

文章编号:0253-4339(2014)06-0090-06

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2014.06.090

提升管管径对导流式气泡泵性能影响的理论与实验研究

赵荣祥 刘道平 郑晓倩

(上海理工大学制冷技术研究所 上海 200093)

摘要 基于两相流分相模型,构建气泡泵性能实验系统,以水为工质,对大气压下采用不同提升管内径的导流式气泡泵性能进行理论和实验研究。研究了加热功率100~650 W,沉浸比0.2~0.4,提升管内径7 mm、9 mm、11 mm、13 mm、16 mm,提升管长600 mm工况下的气泡泵性能。结果表明,沉浸比的大小对液体提升量的多少起着关键作用;其他条件不变时,一定范围内提升管径的增加能够显著提升气泡泵的液体提升量,超过管径的临界值,效果相反,不但降低了液体提升量,气泡泵的效率也大幅减少,如加热功率300 W时,采用11 mm和16 mm管径的气泡泵液体提升量相差10.23 g/s,管径增加了5 mm,提升量减少了61.15%。

关键词 导流式气泡泵;提升管管径;两相流;分相模型;Einstein 制冷

中图分类号:TB654;TB61+1

文献标识码:A

Theoretical and Experimental Research of Guided Bubble Pump with Different Lift-tube Diameter

Zhao Rongxiang Liu Daoping Zheng Xiaoqian

(Institute of Refrigeration Technology, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China)

Abstract Based on the model of separated phase flow in two-phase flow, a bubble pump performance test system with water as the working fluid was built to study the performance of guided bubble pump at atmospheric pressure with different lift-tube diameter by theoretical and experimental method. The bubble pump performance is studied under the condition of heating power in 100 ~ 650 W, immersion ratio between 0.2 ~ 0.4, riser diameter at 7 mm, 9 mm, 11 mm, 13 mm and 16 mm, and riser length at 600 mm. The results show that the submergence ratio plays a key role for the lifting capacity of bubble pump; Ascension within a certain range lift-tube diameter can significantly improve the liquid lifting capacity; when the pipe diameter exceeds critical value, not only the liquid lifting capacity is reduced, the bubble pump efficiency is also sharply reduced. It can be seen from the cases that the lifting capacity difference of 11 mm and 16 mm can reach to 10.23 g/s, and lifting capacity is decreased by 61.15% while the pipe diameter increases by 5 mm when the heating power is 300W.

Keywords guided bubble pump; lift-tube diameter; two-phase flow; separated phase flow model; Einstein refrigeration

气泡泵是单压吸收制冷系统的核心部件,为整个单压吸收制冷系统的溶液循环提供动力,因此对气泡泵的性能研究有助于单压吸收制冷系统的系统设计以及性能优化,进而可以扩大单压吸收式制冷技术的应用范围。目前气泡泵作为利用热能输送液体的装置,除了应用于单压吸收式制冷循环^[1-3]外,还被应用于溴化锂吸收式制冷循环^[4],也可以用于一些特殊的场合,例如输送具有腐蚀性或放射性的液体。除了运用于制冷系统,气泡泵技术已经开始被应用于其他各种领域,如除湿型空调^[5],太阳能热水系统^[6],热管技术^[7],电子设备冷却^[8],微型泵技术^[9]。

目前国内外学者对气泡泵的研究多为针对特定的运行条件和工况下的性能研究^[10-12],包括沉浸比(图1中低位储液器液位高度 H 与提升管长度 L 的

比值,液位高度 H 主要提供气泡泵的驱动力)、加热功率、气泡泵的结构形式等对于气泡泵提升性能的影响。汤成伟等^[12]得出在实验室设计条件下,提升管管径与提升量呈正相关性的临界值在20 mm,但对气泡泵使用不同管径的提升性能进行的实验研究不够全面。通过建立可视化改进型气泡泵实验装置,以水作为工质,利用控制变量法研究气泡泵在不同的提升管管径下气泡泵性能的变化规律。

1 气泡泵相关理论

1.1 气泡泵工作原理

气泡泵是一种利用热能输送液体的装置,它的本质是一段在底部或整体具有加热功能的竖直管道,其结构如图1所示。通过提升管底部的加热装置输入

足够的热量,将提升管内的液体加热至沸腾并产生大量的蒸汽气泡,这些气泡在管内上升的同时将其上方的液体推送至高位贮液器内,与此同时,由于提升管中的汽-液两相混合物的密度比低位贮液器中液体的密度要小,因此产生的压差会将提升管内的两相流体提升到一定的高度。

