

# 多管式气泡泵设计

陆引哲, 刘道平, 徐煌栋

(上海理工大学 制冷技术研究所, 上海 200093)

**摘要:** 以已有的关于气泡泵的实验及理论研究为基础, 进行热力学计算。在单管气泡泵取最大直径为 31 mm 时, 其提升量为 39.23 g/s。为获得更高的气泡泵管内提升量, 当整个单压吸收式制冷系统制冷量选取为 3 kW 时, 相应的气泡泵内总流量为 42.3 g/s。采用多管式设计并通过迭代计算确定出不同气泡泵管数目和与其对应的每根提升管输送管内的流量, 选定初始的沉浸比, 从而得到每根提升管的尺寸。根据气泡泵运行特性及两相流压降计算方法和气泡泵流动压头校核和性能公式, 确定出多管式气泡泵结构参数: 提升管为 3 根, 每根提升管的直径为 20.5 mm、长度为 237 mm、沉浸比为 0.67。

**关键词:** 气泡泵; 压降; 两相流; 沉浸比

中图分类号: TB61; TK5 文献标识码: A  
DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.02.010

## 引言

垂直上升管中的气液两相流被广泛应用于石油化工设备、开采、运输、核反应堆等领域中。近年来, 随着这些行业的不断发展, 气液两相流日益受到重视, 并形成了一门独立完整的基础学科<sup>[1]</sup>。无论是扩散吸收式制冷还是 Einstein 吸收式制冷, 气泡泵是系统循环正常运转的关键部件<sup>[2-3]</sup>。根据垂直管内两相流流态的分布特征, 分析气泡管径、浸没高度、工质物性等参数对气泡泵性能的影响, 对整个系统参数的选取、系统设计与优化, 提高系统性能都有重要的意义。

本研究的气泡泵提升管内为氨气泡和稀氨水溶液的两相流流动, 采用的是垂直绝热上升管。两相混合物在管内流动时, 表现出不同的相分界面的几何图形或不同结构形式的现象称为两相流流型。目前, 大家所公认的流型有泡状流、弹状流、块状流、环状流、细束环状流动和雾状流动。为了研究方便可将流型分为泡状流、弹状流、块状流和环状流<sup>[4]</sup>, 如

图 1 所示。

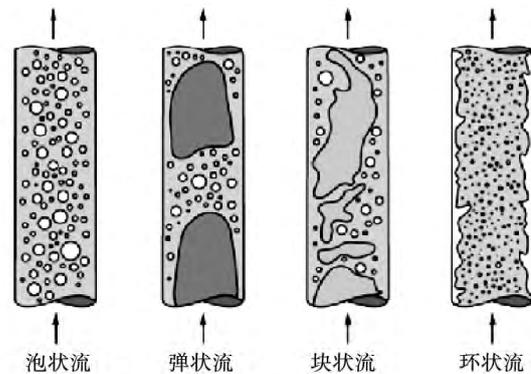


图 1 垂直上升管两相流流型

Fig. 1 Two phase flow pattern of a vertical riser

## 1 气泡泵的设计

### 1.1 气泡泵工作原理

气泡泵主要由提升管和加热装置组成, 加热装置一般位于提升管底部。其工作原理为: 利用加热装置加热气泡泵内的液体, 使其沸腾产生上升的气液两相流, 从而将液体输送至更高的位置以达到泵送液体的目的, 其结构如图 2 所示。

气泡泵的工作过程: 当提升管底部的加热装置提供足够的热量时, 会使气泡泵内的液体达到沸腾状态并产生大量的蒸汽, 生成的蒸汽在提升管内汇聚成一个个气泡, 这些气泡在提升管内由于浮力的作用上升, 并且在上升的同时将提升管内的液体带至更高的水平位置(高位储液器中)。由于提升管内的气液混合物的密度小于低位储液器中液体的密度, 因此会产生足够的压力差推动底部的液体进入提升管。

气泡泵存在的问题: 气泡泵输送液体存在周期

收稿日期: 2014-05-22; 修订日期: 2014-06-16

基金项目: 上海市教育委员会科研创新项目资助(13ZZ117)

作者简介: 陆引哲(1990-), 男, 浙江宁波人, 上海理工大学硕士研究生。

脉动性, 加热功率越大, 沉浸比越大, 循环周期就越短。而要获得更大的液体质量流量需要在低效率的工况下运行, 反之高效率的工况下液体质量流量较小, 因此可以对多提升管气泡泵进行研究, 以扩大气泡泵的适用范围和实用性。

