

文章编号: 1671-6612 (2022) 06-828-07

加热方式对气泡泵提升性能影响的研究

段文利

(中国船舶及海洋工程设计研究院 上海 200011)

【摘要】 气泡泵是无泵制冷循环的核心部件,不同加热方式对于气泡泵提升性能有一定影响,提升性能可以用泵送比表示。利用两相流理论建立三维气泡泵两流体模型,通过文献数据验证了模型的正确性。以1atm下饱和水为工质,采用CFX模拟研究加热方式对于起泡泡提升性能的影响。结果表明不同加热段长度下,泵送比随加热量的增加先增大后减少,表示在一定加热功率下,气泡泵提升性能最佳。相同加热功率下,加热段越短,管内流态转变所需高度越小,气泡泵内可较快形成最佳流态。通过模拟不同加热功率、不同加热段长度下的气泡泵,发现在空泡份额 $\alpha < 0.8$ 时,泵送比 S_{pr} 与加热段长度占整管长度比例 β 为线性负相关。泵送比的预测对于气泡泵实际运行有一定的参考价值。

【关键词】 气泡泵; 加热方式; 泵送比; 预测
中图分类号 TH3 文献标识码 A

Research on the Effect of Heating Method about the Lifting Performance of Bubble Pump

Duan Wenli

(Marine Design & Research Institute of China, Shanghai, 200011)

【Abstract】 The bubble pump is the core component of the pumpless refrigeration cycle. Different heating methods have a certain influence on the improvement performance of the bubble pump. The improvement performance can be expressed by the pumping ratio. The three-dimensional bubble pump two-fluid model is established by using the two-phase flow theory, and the correctness of the model in this paper is verified by the literature data. Using saturated water at 1 atm as the working fluid, CFX simulation was used to study the effect of heating method on the elevating performance of the foaming pump. The results show that the pumping ratio increases at first and then decreases with the increase of the heating amount under different heating section lengths, indicating that the air bubble pump has the best lifting performance under a certain heating power. Under the same heating power, the shorter the heating section, the smaller the height required for the transition of the flow state in the tube, and the faster the formation of the optimal flow state in the bubble pump. By simulating the bubble pump with different heating power and different heating section lengths, it is found that when the cavitation fraction $\alpha < 0.8$, the pumping ratio S_{pr} is linearly negatively correlated with the heating section length to the whole tube length ratio β . The prediction of the pumping ratio has a certain reference value for the actual operation of the bubble pump.