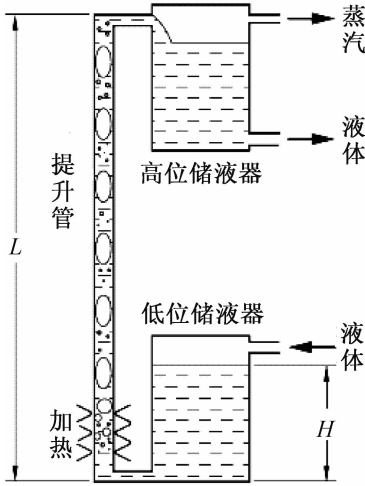


图1 气泡泵示意图

Fig. 1 Bubble pump schematic

1.2 气泡泵理论模型

本实验采用分相流模型,为简化计算,计算模型基于以下假设:

- 1) 气泡泵提升管内的流动为稳定的一维两相流,流型是最佳状态的弹状流。
- 2) 采用两相流分相模型,假定整个装置中气体和液体之间处于热平衡状态且气液两相各微元体积之和等于总微元体积。
- 3) 系统处于绝热状态,无任何耗散损失。

1.2.1 气泡泵驱动力

由气泡泵工作原理可知,气泡泵的流动压头等于贮液器中的液体重力产生的推动力:

$$S_{\text{flow}} = \rho_l g H \quad (1)$$

式中: S_{flow} 为流动压头; ρ_l 为液体密度; H 为贮液器中的液位高度。

1.2.2 阻力分析

1) 液相流动阻力压降 Δp_1

$$\Delta p_1 = \lambda \frac{L_s \rho_s u_s^2}{D_s} + (\xi_1 + \xi_2) \frac{\rho_s u_s^2}{2} \quad (2)$$

式中: λ 为沿程损失系数,层流状态 $\lambda = 64/Re$; ρ_s 为单相流体的密度, $\rho_s = \rho_l$; ξ_1, ξ_2 为进口/出口损失系数, $\xi_1 = 0.5, \xi_2 = 1$; L_s, D_s 分别为中间连接管的长度和直径; u_s 为连接管内单相流体流速, m/s。

2) 渐变接头阻力压降 Δp_{TP}

对于分相模型

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{TP} = G^2 \frac{d}{dz} \left[\frac{x^2 u_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 u_l}{1-\alpha} \right] - \quad (3)$$

$$\frac{G^2}{A} \left[\frac{x^2 u_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 u_l}{1-\alpha} \right] \frac{dA}{dz}$$

式中: A 为提升管的截面面积, m^2 ; G 为两相流的质量流速, kg/s ; z 为渐变接头净高, m ; μ_l 和 μ_v 分别为液相和气相的动力粘度, $(N \cdot s)/m^2$; α 为截面含气率。

3) 摩擦压降 Δp_f 和加速压降 Δp_a

$$\Delta p_f = \frac{\lambda_{l0} G_s^2 v_l}{2D} \phi_{l0}^2 L \quad (4)$$

式中: λ_{l0} 为全液相摩擦阻力系数; ϕ_{l0} 为全液相摩擦因子; v_l 为提升管内液相的比容, m^3/kg ; D 为提升管内径, m ; L 为气泡泵的提升高度, m 。

4) 重力压降 Δp_g

$$\Delta p_g = [\rho_g \alpha + \rho_l (1-\alpha)] g L \quad (5)$$

式中: θ 为直管的水平倾角,对于垂直的上升管, $\theta = 90^\circ$; g 为重力加速度, m/s^2 。

利用系统的总压降平衡 $S_{\text{flow}} = \sum \Delta p$, 联立求解,即可得到导流式气泡泵液体提升量与加热功率(气体流量)、沉浸比(H/L)以及提升管管径 D 之间的关系,并可以得到相关的性能曲线。