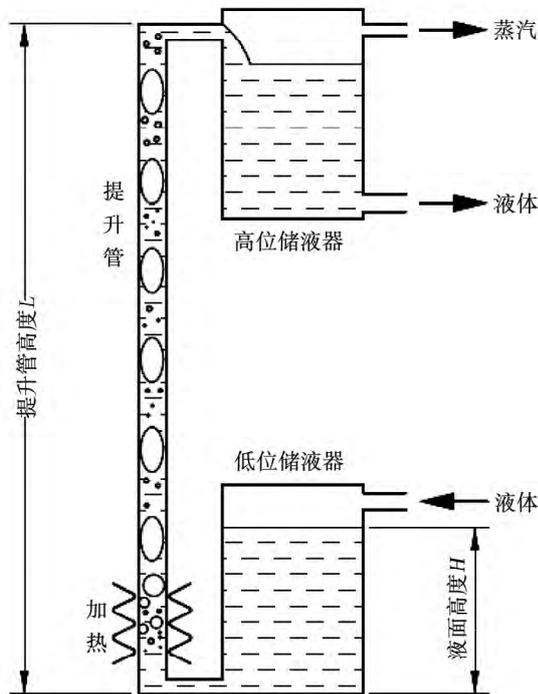


图 2 气泡泵结构示意图  
Fig. 2 Schematic drawing of the structure of the bubble pump

1.2 设计计算

在理想状态下, 当气泡泵管内两相流型为弹状流时, 提升和输送的液体量最大, 即弹状流下气泡泵的提升效率最大<sup>[5]</sup>。气泡泵内实际的两相流流型可以分为泡状流、弹状流、块状流和环状流。对于单压吸收式制冷系统的气泡泵进行设计计算时, 为简化计算作如下假设:

- (1) 气泡泵提升管内为一维、稳定、绝热流动;
- (2) 气泡泵管的两相流流型为弹状流;
- (3) 两相流流体流动参数为常数;
- (4) 气泡泵管内气液两相间处于热力平衡状态;
- (5) 提升液体均处于饱和状态。

由文献 [6] 可知, 垂直上升管内两相流产生弹状流所需最大直径为:

$$d \leq 19 \times \left( \frac{\sigma \times v_l}{g \times \left( 1 - \frac{v_l}{v_g} \right)} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

式中:  $v_g$ 、 $v_l$ —气体和液体的比容,  $\text{m}^3/\text{kg}$ ;  $\sigma$ —表面张力,  $\text{N/m}$ ; 重力加速度取  $g = 9.8 \text{ m/s}^2$ 。

表面张力<sup>[7]</sup>:

$$\sigma = \sigma_{20^\circ\text{C}} \cdot \left( \frac{t_{\text{cr}} - t}{t_{\text{cr}} - 20} \right)^{1.2} \quad (2)$$

查文献 R717 的  $l_{gp} - h$  压焓图中, 当低位储液器发生温度  $T_{\text{gen}} = 393 \text{ K}$ ,  $P = 0.4 \text{ MPa}$  时,  $v_g = 0.47 \text{ m}^3/\text{kg}$ , 则可得  $\rho_g = \frac{1}{v_g} = 2.13 \text{ kg/m}^3$ 。

查文献中饱和水热力性质表得:  $T_{\text{gen}} = 393 \text{ K}$ ,  $P = 0.4 \text{ MPa}$ ,  $v_l = 0.00106 \text{ m}^3/\text{kg}$ , 则  $\rho_l = 943.4 \text{ kg/m}^3$ 。 $\sigma_{20^\circ\text{C}} = 61.324 \times 10^{-3} \text{ N/m}$ 。

查热力学性质数据表得: 氨的临界温度  $T_c = 405.6 \text{ K}$ ; 水的临界温度  $T_c = 647.3 \text{ K}$ ; 氨水的临界温度  $T_c = 608.628 \text{ K}$ 。故表面张力:

$$\sigma = 61.324 \times 10^{-3} \times \left( \frac{608.628 - 393}{608.628 - 20} \right)^{1.2} = 22.464 \times 10^{-3} \text{ N/m}$$