【Keywords】 the bubble pump; method of heating; pumping ratio; prediction

0 前言

气泡泵是无机械动力制冷循环中的核心,一根垂直管作为主体,在管外进行加热,其内产生的气

液两相流动可作为制冷循环的驱动力。气泡泵具有低品位能源(太阳能、废水余热等)驱动,无机械部件,噪声低等优点。因此,气泡泵受到国内外学

者的关注。

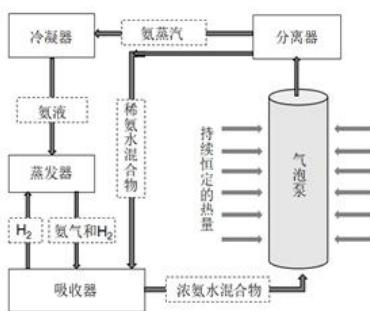


图 1 扩散吸收制冷循环示意

Fig.1 Schematic diagram of diffusion absorption refrigeration cycle

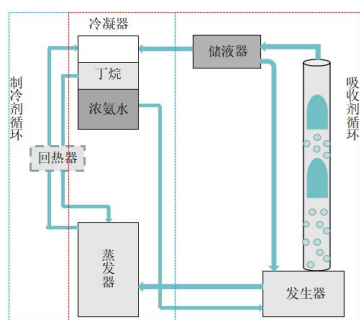


图 2 Einstein 制冷循环示意

Fig.2 Einstein refrigeration cycle schematic

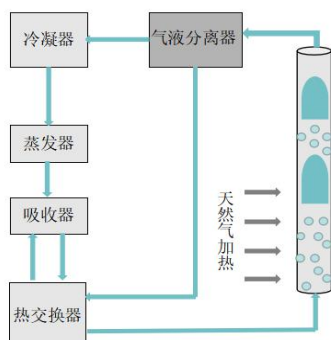


图 3 吸收式制冷循环示意图

Fig.3 Absorption refrigeration cycle schematic

如图 1^[1]、图 2^[2]和图 3^[3]分别表示扩散吸收式制冷循环、Einstein 制冷循环和吸收式制冷循环运行示意图。虽然气泡泵在三种制冷循环系统中承担的作用不同，但将气泡泵作为独立研究对象，流体在垂直管中被提升的原理相同，所以从应用角度上来说气泡泵相对于三种制冷循环系统没有本质的不同，我们更多地关心气泡泵的提升性能。

按照加热方式的不同，气泡泵有两种结构：局

部加热和沿程加热。从流动和传热角度分析，两种加热方式存在明显区别。在局部加热方式下，工质在底部发生器或者管段的局部位置受热后沸腾产生气泡，在提升管内与液体在上升过程中形成气液两相流。由于提升管部分不受热，流体在大部分的绝热管段上升过程中的流态基本不变^[4,5]。在沿程加热方式下，工质在提升管内均匀加热，沸腾产生气体，形成气液两相流被提升至气液分离器。气泡在提升管内沿管壁产生，向上流动中聚合、冷凝，流态更为复杂^[6,7]。所以，影响气泡泵动力性能的本质是热量输入情况，而加热方式的不同将导致动力产生的机理不同，关于加热方式不同对气泡泵提升性能影响的研究非常必要。另外，考虑到气泡泵实验研究难度极大，气泡泵研究多采用模拟计算。综上，本文采用 CFX 模拟软件研究加热方式对气泡泵提升性能的影响。

1 计算理论模型

研究气液两相流动的求解模型有均相流模型、分相流模型、漂移流模型和两流体模型等模型，模型由简到繁，求解由易变难，但是求解的准确性越来越高，所以本文模拟计算采用两流体模型^[8]。

采用两流体模型，关键需要湍流方程封闭，采用 $k-\varepsilon$ 湍流模型是较好的方法，同时采用 $k-\varepsilon$ 模型也可以降低计算机配置要求。另外求解两流体模型还需要：相间动量，相间能量，相间质量传输模型及壁面沸腾模型。由于两流体模型所涉及的方程数量很多，为节省计算成本，通常采用迭代算法，即先求解动量方程，然后在此基础上求解其他方程。所以动量方程的准确性就直接或间接地决定了整个数值计算结果的准确性。

1.1 相间动量传输方程

气液两相间的动量运输表示为界面力的形式，界面力包括曳力 F_D 和非曳力，其中非曳力包括升力 F_L 、壁面润滑力 F_W 和湍流耗散力 F_{TD} 等。单位体积内两相间总的作用力为以上力之和，取 l 或 v 分别表示液相和气相：

$$F_{kj} = -F_{jk} = F_D + F_L + F_{TD} + F_W \quad (1)$$

公式 (1) 中右侧各项参照文献^[9,10]推荐的公式计算。

1.2 相间质量传输方程

在气泡泵中气相由液相汽化产生，液相只要达

到运行压力下的饱和温度即可产生气泡，反之冷凝。假定气相在两相流中始终处于饱和温度，传热传质发生在气液两相的界面上。质量传输有用户自定义质量传输，质量传输选择热相变模型，并给定其饱和温度。单位体积内相间传质速率表示为：

$$\dot{m}_{vl} = \max\left(\frac{h_{vl}(T_l - T_{sat})A_{vl}}{h_{fg}}, 0\right) \quad (2)$$

式中， A_{vl} 为气液两相界面面积， T_{sat} 为饱和温度， h_{vl} 为气液两相界面处焓值

1.3 相间能量传输方程

气液两相间的质量、动量和能量都是通过两相界面进行传递，由于产生的气泡弥散在液相中，所以将气相看作离散相，液相看作连续相。界面传热模型选用 Two Resistance Model 模型。连续相选择 Ranz-Marshall 模型，离散相选择 zero resistance 模型。Ranz-Marshall 的关系式为：

$$N_u = 2 + 0.6Re_b^{0.5} Pr_l^{0.3}, \quad (0 \leq Re_b \leq 200, 0 \leq Pr_l \leq 250) \quad (3)$$