1.3 气泡泵性能评价指标

在这里,评价气泡泵性能的好坏主要取决于以下两个参数:单位时间的液体提升量 m_l (g/s) 和泵效率。其中,泵效率 η 的表达式如下:

$$\eta = \frac{P_{BP}}{P} = \frac{m_l g (L-H)}{P} \quad (6)$$

2 实验装置与实验步骤

2.1 实验装置

以液态水为工质,研究导流式气泡泵采用不同管径提升管时的提升性能与工作特性,整个实验装置如图2所示。

实验装置主要由气泡发生器、提升管、气液分离器、贮液器等组成。在气泡发生器、贮液器和提升管外部安装隔热材料减少漏热损失。流量测量工具为量杯(0~500 mL)、电子秤和秒表。

已有研究表明,具有导流结构的气泡泵对液体的提升有促进作用^[13]。圆弧形导流装置示意图如图3所示(具体尺寸用于模型的理论计算)。

为了控制气泡泵中的气体流量,则需要控制加热器1的加热功率,为了保证进入气泡泵的水为饱和水,则要通过加热器2保持贮液器中的水处于饱和状态(沸腾状态)。系统的加热功率通过功率控制模块

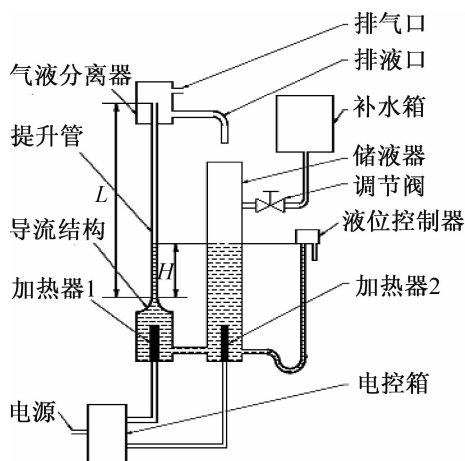


图2 实验装置示意图

Fig.2 Schematic diagram of experiment system

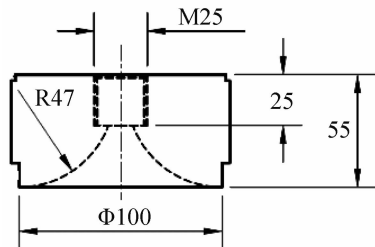


图3 导流装置示意图

Fig.3 Schematic diagram of guided part

进行控制,集成于电控柜中,可以显示实时加热功率,其中加热器1为100~650 W连续可调,加热器2为0~1500 W连续可调,调节误差在±1 W左右,误差较低。

2.2 实验步骤

由于无法判断气泡泵中气液两相流的流动是否稳定,只能依靠观察可视玻璃管中的气泡是否连续上升作为系统稳定运行的标准。同时为了减少实验误差,采用了液位固定装置和补水箱,以保证系统液位高度的稳定。采用从排液口取样的方法对流量进行测量,多次测量取平均值。具体步骤如下:

1)以加热功率300 W为例。系统稳定时,按下秒表的同时,排液口开始测量,测量时间为5 s,用电子称(电子称的误差为±0.01 g)测出5 s内的质量流量,再得出每秒的质量流量;

2)将加热器2的功率调0,待液位稳定后调至300 W,重复步骤1;

3)重复步骤1和步骤2五次,算出5次的平均值,即某沉浸比某加热功率下的液体提升量。

2.3 流量测量的不确定度分析

由于是探究不同工况下气泡泵的提升能力,流量波动范围较大,并且两相流的测量本身就较为复杂,

本实验装置不适宜采用传统的流量计测量方式,故采用多次称重测量取平均值的方法。为了了解直接测量的结果对于气泡泵流量测量结果可靠程度的影响,特对流量测量进行不确定度分析。

1)测量重复性引入的标准不确定度 $u(m_l)$

以沉浸比0.3、加热功率550 W、提升管管径11 mm为例,重复测量5次,得到的结果(单位:g/s)为21.04, 20.69, 20.67, 20.02, 21.11。则流量平均值 $\bar{m}_l = 20.71 \text{ g/s}$ 。利用贝塞尔公式,得出不确定度为:

$$u(m_l) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^5 (m_i - \bar{m}_l)^2}{n-1}} = 0.46257 \text{ g/s} \quad (7)$$