将以上结果代入式 (1) 可得:  $d \leq 3.1 \text{ cm}$ 。

垂直上升的气泡泵管内两相流的流动速度即为单个氨气泡的上升速度。弹状流状态下, 气泡泵管内单个气泡的上升速度可通过式 (3) 计算<sup>[8]</sup>:

$$u_g = 0.345 \left( 1 - e^{-0.01V_i/0.345} \right) \left[ 1 - e^{(3.37 - E_a)} \right] \sqrt{gd_{\text{bp}}} \quad (3)$$

$m$  值的确定: 当  $V_i < 18$ ,  $m = 25$ ; 当  $18 < V_i < 250$ ,  $m = 69V_i^{-0.35}$ ; 当  $V_i > 250$ ,  $m = 10$ 。

当低位储液器发生温度为  $T_{\text{gen}} = 393 \text{ K}$ ,  $P = 0.4 \text{ MPa}$  时, 液相动力粘度  $\mu_l = 2.28 \times 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 。

气泡管内的流量为:

$$m_{\text{bp}} = \rho u_g \frac{\pi}{4} d^2 \quad (4)$$

当整个单压吸收式制冷系统制冷量选取为  $3 \text{ kW}$  时, 相应的气泡泵内总流量为  $42.3 \text{ g/s}$ , 流量相对较大, 若选用单根气泡泵, 通过计算发现:  $d$  取最大管径  $31 \text{ mm}$  时, 液体提升量为  $39.23 \text{ g/s}$ , 不能满足设计要求, 因此选择设计多管式气泡泵管 (管子数目大于 1) 来提升液体, 假设流量平均分配, 即每根提升管内的流量分别为  $21.15 \text{ g/s}$  (2 根)、 $14.10$

g/s(3 根)、10.575g/s(4 根)、8.46 g/s(5 根)。

$\rho$  为两相流介质密度(单位体积内两相流介质的质量)其计算式为:

$$\rho = \alpha\rho_g + (1 - \alpha)\rho_l \quad (5)$$

式中:  $\alpha$ —截面含气率。

研究表明:垂直上升不加热管(绝热)中,形成弹状流的临界含气率为  $\alpha_{gc} = 0.75$ ,因此计算过程中取  $\alpha = 0.75$ 。

将  $\rho_l = 943.4 \text{ kg/m}^3$ 、 $\rho_g = 2.13 \text{ kg/m}^3$ 、 $\alpha = 0.75$  代入式(5)可得:  $\rho = 237.45 \text{ kg/m}^3$ 。

对式(3)采用迭代法,通过选取不同的气泡泵(单根)直径  $d$  进行试算,可以得到直径  $d$  与质量流量  $m_{bp}$  的关系,如图 3 所示。

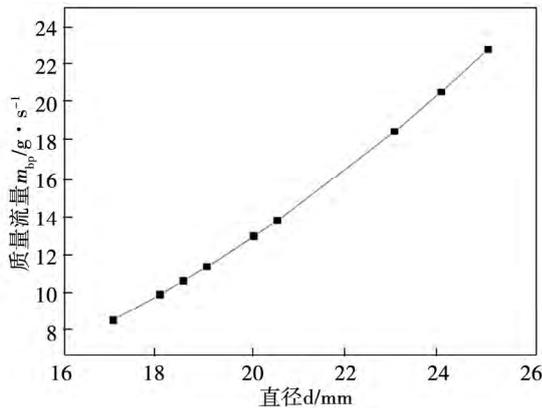


图 3 多管气泡泵的每根提升管尺寸迭代试算结果

Fig. 3 Iterative trial calculation results of the dimensions of each riser in the multiple tube air bubble pump

根据图 3 的迭代结果,则 4 种不同管数的多管气泡泵对应的每根提升管尺寸下的理论质量流量和实际质量流量如图 4 所示。

由图 3、图 4 可以看出,当  $d = 24、20.5、18.5$  和  $17 \text{ mm}$  时,迭代误差  $\theta < 5\%$ ,满足工程计算要求。并且  $d < 31 \text{ mm}$  满足弹状流的形成条件。选取气泡泵管壁厚为  $0.5 \text{ mm}$ ,则气泡泵管外径分别为  $25.0、21.5、19.5$  和  $18 \text{ mm}$ 。要计算气泡泵提升管的高度  $L$ ,必需知道沉浸比,根据文献[9]可得沉浸比一般取  $0.2 - 0.75$  之间。本研究首先假设取  $H/L = 0.2$ 。

