图 5 排气温度随量热器温度变化曲线

Fig. 5 Exhaust gas temperature change with calorimeter temperature

升高。较高的排气温度使得冷凝温度升高,对于

航天器用热泵系统而言,热泵系统中的冷凝器以热辐射的方式向外排热,其排热量与排热温度(即冷凝温度)的 4 次方成正比^[11],因此,冷凝温度升高对热泵系统与空间的辐射换热是有利的。此外,从图中还可以看出无回热时的模拟结果与实验结果近似吻合,相对误差较小,相对误差最大不超过 6.7%。

4.2 回热循环对压缩机耗功量的影响

图 6 为热泵系统压缩机耗功量随量热器温度变化曲线。在同一量热器温度下,有回热时的压缩机耗功量大于无回热时压缩机的耗功量;压缩机耗功量随量热器内的温度升高呈现上升趋势,是因为随着量热器内温度的升高,量热器内的热负荷相应增大,制冷量提高,压缩机负载变大。当量热器内温度分别为 16℃、20℃、24℃、28℃ 时,计算得出,有回热工况下,实验与模拟结果的相对误差分别为 11.79%、12.47%、11.99%、9.95%,无回热工况下,实验与模拟结果的相对误差分别为 10.96%、7.77%、1.19%、1.23%。两种工况下软件模拟误差均不超过 13%,利用 Aspen plus 软件建立的热泵模型能较好反应实际热力过程。

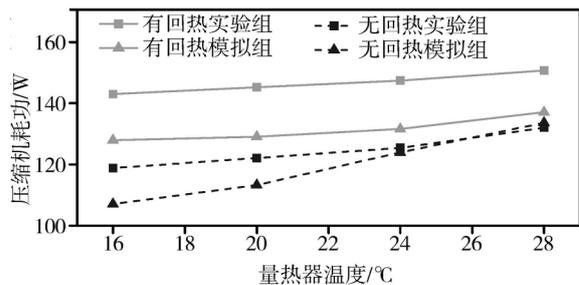


图 6 耗功量随量热器温度变化曲线

Fig. 6 Power consumption change with calorimeter temperature

4.3 回热循环对制冷量的影响

图 7 所示为热泵系统制冷量随量热器温度变化规律。制冷量随量热器温度的上升呈现增大趋势,这是由于随着量热器内温度的升高,量热器内的热负荷增大,为了平衡量热器内的热负荷,使量热器温度趋于稳定,热泵系统需增大制冷量。在同一量热器温度下,有回热时的制冷量大于无回热时的制冷量。在回热器中,从冷凝器出来的高温液体与从蒸发器出来的低温蒸汽进行换热,高温热泵工质加热低温蒸汽,使进入节流阀前的高温热泵工质进一步过冷而进入压缩机前的热泵蒸

汽进一步过热,从而提高热泵工质的过热度,来提高制冷量。

有、无回热循环两种工况下的实验组制冷量与模拟组制冷量随量热器内温度的升高变化趋势基本相同,在量热器内温度达到 16℃ 时,无回热工况下实验和模拟的拟合度最高,相对误差为 1.28%;当量热器内温度达到 20℃ 时,有回热工况下实验和模拟的拟合度最高,相对误差为 3.39%。其余温度下,实验与模拟相对误差不超过 8.6%,同时,由于 Aspen Plus 模拟时忽略了量热器本身的漏热量,使得模拟组数据均小于实验组数据。