2)功率测量引入的标准不确定度 $u(P)$

功率测量采用数显电控箱,可实时显示功率,最小分辨力为1 W,故半宽为0.5 W,按均匀分布计算,取 $K = \sqrt{3}$,则:

$$u(P) = \frac{0.5}{\sqrt{3}} = 0.289 \text{ W} \quad (8)$$

3 结果与讨论

前面提到了评价气泡泵性能的两个指标,关于理论和实验结果的讨论从这两方面来分析。

3.1 理论结果与实验结果的对比

不管是理论计算结果还是实验结果,在其他条件相同时,沉浸比与提升量呈正相关关系,在这里就以沉浸比为0.3时为例,不同提升管管径在不同加热功率下的理论计算如下:

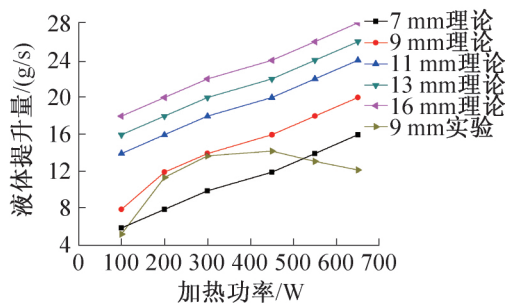


图4 理论值与实验值的对比

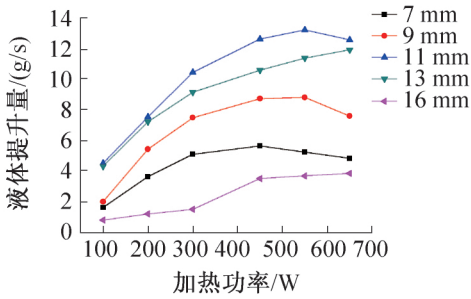
Fig.4 The comparison of theoretical value and experimental value

从图4中可以看出,对于在理想状态下,在固定沉浸比下,随着功率的增加,不同管径对应的液体提升量都基本呈线性关系不断上升,且在其他因素固定不变的条件下,随着管径的增加,液体提升量不断提高,说明管径越大,提升量越大。而在实际实验中,采用9 mm管径提升管的气泡泵具有一个提升极限,达到这个极限后,提升量不升反降,且功率越大,下降的

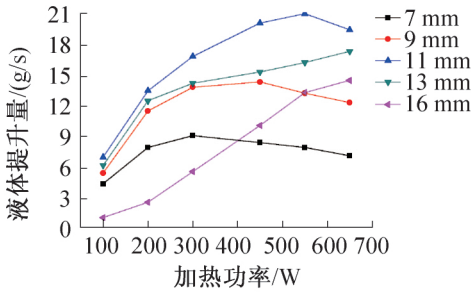
越多。这是由于实验条件和理论条件不一致,在理论计算中一直假设管内的流动状态为提升效率最大的弹状流,而在实际实验中,随着加热功率的增加,气体的生成量增大,两相流流态由弹状流向块状流和环状流转变,提升量下降。

3.2 实验工况下不同管径的液体提升量

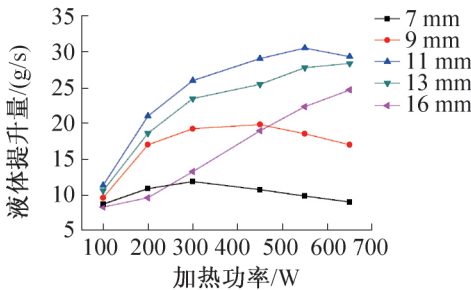
从图 5(a)中可以发现当管径为 7 mm、9 mm 和 11 mm 时,液体提升量随着加热功率增加先增加后减少;当管径为 13 mm、16 mm 时,液体的提升量随着加热功率增加不断上升,说明在小管径时,最佳提升量对应的加热功率较低,随着管径的增加,最佳提升量对应的加热功率较大。



(a) $H/L=0.2$



(b) $H/L=0.3$



(c) $H/L=0.4$

图 5 各沉浸比下各管径的液体提升量

Fig. 5 The lifting capacity of each lift-tube under the different H/L

从图 6 中可以发现,以 300 W 加热功率为例,采用 13 mm 和 16 mm 提升管的气泡泵的液体提升量没有 11 mm 的大,也就是说,在管径由 11 mm 向 16 mm 过渡时,在同一功率下,液体的提升量有一个极值。