整个 Einstein 制冷循环系统取冷凝/吸收器内径为  $0.2 \text{ m}$ ,通过计算又知冷凝/吸收器内氨水溶液

的体积为  $V = 5.04 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ ,则通过式(6)可计算冷凝/吸收器内氨水溶液的高度:

$$H = \frac{V}{\frac{\pi}{4} D_{con}^2} = 0.161 \text{ m} \quad (6)$$

则每根提升管的长度为  $L = 805 \text{ mm}$ 。

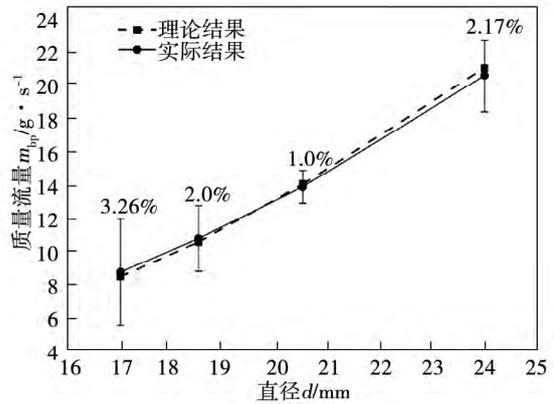


图 4 多管气泡泵提升管直径对质量流量的影响

Fig. 4 Mass flow rate at the size of each riser in the multiple tube air bubble pump

## 2 气泡泵的两相流压降

### 2.1 直管的两相流压降

流体在管中流动时由于能量损失而引起的压力降低即为压降,气泡泵两相流的压降  $\Delta P_{bp}$  由提升管进口、出口处两相流的局部阻力损失造成的压降  $\Delta p_{TPE1}$ 、 $\Delta p_{TPE2}$  及提升管中两相流的压降  $\Delta p_{TPF}$  组成<sup>[10]</sup>。

采用均相流模型计算气泡泵直管的两相流压降,这是一种最简单的模型分析法,其基本思想是通过合理地定义两相混合物的平均值,把两相流看作具有这种平均特性,遵守单相流体基本方程的均匀介质。两相流压降主要由 3 部分组成:摩擦压降、重力压降和加速压降。均相流模型的加速压降即基于两相流的动量方程式,在等截面通道内两相流的加速压降为:

$$\Delta p_a = G^2 \left[ x_e \left( \frac{1}{\rho_g} - \frac{1}{\rho_l} \right) \right] \quad (7)$$

式中:  $x_e$ —出口含气率;  $G$ —质量流速  $\text{kg/s}$ 。

从以上表达式可以看出,在等截面的加热通道内,加速压降只与进出口的含气率有关,而与沿管道

的加热方式无关。对于绝热流动的等截面通道,认为气泡泵提升管两相流稳定在弹状流工作区域,忽略加速压降,即  $\Delta p_a = 0$ 。则多管气泡泵的每根提升管两相流的压降计算结果如表 1 所示。

由表 1 也可看出,气泡泵内两相流运行过程中,重力压降为主要压降部分,因此在设计及应用过程中,在满足运行工况的条件下,应尽量缩短气泡泵直管的长度,减小运动阻力,从而实现更好的提升效果。

### 2.2 两相流局部压降

在气液两相流系统中,常常由于阀门、突扩接头、突缩接头及弯头等管件对整个流动系统造成较大的局部压降,因此,有必要计算整个两相流动系统的压降,在自然循环的两相流动过程中压降的计算尤为重要。

表 1 多管气泡泵的每根提升管内两相流压降计算结果

Tab. 1 Calculation results of the pressure drop of the two-phase flow inside each riser of the multiple tube air bubble pump

管数	2	3	4	5	……
摩擦压降 $\Delta p_f / \text{Pa}$	138.800	145.766	152.271	170.789	……
重位压降 $\Delta p_g / \text{Pa}$	1873.070	1873.070	1873.070	1873.070	……
加速压降 $\Delta p_a / \text{Pa}$	0	0	0	0	……
总压降 $\Delta p_{\text{TPEI}} / \text{Pa}$	1929.830	1932.836	1935.640	2043.859	……

当气泡泵提升管的数目大于 1 时,内部流动结构较为复杂,由于随着提升管数目的增加,管子分布越密集,管子之间的间隔距离越来越小,因此计算过程中将多根小管径的提升管简化成为单根(相对)大管径的提升管,则计算方法与单根提升管的相同。

