

弦月型通道热虹吸提升管流动特性的数值计算

张联英¹, 吴裕远², 姜华²

(1. 西安交通大学人居环境与建筑工程学院, 710049, 西安;

2. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 应用两相流和溶液热力学的基本理论对热虹吸提升管的流动特性进行了分析研究, 采用两相流分相模型对其进行了数值计算, 得出对应不同截面、不同浸没高度下加热负荷与浓溶液的提升量、蒸汽发生量、浓溶液最大提升高度及稀溶液最小浸没高度的关系曲线。分析结果表明: 在小加热负荷下(7.0 kW 左右), 直径比为 19/32 的组合套管的提升高度优于其他套管, 最大提升高度高于直径比为 16/32 的组合套管。计算结果与实验结果符合良好, 为该类型热虹吸泵的设计和运行提供了依据。

关键词: 两相流; 热虹吸; 分相模型; 数值计算

中图分类号: TK124 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2008)01-0017-06

Numerical Simulation for Flow Characteristics in Thermosyphon Elevation Tube with Lunate Channel

ZHANG Lianying¹, WU Yuyuan², JIANG Hua²

(1. School of Human Settlement and Civil Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The flow characteristics of thermosyphon elevation tube are investigated following the fundamental theory of two-phase flow and solution thermal dynamics. The separated phase flow model for two phases is applied to numerical simulation. The relationships of heat load with amount of elevated solution, amount of vapor, the maximum height of elevated solution, the minimum submersed depth of solution at different cross section and different submersed depth, are plotted to indicate that the elevation effect of the pipes with diameter ratio 19/32 outperforms the others, and the maximum height of elevated solution is higher than 16/32 pipes. The numerical predictions coincide well with the experimental data.

Keywords: two-phase flow; thermosyphon; separated phase flow model; numerical simulation

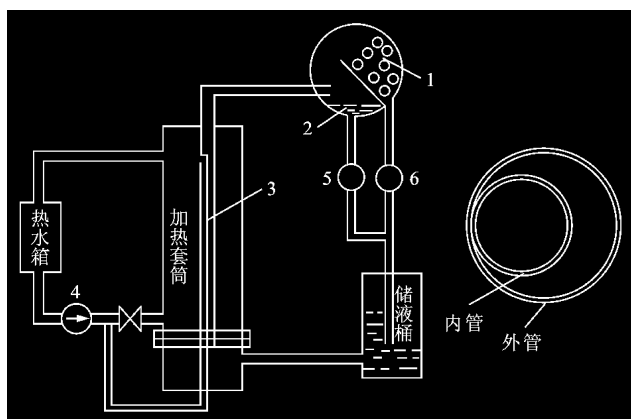
太阳能无泵 LiBr 吸收式制冷机最主要的特点之一是不使用机械泵, 而是采用热虹吸泵将溶液从较低部位的发生器提升到较高部位的汽液分离器, 从而实现制冷机中的溶液循环。系统装置如图 1 所示。随着发生器热源加热负荷的不同, 热虹吸管内的两相流流型可能是泡状流、弹状流或环状流。有研究表明^[1-3], 若热虹吸管中可实现弹状流的话, 将会获得较好的热虹吸泵工作特性。所以, 应尽可能使热虹

吸管内处于弹状流动。本文采用分相流动模型对热虹吸管内的流体动力特性进行计算。

1 数学模型的建立及求解

热虹吸管内的流动相当复杂, 为方便分析, 做如下假设:

(1) 垂直热虹吸管内的两相流是稳定的一维两相流, 且流型为弹状流;



(a) 系统装置图 (b) 弦月形通道剖面图

1: 冷凝器; 2: 气液分离器; 3: 弦月形通道两相流提升管; 4: 热水表;
5: 浓溶液流量计; 6: 冷却水流量计

图1 系统装置示意图

(2) 采用分相流动模型进行热虹吸管内的流体动力特性计算, 即把汽液两相看作是人为分离的两股流体的流动, 它们的速度是常量但不一定相等, 两相间处于热力平衡状态;

(3) 热虹吸管微元控制体中蒸汽和溶液各自占有的容积总和等于整个微元的容积, 各微元控制体内有一速度平均值和密度平均值。

(4) 进入发生器的稀溶液浓度与发生器中的浓溶液浓度保持不变。

(5) 应用经验公式或简化的概念来表示两相摩擦因子及截面含气率与独立变量之间的关系。

在以上假设的基础上, 可求解下面的数学模型。

(1) 由发生器质量和能量守恒方程, 可得蒸汽质量流量 M_g 和浓溶液质量流量 M_l 与发生器热负荷 Q_G 的关系

$$M_g = Q_G / \left(i_g + \frac{\xi_a}{\xi_l - \xi_a} i_l - \frac{\xi_l}{\xi_l - \xi_a} i_a \right) \quad (1)$$

$$M_l = Q_G / \left(\frac{\xi_l - \xi_a}{\xi_a} i_g + i_l - \frac{\xi_l}{\xi_a} i_a \right) \quad (2)$$