以上对实验结果进行了定性分析,下面再从定量

的角度分析。在沉浸比为 0.3、加热功率为 300 W 时,7 mm、9 mm、11 mm、13 mm、16 mm 管径对应的液体提升量分别为 9.01 g/s、13.73 g/s、16.73 g/s、14.13 g/s、6.5 g/s。采用 11 mm 和 16 mm 管径的气泡泵液体提升量相差 10.23 g/s,管径增加了 5 mm,提升量减少了 61.15%。虽然随着加热功率的升高,13 mm 和 16 mm 对应的液体提升量也不断升高,但是得不偿失,耗费的电加热功率太大了,没有节能减排的效果,运用到 Einstein 制冷循环中对于系统效率的提升是无益的。

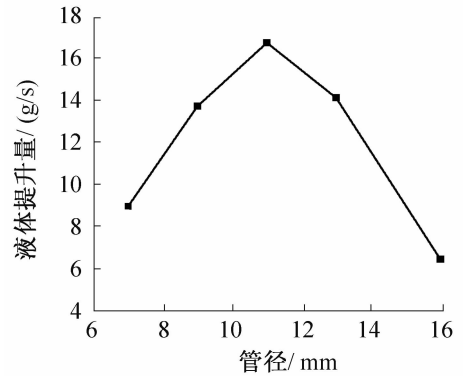


图 6 $H/L=0.3$, 300 W 功率下不同管径的液体提升量

Fig. 6 $H/L=0.3$, the lift capacity of different tube diameter under the 300 W heating power

3.3 实验工况下不同管径的泵效率

从图 7 中可以发现,管径为 16 mm 的效率曲线与其他曲线略有不同。这里要了解气泡泵的最佳效率与液体最大提升量的不同概念,提升量最大,但是效率不一定是最佳,从公式(6)可以看出,在沉浸比一定的条件下,效率与 m_l/P (g/J) 有关,即每焦耳热量所能够达到的液体提升量是否增加,若每焦耳能够提供的液体提升量增加,则效率增加,反之亦然,而液体提升量只和 m_l 有关。为什么 16 mm 管径的效率曲线与其他会有如此的不同呢? 其本质就在于最佳效

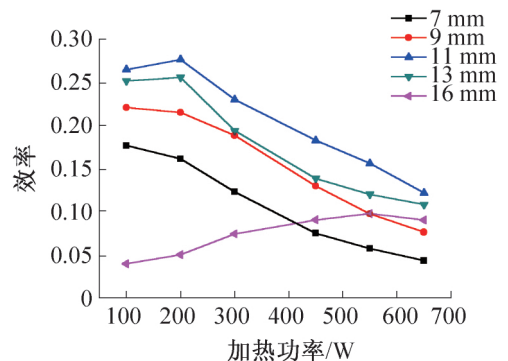


图 7 沉浸比 0.3, 各管径的提升效率

Fig. 7 $H/L=0.3$, the lifting efficiency of each lift-tube

率点不同。其实从本质上来看,16 mm 管径和其他管径时一样的,都会出现效率先增加后减少的情况,7 mm 和 9 mm 管径的最佳效率提升点在 100 W 之前,11 mm 和 13 mm 由于接近最佳提升管径,都出现在了 200 W 左右,16 mm 的最佳效率点在 550 W 左右。其他条件不变时,随着管径的增加,效率最佳点出现了后移。

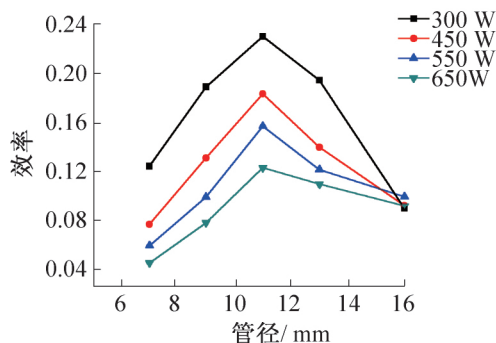


图8 沉浸比 0.3, 相同加热功率下不同管径的提升效率
Fig.8 $H/L=0.3$, the lift efficiency of different tube diameter under the same heating power

图8中泵效率计算结果说明了在同一加热功率下,管径由7 mm向16 mm过渡时气泡泵的效率先增后减,从效率的角度说明了固定加热功率下,效率不是随着管径的增加一直增加,也有一个极值。