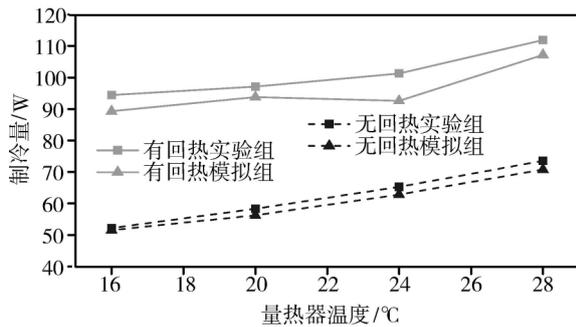


图 7 制冷量随量热器温度变化曲线

Fig. 7 Refrigerating capacity change with calorimeter temperature

4.4 回热循环对制冷系数 COP 的影响

图 8 所示为热泵系统制冷系数 COP 随量热器内温度的变化曲线。系统的制冷系数 COP 随量热器内温度升高基本呈上升趋势;在同一量热器温度下,有回热的制冷系数大于无回热时的制冷系数。有回热时的压缩机耗功量虽大于无回热工况下的耗功量,但增大幅度远不及有回热带来的制冷量的增大幅度。当量热器内温度分别为 16℃、20℃、24℃、28℃ 时,回热循环带来的制冷系数 COP 的增长率分别为 50%、39.6%、32.7%、27.6%。R12 回热循环对增大系统的制冷系数是有利的。

各温度下模拟组和实验组的数据误差均较小,并且当量热器内的温度达到 24℃ 时误差最小,此时有回热实验组和模拟组制冷系数的相对误差为 1.45%,无回热实验组和模拟组制冷系数的相对误差为 1.92%。与此同时,实际适宜航天员生存的航天内舱内环境温度也在 24℃ 左右,因此在今后的研究工作中使用 Aspen Plus 建模分析

流程的方法是可行的。

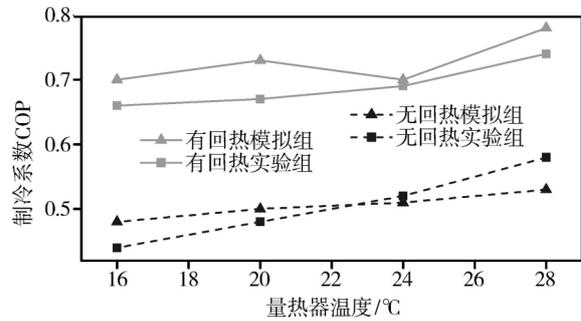


图 8 COP 随量热器温度变化曲线

Fig. 8 Refrigeration coefficient change with calorimeter temperature

5 结论

通过实验研究与流程模拟相结合的方法,从排气温度、压缩机耗功量、制冷量、制冷系数 COP 等方面研究了回热循环对航天器热泵系统性能的影响,得到结论如下:

(1) 在有、无回热循环两种工况下,实验测得的排气温度、耗功量、制冷量和制冷系数均随量热器温度的升高而增大。

(2) 使用回热器可以提高系统制冷量,但同时也会增加压缩机耗功,制冷量的增加幅度大于压缩机耗功量的增加幅度,当量热器内温度为 16℃、20℃、24℃、28℃ 时,回热循环带来的制冷系数 COP 的增长率分别为 50%、39.6%、32.7%、27.6%。因此 R12 回热循环对提高系统制冷系数 COP 是有效的。

(3) 回热循环虽然会提升系统的排气温度,但当量热器处于 16—28℃ 之间时,排气温度处于合理范围,并且对于航天器热泵系统而言,较高的排气温度使得冷凝温度升高,有助于热泵系统与空间的辐射换热。

(4) 利用 Aspen Plus 对有无回热的实验系统建立模型,模拟结果与实验结果相比,在制冷量、压缩机耗功、制冷系数 COP 方面,变化趋势相同,且当量热器内温度达到 24℃ 时,模拟与实验结果的 COP 拟合度最高,有、无回热两种工况下相对误差分别为 1.45%、1.92%,因此在以后的研究工作中使用 Aspen Plus 模拟航天器热泵流程是可行的。

参考文献

- [1] 王晓路. 航天器变频回热热泵系统研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2010.
- [2] 顾永明, 臧润清, 金育义, 等. 回热器对 R404A 制冷系统性能影响的实验研究[J]. 低温与超导, 2008, 37(2): 60-64.
- [3] 向立平, 曹小林, 席占利, 等. 回热器对制冷循环性能影响的研究[J]. 制冷与空调, 2005(4): 38-42.
- [4] 吴晓敏, Webb R L, 王维城. 回热器对制冷系统性能的影响[J]. 上海理工大学学报, 2001, 23(3): 247-251.
- [5] Emmen B F, Savage C J. Development of a vapor compression heat pump for space use[R]. AIAA-81-1113, 1981.
- [6] Scaringe R, Buckman J, Grzyll L. Investigation of ad-

vanced heat pump augmented spacecraft heat rejection systems[R]. AIAA-89-0072, 1989.