#### 2.2.1 突缩接头的局部压降

通过突缩接头时,两相流体产生的局部压降的计算方法与单相流的压降计算方法相似,如图 5 所示,两相流体从 1-1 截面到 c-c 截面为收缩流,从 c-c 截面到 2-2 截面为扩散流,且在流动过程中涡流损失较大。

两相流流体通过突缩接头的静压差为:

$$\Delta p_{\text{TPEI}} = p_1 - p_2 = \frac{G_2^2}{2\rho_l} \left[ \left( \frac{A_2}{A_c} - 1 \right)^2 + \left( 1 - \frac{A_2^2}{A_1^2} \right) \right] \left[ 1 + x \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \right] \quad (8)$$

突然缩小接头 c-c 截面的流体缩颈大小与上

游 2-2 截面处流体面积以及下游 1-1 界面处流体面积比有关,即跟  $A_c/A_2$  与  $A_2/A_1$  有关,其关系如表 2 所示。

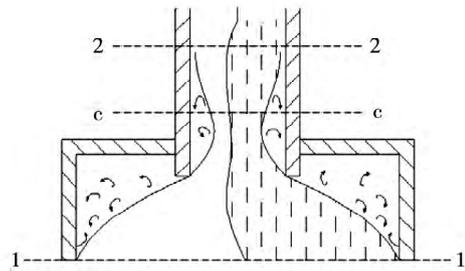


图 5 两相流体在突缩接头内的流动  
Fig. 5 Flow of the two-phase fluid inside an inner diameter suddenly reduced joint

表 2  $A_c/A_2$  与  $A_2/A_1$  之间的关系

Tab. 2 Relationship between  $A_c/A_2$  and  $A_2/A_1$

$A_2/A_1$	$A_c/A_2$
0	0.568
0.2	0.598
0.4	0.625
0.6	0.686
0.8	0.79
1	1

#### 2.2.2 突扩接头的局部压降

两相流通过突然扩口的流动情况如图 6 所示。计算两相流通过突然扩口的压降可按照单向流类似的方法处理。

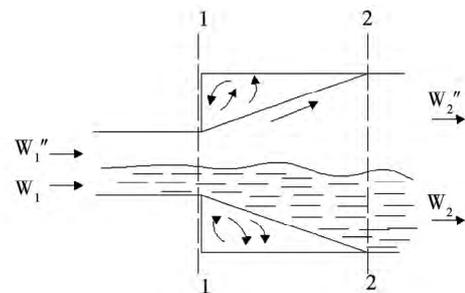


图 6 两相流体在突扩接头内的流动  
Fig. 6 Flow of the two-phase fluid inside an inner diameter suddenly flared joint

均相流模型中,假设通过突扩接头时截面含气

率保持不变 则两相流通过突缩接头时的静压差为:

$$\begin{aligned} \Delta p_{TPE2} &= p_2 - p_1 \\ &= \frac{G_1^2}{\rho_1} \frac{A_1}{A_2} \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right) \left[1 + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1\right)\right] \end{aligned} \quad (9)$$

根据式(8)、式(9)计算,两相流突缩和突扩接头的局部压降只有几十帕,相对摩擦压降和重位压降较小,只有重位压降的几分之一,可忽略不计。

### 3 气泡泵设计结果

#### 3.1 沉浸比 H/L

沉浸比 H/L 即低位储液器液面高度与提升管液面高度之比。根据上述直管两相流压降和两相流局部阻力压降的计算方法,由于忽略变截面的局部阻力损失,则气泡泵的总压降结果即为气泡泵管内两相流产生的压降,如表 1 所示。

由气泡泵的工作原理分析得知,主要是来自低位储液器与高位储液器液面的高度差为气泡泵管内两相流提供了流动压头,即可得到以下公式:

$$S_{flow} = \rho_l g H - [\alpha \rho_g + (1 - \alpha) \rho_l] g L \quad (10)$$

当沉浸比 H/L = 0.2 时,通过计算可知气泡泵总压降  $\Delta p_{TPF}$  大于流动压头  $S_{flow}$ ,因此需重新选取沉浸比。通过计算,当沉浸比  $H/L \geq 0.65$  时,总压降小于流动压头  $S_{flow}$ ,即沉浸比  $H/L \geq 0.65$  时,气泡泵才能够持续稳定的运行。