4 结论

通过搭建气泡泵性能实验系统,以水为工质,对大气压下的导流式气泡泵性能进行实验研究。对加热功率100~650 W、沉浸比0.2~0.4、提升管内径7 mm、9 mm、11 mm、13 mm、16 mm,提升管长600 mm工况下的气泡泵提升性能的影响进行实验。得出了相关的实验数据曲线,为气泡泵的优化设计提供了实验依据。实验结果表明:

1) 加热功率对气泡泵提升效率影响十分明显,相同沉浸比下,液体的提升率随着加热功率增加先快速提高,达到峰值后提升率随加热功率的增加开始降低。气泡泵在一定的沉浸比下,随着加热功率不断增大会出现提升率的最大值。

2) 沉浸比对于提高气泡泵性能起着关键作用。不仅能够减少所需的加热功率,还有利于降低临界加热功率,同时沉浸比的提升使得提升率的变化更为明显,特别是在低加热功率时,同样的加热功率变化会使高沉浸比下的提升率变化量更大。

3) 提升管径的增加在一定的范围能够显著提升气泡泵的提升量,但是管径的增加有一个极值,在实验中这个管径在11~13 mm之间,超过这个极值,提

升量不升反降,大管径的提升管为了达到与小管径有相同的液体提升量需要更大的加热功率,气泡泵的效率很低。

本文受上海市教育委员会科研创新(13ZZ117)项目资助。(The project was supported by the Innovation Program of Shanghai Municipal Education Commission (No. 13ZZ117).)

参考文献

- [1] Einstein A, Szilard L. Refrigeration; United States, 1781541 [P]. 1930-11-11.
- [2] 平亚琴,刘道平,陈盛祥,等. 单压吸收式制冷系统气泡泵理论模型与实验研究[J]. 制冷学报, 2010, 31(6):46-50. (Ping Yaqin, Liu Daoping, Chen Shengxiang, et al. Theoretical model and experimental analysis of bubble pump in single-pressure absorption refrigeration system [J]. Journal of Refrigeration, 2010, 31(6): 46-50.)
- [3] Benhmide A, Chaouachi B, Gabsi S. A review of bubble pump technologies [J]. Journal of Applied Sciences, 2010, 10(16): 1806-1813.
- [4] 谷雅秀,吴裕远,王艺,等. 新型太阳能无泵溴化锂制冷系统的实验研究[J]. 太阳能学报,2006,27(5): 473-477. (Gu Yaxiu, Wu Yuyuan, Wang Yi, et al. Experimental study on new structure solar pump-free lithium bromide absorption chiller system [J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2006, 27(5): 473-477.)
- [5] 赵巍, 阚怡松, 朱瑞琪. 除湿型空调中气泡泵的试验研究[J]. 流体机械, 2002,30(4):55-58. (Zhao Wei, Kan Yisong, Zhu Ruiqi. Experimental investigation on bubble pump of liquid-desiccant air conditioning system [J]. Fluid Machinery, 2002, 30(4): 55-58.)
- [6] Zhang Q, Stewart S W, Brownson J R S. Bubble pump modeling for solar hot water heater system design optimization[J]. The Penn State McNair Journal, 2011, 18: 167-187.
- [7] 韩晓红, 闵旭伟, 李鹏, 等. 一种利用气泡泵效应重力辅助回路热管的实验研究[J]. 西安交通大学学报, 2012, 46(3): 9-14. (Han Xiaohong, Min Xuwei, Li Peng, et al. Experimental study on an thermosyphon loop with bubble pump effect [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2012, 46(3): 9-14.)
- [8] Kuo S C, Shih C C, Chang C C, et al. Bubble pump in a closed-loop system for electronic cooling [J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 51(1/2): 425-434.
- [9] Tornainen E D, Govyadinov A N, Markel D P, et al. Bubble-driven inertial micropump [J]. Physics of Fluids, 2012, 24(12): 120003.
- [10] 王汝金, 刘道平, 薛相美, 等. 单压吸收式 Einstein 循环制冷机中气泡泵参数的设计确定[J]. 流体机械,

2008, 36(1): 62-65. (Wang Rujin, Liu Daoping, Xue Xiangmei, et al. Parameter design and determination for bubble pump in single-pressure Einstein absorption refrigerator[J]. Fluid Machinery, 2008, 36(1): 62-65.)