式中: 下标 a 表示与稀溶液特性有关的参数; 下标 l 表示与浓溶液特性有关的参数; 下标 g 表示与蒸汽特性有关的参数; ξ 表示浓度; i 表示焓。

(2) 两相流截面含气率的计算采用米洛保尔斯基提出的利用滑动比 S 计算垂直上升管中截面含气率 α 的方法^[4], 即

$$\alpha = 1 / \left\{ 1 + S \left[\frac{\rho_g (1 - x)}{\rho_l x} \right] \right\} \quad (3)$$

式中

$$S = 1 + \frac{13.5(1 - P/P_c)}{(Fr_l)^{5/12} (Re_l)^{1/6}}$$

x 为干度; Fr_l 为液相佛劳德数; Re_l 为液相雷诺数;

P_c 为临界压力, Pa。

(3) 稀溶液从溶液热交换器流到发生器的整个流道上受到的是单相流体流动阻力, 包括沿程摩擦阻力和局部阻力, 因此稀溶液的流动阻力为

$$\Delta P_a = \lambda_a \left(\frac{L_a + L_e}{d_{ia}} \right) \frac{\rho_a u_a^2}{2} \quad (4)$$

式中: L_e 为管件的当量长度, 根据稀溶液的布置情况查有关表格计算; L_a 为稀溶液直管段总长度, 由热虹吸泵各部件的相互位置确定; ρ_a 为稀溶液的密度; u_a 为稀溶液的流速; d_{ia} 为稀溶液管内径; λ_a 为稀溶液的摩擦阻力系数。

(4) 热虹吸管中两相流压力降 ΔP_{TP} 的计算。当两相混合物在等截面竖直管中稳定流动时, $\frac{\partial G}{\partial t} = 0$, A 为常数, 则动量方程成为^[5]

$$-\frac{dP}{dZ} = \frac{\tau_0 P}{A} + \rho g + G^2 \frac{d}{dZ} \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_l (1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_g \alpha} \right] \quad (5)$$

式中: G 为面积质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; τ_0 为剪应力, N/m^2 ; g 为重力加速度。从式(5)可看出, 压降梯度由摩阻、重位和加速压降梯度 3 部分组成, 即

$$-\frac{dP}{dZ} = \frac{dP_f}{dZ} + \frac{dP_g}{dZ} + \frac{dP_a}{dZ} \quad (6)$$

等式两边同时积分得

$$-\int_0^L dP = \int_0^L \frac{dP_f}{dZ} dZ + g \int_0^L [\rho_g \alpha + \rho_l (1-\alpha)] dZ + G^2 \int_0^L d \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_l (1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_g \alpha} \right] \quad (7)$$

当沿管长的热流为常数时, 上式变为

$$\Delta P = \frac{L}{x_c} \int_0^{x_c} \frac{dP_f}{dZ} dx + g \frac{L}{x_c} \int_0^{x_c} [\rho_g \alpha + \rho_l (1-\alpha)] dx + \frac{G^2}{\rho_l} \left[\frac{(1-x_c)^2}{\rho_l (1-\alpha_c)} + \frac{x_c^2}{\alpha_c} \frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right] \quad (8)$$

式中: x_c 为提升管出口处的干度。在本文中, 可将热虹吸管由起沸点开始往上部分沿管长的热流密度视为常数, 热虹吸管起沸点以下部分可按单相流体流动计算其压力降。汽液两相流摩阻压降采用按分相模型整理的两相流摩阻数据经验公式, 这里采用罗卡特-马蒂内里(L-M)关系式^[6]来计算摩阻压降比较适合实验工况。

L-M 关系式的基本假定是: 气液两相流体在流动时气、液完全分开流动; 单位管长上气、液两相的摩擦阻力压力降相等, 且等于管子的摩擦阻力压力降; 流动时不再考虑两相间的相互作用力。因此, 两相流中各相的压降梯度 dP_l/dZ 和 dP_g/dZ 应等于各相单独流过该相在两相流中所占流通截面时的压