#### 3.2 气泡泵提升管数量

本研究的单压吸收式 Einstein 制冷系统中,气泡泵管内使用氨水作为两相流动工质。其运行过程中氨水工质组的气泡泵性能公式为:

$$\begin{aligned} \frac{H}{L} &= \left( 1 - \frac{\frac{W_{bp}}{h_G \rho_G}}{1.1 \frac{W_{BP}}{h_G} \left( \frac{23.47}{\rho_L} + \frac{1}{\rho_G} \right) + 0.275 D^2 \sqrt{gD}} \right) \times \\ &\left( \frac{gD^{1.25} + 0.158 \nu^{0.25} \left[ \frac{W_{bp}}{0.785 h_G D^2} \left( \frac{23.47}{\rho_L} + \frac{1}{\rho_G} \right) \right]^{1.75}}{gD^{1.25}} \right) \end{aligned} \quad (11)$$

上述性能公式表明:影响气泡泵的性能参数主要有 3 个:沉浸比 H/L、提升管的内径和供热量。同时当供热量一定时(由单压吸收式制冷系统制冷量为 3 kW 时,相应的气泡泵低位储液器需要的加热量为 17.08 kW),可计算出在不同管径下的所对应

的沉浸比,计算结果如表 3 所示。

表 3 不同管径下的沉浸比

Tab.3 Submerging ratio at various tube diameters

管数	管内径 d/mm	沉浸比 H/L
2	24	0.39
3	20.5	0.67
4	18.5	1.00
5	17	1.45
.....	.....	.....

根据表 3 不同管子数目对应的沉浸比的计算结果,可得到供热量一定时(17.08 kW),多管气泡泵的每根提升管内径与沉浸比的关系,如图 7 所示。

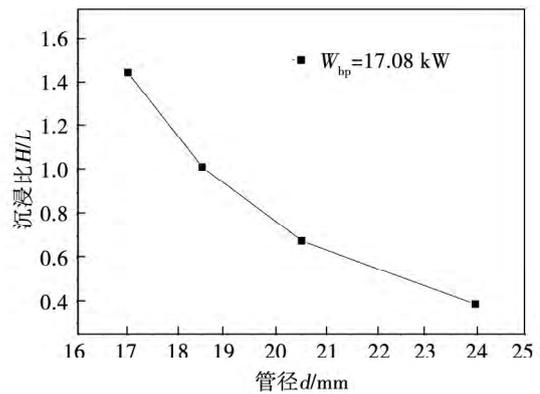


图 7 多管气泡泵的每根提升管内径与沉浸比的关系

Fig. 7 Relationship between the inner diameter of each riser and submerging ratio of the multiple tube air bubble pump

从图 7 可看出,供热量一定时,管径与沉浸比呈负相关性。确定最终的气泡泵设计结果如表 4 所示。

表 4 气泡泵设计结果

Tab.4 Design results of the air bubble pump

参 数	数 值
管数	3
内径 d/mm	20.5
外径 D/mm	21.5
高度 L/mm	237
沉浸比 H/L	0.67

#### 3.3 设计结果

根据以上设计以及校核计算结果,发生器和气泡泵的结构尺寸设计最终结果如图 8 所示。

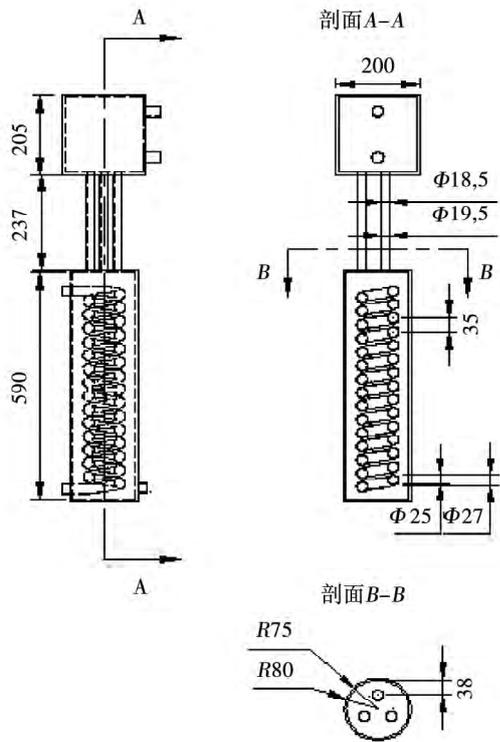


图 8 发生器及气泡泵设计尺寸 (mm)  
Fig. 8 Design dimensions of the generator and the air bubble pump