式中， Re 为雷诺数， Pr 为普朗特数。

1.4 壁面沸腾模型

ANSYS CFX 采用 Kurul 等提出的壁面热流分配模型，即伦斯勒理工模型（RPI: Rensselaer Polytechnic Institute）^[10]，模型对汽化核心密度、气泡脱离直径、气泡脱离频率、气泡等待时间等进行了描述。通过固体壁面传递给流体的总热流量 Q_{wall} 分为三部分：对流传热 Q_F ，淬冷传热 Q_Q 及蒸发传热 Q_E 。

$$Q_{wall} = Q_F + Q_Q + Q_E \quad (4)$$

1.5 模型设定及边界条件

气泡泵主体结构为一根垂直圆管，于中心线轴对称，所以，首先在圆周方向上物性参数无变化；另外，为减少网格数量来降低计算量，将垂直圆管简化为 1/4 垂直圆管来作为计算域，并在两个切面上设置对称边界条件，管壁厚度忽略，简化模型如图 4 所示。采用 ICFM CFD 软件对模型划分网格，为了使模拟更容易收敛，模型整体采用六面体网格划分，高度方向上网格长度为 1mm，进出口采用 Y 形网格划分，壁面处网格适当加密，宽度为 0.1mm。进口处网格分布如图 5 所示。管道入口处的质量流量和温度为均匀分布，出口设定压力边界条件。另外，求解结果的动量残差值达到 10^{-4} 以下并稳定后

认为计算达到收敛。

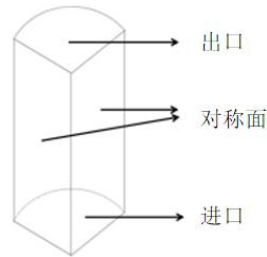


图 4 模型简化示意图

Fig.4 Simplified schematic diagram of the model

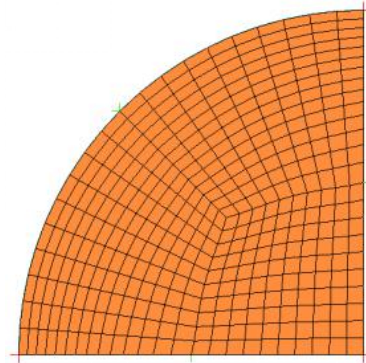


图 5 进口处网格划分示意图

Fig.5 Schematic diagram of mesh division at the entrance

本次模拟研究气泡泵模型参数如表 1 所示。

表 1 气泡泵模拟参数

Table 1 Simulation parameters of the bubble pump

参数	单位	数值
管长 L	(mm)	1000
加热段占整管比例 $\beta=L_h/L$	/	30%/50%/70%/100%
加热段长度 L_h	(mm)	300/500/700/1000
管径 D	(mm)	6
进口质量流量 G_m	(kg/m ² ·s)	50
进口压力 P_m	atm	1
加热功率 Q	(W)	10-180

2 模型验证

采用上述模型对气泡泵泵内流动沸腾进行模拟分析，为了验证模型的有效性、准确性，利用所建立的模型对 Raoudha Garma^[11]模拟结果进行数值计算，并将模拟得到的空泡份额结果与文献中的数据对比。文献工况如表 2 所示，对比结果如图 6、图 7 所示。

表 2 Raoudha Garma 实验设置参数表

Table 2 Experiment setting parameter table about Raoudha Garma

参数	Raoudha Garma 模拟方案	
模拟软件	Fluent	
管径 (mm)	6	
管长 (mm)	1000	
加热管长 (mm)	300	1000
工质	水	
压力 (MPa)	0.5	
入口过冷度 (°C)	5	
入口温度 (°C)	147	
入口质量流速 (kg/(m ² ·s))	1098.2	
加热量 (kW/m ²)	300.42	90