降梯度.这样,各相压降梯度彼此相等,也等于整个两相流的压降梯度,即

$$dP_f/dZ = dP_{\text{fl}}/dZ = dP_{\text{fg}}/dZ$$

定义分液相折算系数为

$$\Psi_1^2 = (dP_f/dZ)/(dP_{\text{fl}}/dZ)_1$$

式中:\$(dP_{\text{fl}}/dZ)_1\$ 表示液相单独流过同一管道时的摩阻压降梯度

$$\left(\frac{dP_{\text{fl}}}{dZ}\right)_1 = \frac{\lambda_1}{D_e} \frac{G^2(1-x)^2 V_1}{2} \quad (9)$$

因此有

$$\frac{dP_f}{dZ} = \frac{\lambda_1}{D_e} \frac{G^2(1-x)^2 V_1}{2} \Psi_1^2 \quad (10)$$

式中:\$V_1\$ 为液相比容,\$\text{m}^3/\text{kg}\$;\$D_e\$ 为通道当量直径,\$\text{m}\$;\$\lambda_1\$ 为液相摩擦阻力系数.分液相折算系数可用下式计算

$$\Psi_1^2 = 1 + C/X + 1/X^2 \quad (11)$$

热虹吸管正常工作时,汽液两相均处于紊流状态,此时取系数 \$C=20\$,且按马蒂内里-尼尔森关系式求 \$X^{[6]}\$,则两相流摩阻压降为

$$\Delta P_{\text{TPf}} = \frac{L}{x_e} \int_0^{x_e} \frac{dP_f}{dZ} dx = \frac{LV_1 \lambda_1}{x_e D_e} \int_0^{x_e} \frac{G^2(1-x)^2}{2} \Psi_1^2 dx \quad (12)$$

(5)热虹吸管中起沸点以下管中单相流动阻力 \$\Delta P_{\text{LP}}\$ 的计算.热虹吸管中起沸点以下部分可按单相流体流动计算其压力降,从 LiBr 溶液的物性曲线易知,温度的变化对其密度的影响很小,沿管长的密度可认为是常量,因此加速压降为 0.重位压降为

$$\Delta P_{\text{LPg}} = \rho_a g Z_1 \quad (13)$$

摩阻压降为

$$\Delta P_{\text{LPf}} = \frac{\lambda_{\text{lo}}}{D_e} \frac{G^2}{2\rho_a} Z_1 \quad (14)$$

式中:\$Z_1\$ 为起沸点以下管长,\$\text{m}\$;\$\lambda_{\text{lo}}\$ 为单相摩擦阻力系数;\$D_e\$ 为特征尺寸,\$\text{m}\$.热虹吸管中起沸点以下管中的单相流动阻力为

$$\Delta P_{\text{LP}} = \Delta P_{\text{LPg}} + \Delta P_{\text{LPf}} \quad (15)$$

(6)热虹吸泵的总流动阻力 \$\Sigma \Delta P\$ 和流动压头 \$S_{\text{flow}}\$ 的计算.溶液和两相混合物在热虹吸泵内循环流动所需克服的总流动阻力可按式计算

$$\Sigma \Delta P = \Delta P_a + \Delta P_{\text{TPf}} + \Delta P_{\text{LPf}} + \Delta P_{\text{TPa}} \quad (16)$$

从热虹吸机理可知,热虹吸泵中产生的流动压头 \$S_{\text{flow}}\$ 是依靠稀溶液连通管中不同流体密度所产生的推动力获得的,故有

$$S_{\text{flow}} = \rho_a g h - \rho_a g Z_1 - \rho_{\text{TPg}} Z_2 = \rho_a g h - \rho_a g Z_1 - [\rho_g a + \rho_l(1-a)] g Z_2$$

即

$$S_{\text{flow}} = \rho_a g h - \Delta P_{\text{LPg}} - \Delta P_{\text{TPg}} \quad (17)$$

式中:\$h\$ 为溶液热交换器中的液位高度,即稀溶液的浸没高度;\$Z_2\$ 为热虹吸泵起沸点以上部分的管长,即在热虹吸管两相流压降讨论中出现的 \$L, Z_2\$ 与 \$Z_1\$ 之和为热虹吸管总管长 \$L_Z\$.