#### 4 结 论

气泡泵是系统运行的关键部件,为设计出满足系统运行的气泡泵,系统气泡泵保持弹状流状态,通过压降分析计算得出满足系统运行的沉浸比,并通过气泡泵运行性能公式,确定出满足系统运行的最优气泡泵结构:当气泡泵内总流量为 42.3 g/s 时,确定出多管式气泡泵输送管为 3 根,对应的每根提升管的管径为 20.5 mm、长度为 237 mm、沉浸比为 0.67。

气泡泵作为单压吸收式制冷循环的驱动部件,其性能对系统循环性能和效率有重要的影响。在今后的实验研究中则需要对气泡泵的提升管管径、提升管结构、加热方式、气泡泵的结构形式等方面进行深入研究优化,设计出最符合系统要求的多管式气泡泵。

#### 参考文献:

[1] 陈学俊, 陈立勋, 周芳德. 气液两相流与传热基础[M]. 北京: 科技出版社, 1995.

CHEN Xue-jun, CHEN Li-xun, ZHOU Fang-de. Gas-liquid two-phase flow and heat transfer fundamental [M]. Beijing: Science and Technology Press, 1995.

[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(006): 46-50.

ING Ya-qin, LIU Dao-ping, CHEN Sheng-xiang, et al. Theoretical model and experimental study of air bubble pumps in single-pressure absorption type refrigeration systems [J]. Journal of Refrigeration, 2010, 31(006): 46-50.

[3] Benhmidene A, Chaouachi B, Gabsi S. A review of bubble pump technologies [J]. Journal of Applied Sciences (Faisalabad), 2010, 10(16): 1806-1813.

[4] 郭亚军, 毕勤成, 何永清, 等. 空气-水在垂直非圆截面通道内流型研究[J]. 核动力工程, 2006, 27(5): 48-52.

GUO Ya-jun, BI Qin-cheng, HE Yong-qing, et al. Study of the flow patterns of air-water in a vertical non-circular cross section channel [J]. Nuclear Power Engineering, 2006, 27(5): 48-52.

[5] 阙雄才, 李红. 热虹吸泵绝热弹状流的热虹吸特性研究——无泵 LiBr 吸收式太阳能制冷机机理研究之二 [J]. 太阳能学报, 1989, 10(1): 1-12.

QUE Xiong-cai, LI Hong. Study of the thermal siphon characteristics of an adiabatic slug flow in a thermal siphon pump—study of the mechanism governing a pumpless LiBr absorption type solar energy refrigeration machine II [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 1989, 10(1): 1-12.

[6] Kang Y T, Akisawa A, Kashiwagi T. An advanced GAX cycle for waste heat recovery: WGAX cycle [J]. Applied thermal engineering, 1999, 19(9): 933-947.

[7] Staicovici M D. Polybranched regenerative GAX cooling cycles [J]. International journal of refrigeration, 1995, 18(5): 318-329.

[8] Kay W B, Fisch H A. Phase relations of binary systems that form azeotropes: I. The ammonia-n-Butane system [J]. AIChE Journal, 1958, 4(3): 293-296.

[9] 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 Cheng-wei, LIU Dao-ping, QI Ying-xia, et al. Analysis of the performance of the air bubble pump in a single-pressure absorption type Einstein cycle refrigerator [J]. Journal of Refrigeration, 2009, 30(3): 35-39.

[10] 林宗虎. 气液两相流和沸腾传热 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1987.

LIN Zong-hu. Gas-liquid two-phase flow and boiling heat transfer [M]. Xi'an Jiaotong University Press, 1987.

(丛敏编辑)

cing the heat exchange of the nano-fluid. With the enhancement of Brownian movement ,the energy transfer inside the nano-fluid will also enhance ,thus intensifying the heat exchange. **Key Words:** nanofluid ,intensified heat exchange ,numerical simulation ,Brownian movement

基于内置 V 型肋片的直通道内流动与传热的数值研究 = **Numerical Simulation of the Flow and Heat Transfer in a Straight Channel Installed Inside With V-shaped Ribs** [刊 ,汉] ZHANG Ai-ping ,BI Shuai ,FU Lei ( College of Energy Source and Power ,Northeast University of Electric Power ,Jilin ,China ,Post Code: 132012) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015 ,30( 2) . -205 -211