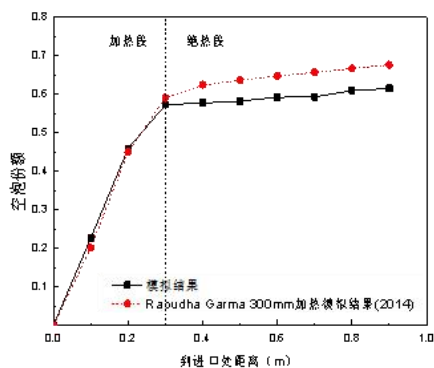


图 6 300mm 加热下空泡份额模拟结果对比

Fig.6 Comparison of simulation results of vapor fraction under 300mm tube heating

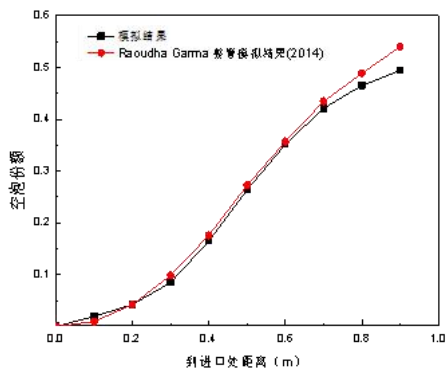


图 7 整管加热下空泡份额模拟结果对比

Fig.7 Comparison of simulation results of vapor fraction under whole tube heating

如图 6、图 7 所示，沿管长方向的截面平均空泡份额与 Raoudha 模拟结果对比发现，局部加热时，在 300mm 加热段处热流密度值较大，气泡生产速度更快，导致此段空泡份额迅速增大，模拟结果与 Raoudha 结果相差较小；而在 700mm 的非加热段相差较大，分析是在绝热段，由于无热流输入，气泡泵壁面无法达到汽化所需的过热状态，导致该段无新气泡产生，在绝热段汽泡只能相互聚集冷凝，所以该段空泡份额应不会有明显变化，绝热段的流态应基本不变^[5,12]，故本文模型更合理。整管加热时，模拟结果与 Raoudha 结果相差较小。综上分析，采用本文模型对气泡泵内气液流动分析较为可靠。

3 结果与分析

泵送比是气泡泵提升的液体量与蒸汽量的比值，表示单位蒸汽量能够提升液体量的大小，是一个无量纲数，可以作为衡量气泡泵提升性能的参考值。图 8 给出加热功率 $Q=10\sim 180W$ ，加热段长度为 300mm、500mm、700mm、1000mm 时，泵送比随加热功率的变化情况。

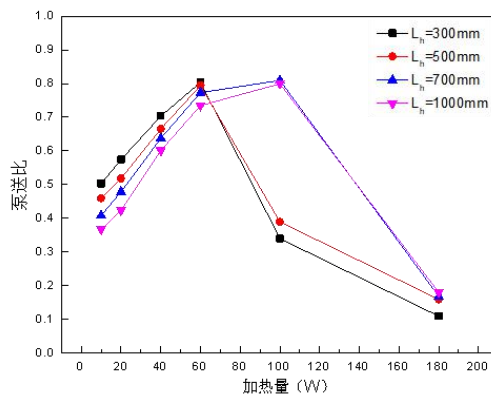


图 8 泵送比随加热量的变化

Fig.8 Pumping ratio changes with heating

如图 8 所示，在不同加热段长度下，泵送比随加热量的增加先增大后减少。结合图 9~图 11 分析，加热段长度为 300mm、500mm 时，泵送比在 $Q=60W$ 达到最大，气泡泵的提升性能最佳，此时垂直管内主要流态为搅拌流；随加热量继续增加，管内流态开始变化，泵送比开始减少；加热段长度为 700mm、1000mm 时，泵送比在 $Q=100W$ 时达到最大值，此时气泡泵内主要流态为搅拌流；随加热量的不断增加，泵送比开始减小，在 $Q=180W$ 时，

流态主要为环状流，泵送比只有 0.15。

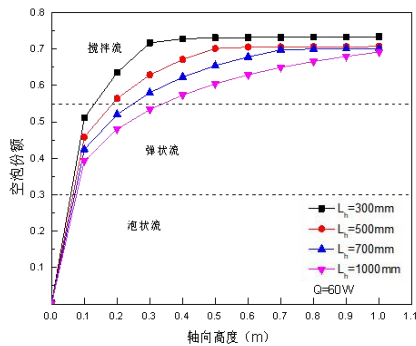


图 9 相同加热量 ($Q=60W$) 不同加热段长度下轴向空泡份额的变化规律

Fig.9 Variation of the axial cavitation fraction under the same heating amount and different heating lengths ($Q=60W$)