在稳定流动状况下,流动压头 \$S_{\text{flow}}\$ 用来克服热虹吸泵内整个流道的各种流动阻力,即

$$S_{\text{flow}} = \Sigma \Delta P \quad (18)$$

(7)由式(17)和式(18)可推得稀溶液最小浸没高度为

$$H_{\text{min}} = (\Sigma \Delta P + \Delta P_{\text{LPg}} + \Delta P_{\text{TPg}})/(\rho_a g) \quad (19)$$

同理,浓溶液最大提升高度为

$$H_{\text{max}} = (\rho_a g H - \Delta P_a - \Delta P_{\text{TPa}})(Y+1)/(AY+B) \quad (20)$$

式中

$$A = \rho_a g + G_{\text{lo}}/(2D_e \rho_a)$$

$$B = \frac{g}{x_e} \int_0^{x_e} [\rho_g a + \rho_l(1-a)] dx + \frac{1}{x_e} \int_0^{x_e} \frac{dP_f}{dZ} dx$$

$$Y = Z_1/Z_2$$

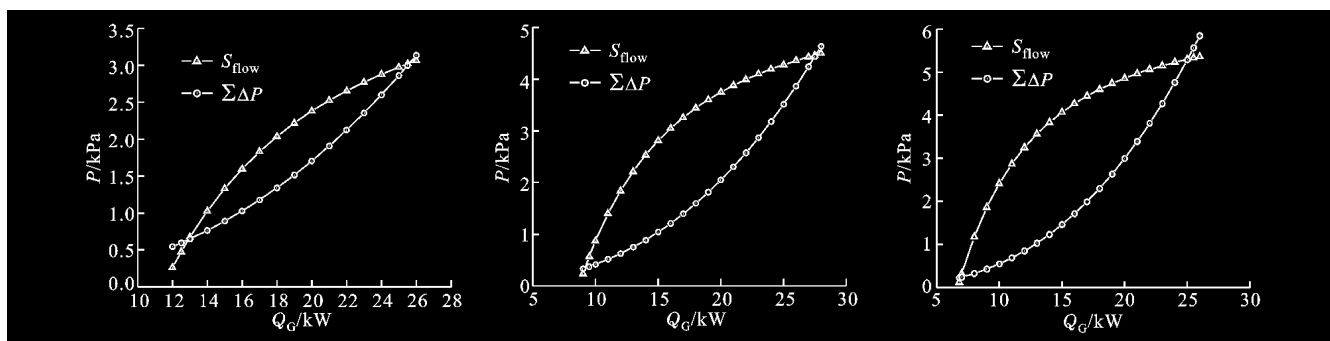
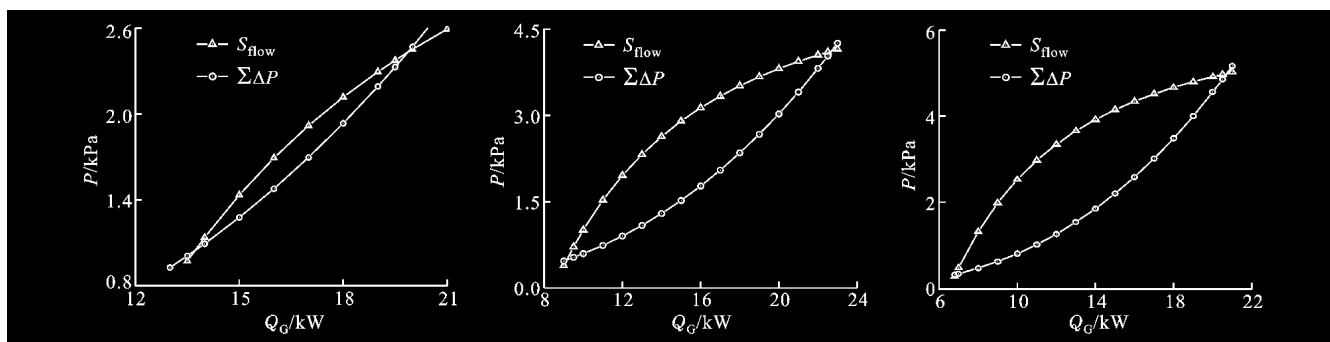
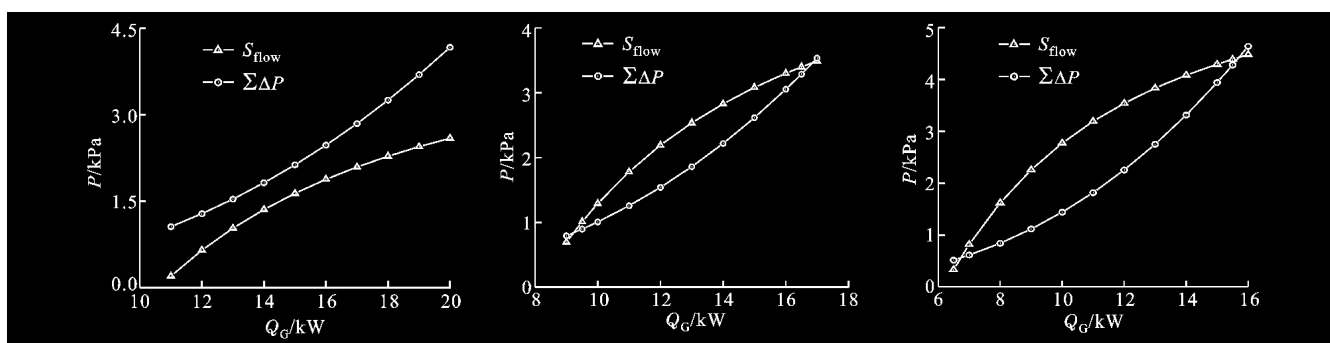
2 计算结果及分析