- [7] 孙兰义. 化工流程模拟实训 - Aspen Plus 教程[M]. 北京: 化学工业出版社, 2012.
- [8] 王志远, 王海峰, 盛伟, 等. 制冷原理与应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [9] 李明海, 任建勋, 梁新刚, 等. 热泵-废热回收在空间站热管理中的应用[J]. 太阳能学报, 2002, 23(2): 182-186.
- [10] 李劲东, 何知朱. 热泵强化大型航天器排热的概念研究及其理论分析[J]. 航天器工程, 1997, 6(3): 45-51.
- [11] 李明海, 宋耀祖, 任建勋, 等. 光伏热泵强化空间辐射器排热的理论分析[J]. 太阳能学报, 2001, 22(1): 91-95.

(上接 14 页)

(4) 壁面漏热阻碍了过热液体储箱内液氧能量的释放, 气枕区绝热相对于底端绝热更有助于储箱内状态尽快稳定, 但二者均可减小储箱内液氧温度分层程度, 其有异于对过冷液体热分层的影响。

参考文献

- [1] Clark J A. A review of pressurization, stratification and interfacial phenomena[M]. Heat Transfer Laboratory, Department of Mechanical Engineering, University of Michigan, 1964.
- [2] 刘展, 厉彦忠, 王磊. 低温推进剂热分层研究[J]. 宇航学报, 2015, 36(6): 613-623.
- [3] 程向华, 厉彦忠. 低温液体热分层特性分析[J]. 低温工程, 2011(5): 32-36.
- [4] Das S P, Chakraborty S, Dutta P. Study on thermal stratification phenomenon in LH₂ storage vessel[J]. Heat Transfer Engineering, 2004, 25(4): 54-66.
- [5] Ludwig C, Dreyer M E. Analyses of Cryogenic Propellant Tank Pressurization based upon Ground Experiments[J]. AIAA, 2012, 5199: 2012.
- [6] Faure J M, Oliveira J M, Chintalapati S, et al. Effect of Isogrid-Type Obstructions on Thermal Stratification in Upper-Stage Rocket Propellant Tanks[J]. Journal of Spacecraft and Rockets, 2014, 51(5): 1587-1602.
- [7] Kumar S P, Prasad B, Venkatarathnam G, et al. Influ-

ence of surface evaporation on stratification in liquid hydrogen tanks of different aspect ratios[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2007, 32(12): 1954-1960.

- [8] Harper E Y, Hurd S E. Liquid propellant stratification with sidewall and bottom heating[J]. Journal of Spacecraft and Rockets, 1968, 5(2): 220-222.
- [9] Fu J, Sunden B, Chen X. Analysis of Self-Pressurization Phenomenon in a Cryogenic Fluid Storage Tank With VOF Method[C]//ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. American Society of Mechanical Engineers, 2013: V001T01A020-V001T01A020.
- [10] 尚存存, 崧锐, 王文. 液氧贮箱增压过程中气枕空间温度场的数值模拟[J]. 低温工程, 2011(6): 47-51.
- [11] Hirt C W, Nichols B D. Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundary[J]. Journal of Computational Physics, 1981, 39(1): 201-225.
- [12] Lee W H. A pressure iteration scheme for two-phase flow modeling[J]. Multiphase transport fundamentals, reactor safety, applications, 1980(1): 407-431.
- [13] Kuang Y W, Wang W, Zhuan R, et al. Simulation of boiling flow in evaporator of separate type heat pipe with low heat flux[J]. Annals of Nuclear Energy, 2015, 75: 158-167.
- [14] 汪艳, 孙培杰, 等. 大型液氧储罐停放过程中热分层特征分析[J]. 低温与超导, 2015, 43(11): 1-5.