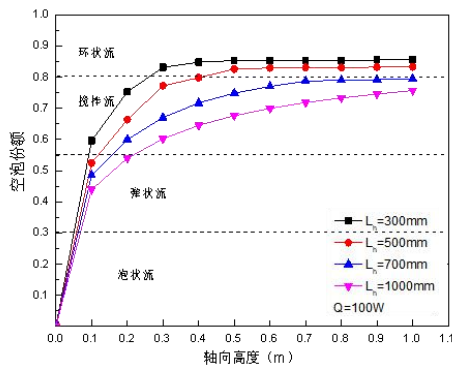


图 10 相同加热量 ($Q=100W$) 不同加热段长度下轴向空泡份额的变化规律

Fig.10 Variation of the axial cavitation fraction under the same heating amount and different heating lengths ($Q=100W$)

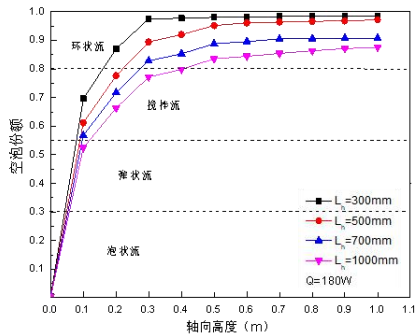


图 11 相同加热量 ($Q=180W$) 不同加热段长度下轴向空泡份额的变化规律

Fig.11 Variation of the axial cavitation fraction under the same heating amount and different heating lengths ($Q=180W$)

如图 12 所示，在相对较低的加热量下，当加热量小于 60W 时，泵送比随 β 的增大而近似线性减少，表明加热段长度越短，提升能力越好，且 β 相同时，加热量越大，泵送比越大。相同加热量， β 越小时热流密度越大，当壁面处热流密度越大时，壁面上凹穴裂缝越容易生成核化点，进而有更多的能量来排开液相生成气泡。气泡泵生成的气泡不断聚集，当空泡份额达到一定值后，气泡泵大部分区域处于提升能力较强的弹状流或者搅拌流流态，提升能力越强。所以，加热功率小的时候，将热量集中在局部更利于气泡泵提升液体。

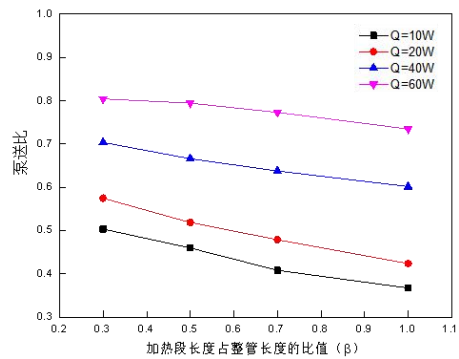


图 12 低加热量下泵送比随 β 的变化

Fig.12 Variation of pumping ratio with β under low heating capacity

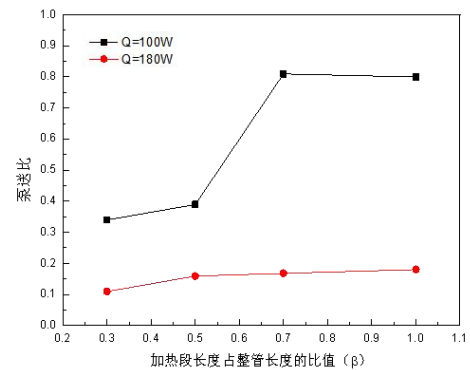


图 13 高加热量下泵送比随 β 的变化

Fig.13 Variation of pumping ratio with β under high heating capacity

随总的加热功率的增加， β 越小时热流密度越大，热流密度越大，管内气泡数量急剧增加，换热不断增强，流动变得很不稳定，最终垂直管中形成的气柱占据主要空间，并将液相排挤到管壁上，液相只能以液膜形式贴附气泡泵管壁流动，流态会转变成提升能力较低的环状流。而 β 越大时热流密度越小，此时沿程加热式气泡泵提升能力更强，加热