[11] 汤成伟, 刘道平, 祁影霞, 等. 单压吸收制冷系统气泡泵性能的试验研究[J]. 流体机械, 2009, 37(8): 49-53. (Tang Chengwei, Liu Daoping, Qi Yingxia, et al. Experimental study on the performance of bubble pump in single pressure absorption refrigeration system[J]. Fluid Machinery, 2009, 37(8): 49-53.)

[12] 汤成伟, 刘道平, 祁影霞, 等. 单压吸收式 Einstein 循环制冷机中气泡泵的性能分析[J]. 制冷学报, 2009, 30(3): 35-39. (Tang Chengwei, Liu Daoping, Qi Yingxia, et al. Experimental investigation on bubble pump in Einstein refrigeration cycle[J]. Journal of Refrigeration, 2009, 30(3): 35-39.)

[13] 平亚琴, 刘道平, 陈盛祥, 等. Einstein 循环制冷机导流式气泡泵的性能研究[J]. 热能动力工程, 2011, 26(6): 743-746. (Ping Yaqin, Liu Daoping, Chen Shengxi-

iang, et al. Performance analysis of guided bubble pump in Einstein refrigeration cycle[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2011, 26(6): 743-746.)

通信作者简介

赵荣祥,男(1989-),硕士研究生,上海理工大学能源与动力工程学院,15121048008, E-mail: onepiece_zhao@163.com。研究方向:单压吸收式制冷技术。现在进行的项目有:上海市教育委员会科研创新项目(13ZZ117)——基于 Einstein 制冷循环的单压吸收式制冷技术的研究。

About the corresponding author

Zhao Rongxiang (1989 -), male, master degree candidate, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, 15121048008, E-mail: onepiece_zhao@163.com. Research fields: single pressure absorption refrigeration. The author takes on project supported by the Innovation Program of Shanghai Municipal Education Commission (No. 13ZZ117): single pressure absorption refrigeration technology research based on Einstein refrigeration cycle.

(上接第84页)

[J]. Journal of Jimei University(Natural Science), 2006, 11(1): 62-65.)

[6] 朱树武, 魏立志, 钱江路. 关于空气冷却器电加热融霜的讨论[J]. 制冷与空调, 2004, 4(2): 76-80. (Zhu Shuwu, Wei Lizhi, Qian Jianglu. The discussion of electricity defrosting on air cooler[J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2004, 4(2): 76-80.)

[7] 许东晟, 陈汝东. 除霜和除霜控制研究[J]. 流体机械, 2006, 34(1): 69-73. (Xu Dongsheng, Chen Rudong. Study on defrost and defrosting control[J]. Fluid Machinery, 2006, 34(1): 76-80.)

[8] Coley M B. The cost of frost[J]. Ashare Journal, 1983, 82(9): 29-31.

[9] 郑捷庆, 庄友明, 张军, 等. 高电压技术在制冷设备除霜中的应用[J]. 高电压技术, 2007, 33(12): 97-100. (Zheng Jieqing, Zhuang Youming, Zhang Jun, et al. Application of high voltage technology in refrigeration equipment defrosting[J]. High Voltage Engineering, 2007, 33(12): 97-100.)

[10] 刘训海, 姜敬德, 朱华, 等. 低温冷库电热融霜与热气融霜的对比试验研究[J]. 制冷学报, 2009, 30(3): 58-

62. (Liu Xunhai, Jiang Jingde, Zhu Hua, et al. Experimental comparison of electricity defrosting and hot gas defrosting in cold storage[J]. Journal of Refrigeration, 2009, 30(3): 58-62.)

[11] Faramarzi R. Efficient display case refrigeration [J]. Ashare Journal, 1999, 41(11): 46-54.

[12] 刘训海, 朱华, 周健健, 等. 低温冷风机热气融霜实验研究[J]. 低温工程, 2008(1): 57-60. (Liu Xunhai, Zhu Hua, Zhou Jianjian, et al. Experimental investigation of hot gas defrosting in cold storage[J]. Cryogenics, 2008(1): 57-60.)

通信作者简介

王栋,男(1981-),博士研究生,上海理工大学能源与动力工程学院,18301971528, E-mail: wangdong224545@163.com。研究方向:制冷新技术及设备。

About the corresponding author

Wang Dong(1981 -), male, Ph. D./ student, University of Shanghai for Science and Technology, 18301971528, E-mail: wangdong224545@163.com. Research fields: the new technique of refrigeration and equipment.