By using the structuralized hexahedral meshes and the K- $\epsilon$  turbulent flow model ,the authors sought the solutions to the 3-D N-S equation ,the authors sought the solutions to the N-S equation and conducted a numerical simulation of the flow and heat exchange characteristics in a direct cooling channel installed inside with V-shaped flow disturbance ribs at various flow guide angles  $\alpha$  when the Reynolds number at the inlet is 20000. On this basis ,the influence of the flow guide angle of ribs  $\alpha$  on the heat exchange efficiency and flow losses on the wall surfaces between ribs was analyzed and a comprehensive optimization search was conducted. It has been found that the overall heat exchange efficiency and comprehensive cooling efficiency of the direct cooling channel with ribs assume a similar function relationship with the flow guide angle  $\alpha$ . When  $\alpha$  is 47.25 degrees ,the overall heat exchange efficiency of the channel is highest and when  $\alpha$  is 31.57 degrees ,the comprehensive cooling efficiency of the channel is optimal and when  $\alpha$  is 30 degrees ,the flow losses in the channel are largest. **Key Words:** gas turbine ,inner cooling channel ,V-shaped rib ,whole-body optimization search

多管式气泡泵设计 = **Design of a Multiple Tube Bubble Pump** [刊 ,汉] LU Yin-zhe ,LIU Dao-ping ,XU Huang-dong ( Refrigeration Research Institute ,Shanghai University of Science and Technology ,Shanghai ,China ,Post Code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015 ,30( 2) . -212 -217

Based on the currently-available experimental and theoretical study of bubble pumps ,the authors conducted a thermodynamic calculation. When the tube of a single tube bubble pump is chosen with its maximal diameter being 31 mm ,its lifting flow rate is 39.23 g/s. When the amount of the cooling energy consumed by a whole single pressure absorption type refrigeration system is chosen as 3 kW ,to obtain an even larger lifting flow rate inside the tube of the bubble pump ,the corresponding total flow rate inside the bubble pump will be 42.3 g/s. By using a multiple tube

design and through a iterative calculation the flow rate inside the conveying tube of each lifting tubes in the bubble pump was determined and the initial submerging ratio was chosen thus the dimensions of each lifting tube were obtained. According to the operation characteristics of the bubble pump the two-phase flow calculation method and the flow head check and performance formulae the structure of the multiple tube bubble pump was determined: lifting tubes total three diameter of each lifting tube is 20.5 mm their length is 237 mm and the submerging ratio is 0.67.

**Key Words:** bubble pump pressure drop two-phase flow submerging ratio

进气方式对空气提升泵性能影响的实验研究 = **Experimental Study of the Influence of the Air Admission Mode on the Performance of an Air-lifting Pump** [刊, 汉] ZHAO Rong-xiang, LIU Dao-ping, CHEN Yong-jun, LU Yin-zhe ( College of Energy Source and Power Engineering, Shanghai University of Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2015, 30(2). - 218 - 221

Experimentally studied was the influence of various air admission modes ( top and lateral admission) on the performance of an air lifting pump. With cold-state water serving as the working medium during the test through measuring the amount of liquid lifted in a unit time the influence of various air admission modes on the amount of liquid lifted of a flow guide type air lifting pump was analyzed under the condition of the submerging ratio and the amount of air transmitted being different. The test results show that no matter what kind of air admission mode is adopted, the bigger the submerging ratio the larger the amount of liquid lifted. The amount of liquid lifted will first increase and then decrease with an increase of the amount of air admitted however there will exist an extremum for the lifting. When the submerging ratio is 0.5 and the amount of air transmitted is 1 - 4 L/min the amount of liquid lifted by adopting a lateral admission mode can be higher than that by adopting another admission mode by 41.45% to the most outside. When the amount of air transmitted is 5 - 25 L/min the amount of liquid lifted by adopting the top direct admission mode can be higher than that adopting another mode by 12.75% to the most outside. In general the top direct admission mode can achieve a relatively good overall lifting effectiveness. **Key Words:** air admission mode air lifting pump two-phase flow submerging ratio air bubble pump cold-state test

含湿气体横掠管束的凝结对流传热实验研究 = **Experimental Study of the Condensing Convection Heat Transfer of a Humidified Gas Laterally Sweeping Across a Tube Bundle** [刊, 汉] LI Jun, WU Xin, WANG Shuai, LIU Xuan-yi ( Education Ministry Key Laboratory on Energy Source Heat Conversion and Its Process Meas-