段在某个长度下使得管内的流态正好处于弹状流或搅拌流，超过或者小于该值，气泡泵内流态都不适合提升液体，所以，如图 13 所示，在加热量为 100W 时，泵送比随 β 的增大先增大后减少，在 $\beta=70\%$ 达到最大值。当加热量为 180W 时，沿程加热利于局部加热更加明显，泵送比随 β 的增大而增大，在 $\beta=1$ 达到最大值。

根据图 12 显示在加热量小于 60W 时，泵送比随 β 的变化具有明确的线性规律；且在该加热量范围，不论加热段有多长，空泡份额始终小于 0.8，气泡泵内流态均无环状流出现。

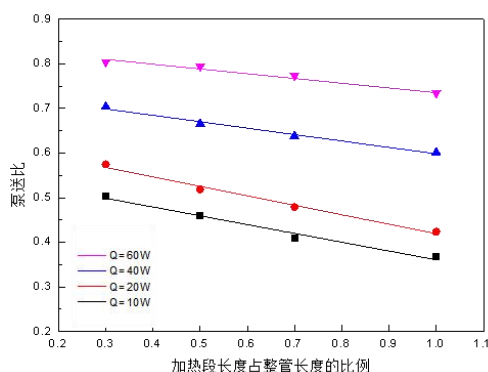


图 14 泵送比随 β 变化的拟合

Fig.14 Fitting of pumping ratio with β

如图 14 所示，将图 12 中数据进行拟合，泵送比 S_{pr} 与加热段长度占整管长度比例 β 的关系可以表示为：

$$S_{pr} = c \cdot \beta + d \tag{5}$$

根据图 14 可以得到不同 β 值下所拟合直线信息，如表 3 所示。泵送比 S_{pr} 与加热段长度占整管长度比例 β 成线性关系，而未知数斜率 c 和截距 d 的变化是由于加热量 Q 的变化导致。所以，分别找到 c 、 d 与 Q 之间关系，利用 Q 表示 c 和 d ，便可以求出泵送比 S_{pr} 与 β 之间关系式，进而达到通过已知的加热段长度占整管长度比例 β 和加热量 Q 预测气泡泵的泵送比的目的。

表 3 c 、 d 值和图 14 所拟合直线的回归系数 R^2

Table 3 c , d value and regression coefficient R^2 of the line fitted in Figure 14

加热量 Q (W)	c	d	R^2
10	-0.19724	0.55790	0.99496
20	-0.21243	0.63158	0.98842
40	-0.1438	0.74193	0.98933
60	-0.13042	0.83537	0.98933

根据表 3 中数据，分别将 c 、 d 结果与加热量 Q 进行数据拟合，如图 15 所示，可以得到拟合线表达式：

$$c = 0.0017Q - 0.22 \tag{6}$$

$$d = -0.0055Q + 0.51 \tag{7}$$

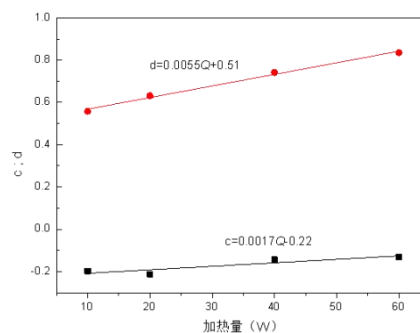


图 15 斜率 c 、截距 d 值随加热量的变化

Fig.15 The value of slope c and intercept d varies with heating

将式 (6) 和式 (7) 带入式 (5) 可以得到泵送比 S_{pr} 与加热量 Q 和加热段长度占整管长度比例 β 的关系式：

$$S_{pr} = (0.0017Q - 0.22) \cdot \beta + 0.0055Q + 0.51 \tag{8}$$

5 结论

本文利用两相流理论建立了三维、稳态的气泡泵两流体模型，利用 CFX 作为求解工具，通过已有的文献数据验证了所建立的模型的正确性。以一个大气压下水为工质，模拟研究了加热方式对气泡泵提升性能的影响。本文主要研究结论如下：

(1) 总加热量相同，加热段越短，同一高度下空泡份额值越大，空泡份额的变化速度更快，尤其径向上空泡份额变化更加明显，加热段空泡份额会迅速增大，在绝热段基本保持不变。加热段越短，管内流态转变所需高度越小。因此，在气泡泵的实际使用中，若热源总热量相对较小，气泡泵采用局部加热方式提升性能更佳；

(2) 不同加热段长度下，泵送比随加热量的增加先增大后减少，说明存在某个加热功率使得气泡泵提升性能最佳。因此，不论何种加热方式下的气泡泵，选择合适的加热功率提升性能才能最佳；

(3) 管长 1m，管径 6mm 的气泡泵，在 1atm 下的饱和水，进口流量为 $50\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 的条件下，得到泵送比 S_{pr} 与 β 的经验关联式 (公式 8)，在空泡

份额 $\alpha < 0.8$ 时可以对泵送比进行预测。

本文得到的结论对气泡泵实际使用有一定的参考价值。另外,气泡泵应用范围广泛,所提升液体种类繁多,未来可以针对多种工质进行研究。

参考文献:

- [1] JO S W, SHERIF S A, LEAR W E. Numerical Simulation of Saturated Flow Boiling Heat Transfer of Ammonia/Water Mixture in Bubble Pumps for Absorption-Diffusion Refrigerators[J]. Journal of Thermal Science and Engineering Applications, 2013, 6(1):011007-011009.
- [2] 陈永军,刘道平,赵荣祥,等.单压制冷系统中变截面管气泡泵的实验分析[J].热能动力工程,2014,29(6):671-675.
- [3] 刘振全,吴玉莹,张中诚.无泵溴化锂吸收式制冷气泡泵压力特性数学模型的探讨[J].兰州理工大学学报,2003, 29(4):57-59.
- [4] LIN F, LIU D, JIANG D, et al. An experimental study on the performance of guided bubble pump with multiple tubes[J]. Applied Thermal Engineering, 2016,106:1052-1061.
- [5] GAO H, LIU B, YAN Y. Numerical simulation of bubbles motion in lifting pipe of bubble pump for lithium bromide absorption chillers[J]. Applied Thermal Engineering, 2016.
- [6] JAKOB U, EICKER U, SCHNEIDER D, et al. Simulation and experimental investigation into diffusion absorption cooling machines for air-conditioning applications[J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28(10):1138-1150.
- [7] ZHANG L, YUYUAN W U, ZHENG H, et al. An experimental investigation on performance of bubble pump with lunate channel for absorption refrigeration system[J]. International Journal of Refrigeration, 2006,29(5):815-822.
- [8] 陈福胜,何巍,王世宽,等.气泡泵输送性能的阻力损失系数修正法模拟[J].工程热物理学报,2015,36(6):1170-1175.
- [9] 赵荣祥,刘道平,梁保,等.不同提升高度对气泡泵性能影响的理论与实验研究[J].制冷学报,2014,(4):78-83.
- [10] 辛岩,刘道平,林发龙,等.多管式气泡泵提升性能影响因素理论与试验研究[J].水资源与水工程学报,2016, 27(4):169-173.
- [11] GARMA R, STIRIBA Y, BOUROUIS M, et al. Numerical investigations of the heating distribution effect on the boiling flow in bubble pumps [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2014,39(27): 15256-15260.
- [12] 李祥东,汪荣顺,黄荣国,等.垂直圆管内液氮流动沸腾的理论模型及数值模拟[J].化工学报,2006,57(3):491-497.
- [7] Yang Yujie, Li Yanzhong, Si Biao, et al. Performance evaluation of heat transfer enhancement in plate-fin heat exchangers with offset strip fins[C]. 25th International Cryogenic Engineering Conference and the International Cryogenic Materials Conference in 2014, ICEC 25-ICMC 2014.
- [8] Simiao Fan, Fei Duan. A review of two-phase submerged boiling in thermal management of electronic cooling[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020,150:119324.
- [9] B Pulvirenti, A Matalone b, U Barucca. Boiling heat transfer in narrow channels with offset strip fins; Application to electronic chipsets cooling[J]. Applied Thermal Engineering, 2010,30:2138-2145.
- [10] 郝老迷,胡古,郭春秋.沸腾传热和气液两相流动[M].黑龙江:哈尔滨工程大学出版社,2016.

(上接第 812 页)