2.1 不同结构参数热虹吸泵的特性曲线

将计算结果整理成热虹吸特性曲线,如图 2~图 4 所示,其中 \$d_1\$ 表示弦月型通道内管外径,\$d_2\$ 表示弦月型通道外管内径,\$h\$ 表示稀溶液浸没高度.由图可知,在热虹吸提升管结构参数、运行条件一定的情况下,对于确定的热虹吸泵,有一个确保该热虹吸泵正常工作的发生器热源加热负荷范围,这从 \$S_{\text{flow}}\$ 曲线与 \$\Sigma \Delta P\$ 曲线的交点可以看出,超出这个范围,溶液的流动压头将不足以克服总的流动阻力来使浓溶液提升到热虹吸管的顶部出口,从而使制冷循环中断,而且发生器热源加热负荷过大还可能导致溶液浓度超出极限值,产生结晶现象.

可以通过增大 \$S_{\text{flow}}\$ 或减小 \$\Sigma \Delta P\$ 的各种措施来增大热虹吸泵的正常工作的范围.在设计热虹吸泵时,选好弦月型通道的组合管径、严格控制热虹吸管的提升高度及浸没高度等具有重要意义.这些结构和尺寸设计得恰当,既可以保证热虹吸泵正常运行,又可使 \$S_{\text{flow}}\$ 曲线与 \$\Sigma \Delta P\$ 曲线的交点向两侧移动,扩大泵的正常工作的范围,使其在所能提供的加热负荷范围内运行,提高运行的经济性与可靠性.

由图 2~图 4 还可看出,\$d_1/d_2=16/32\$ 的组合套管在浸没高度为 57.5 cm 时可运行到更高的加热

(a) $h=47.5$ cm(b) $h=57.5$ cm(c) $h=68.2$ cm图2 $d_1/d_2=16/32$ 时的热虹吸泵特性曲线(a) $h=47.5$ cm(b) $h=57.5$ cm(c) $h=68.2$ cm图3 $d_1/d_2=19/32$ 时的热虹吸泵特性曲线(a) $h=47.5$ cm(b) $h=57.5$ cm(c) $h=68.2$ cm图4 $d_1/d_2=22/32$ 时的热虹吸泵特性曲线

负荷,而 $d_1/d_2=19/32$ 的组合套管可运行到更低的加热负荷。图 3a 显示 $d_1/d_2=19/32$ 的组合套管在浸没高度为 47.5 cm 时的最小加热负荷为 13 kW,而事实上加热负荷在 10 kW 以下即可运行,这是因为计算模型中没有引入弦月型通道尖角处的狭缝强化传热作用。 $d_1/d_2=22/32$ 的组合套管在浸没高度为 47.5 cm 时无法运行,这与我们的实验结果是相符的。事实上, $d_1/d_2=22/32$ 的组合套管在其他浸没高度下也很难运行,这主要是由于模型误差引起的,在计算中我们考虑的是平均宽度的流通通道,而没有考虑弦月型通道的尖角,此处为狭缝强化传热,但 LiBr 溶液的黏性较大,故摩擦阻力大,不利于溶液的提升。

2.2 压头与总阻力之差

由图 5 可以看出,在同一弦月型通道结构和浸没高度下,随着加热负荷的增大,热虹吸泵提供的压头与总阻力之差并不是随着加热负荷的增大一直增大,而是先增大后减小,其间存在一极值。也就是说,若热虹吸泵在该极值周围运行,就可以提供更多的蒸汽量和可以提升更多的 LiBr 溶液。在同一通道结构中,浸没高度越大,则极值热负荷越小,压头总阻差的极值越大,也就是说大的浸没高度能提供更多的蒸汽量和提升更多的 LiBr 溶液。对同一浸没高度的不同通道结构,16/32 组合通道的极值热负荷最大,压头总阻差的极值也最大,也就是说能提供的蒸汽量和能提升的 LiBr 溶液也最多。可以预测,当热

源加热负荷较大时,16/32 组合通道的热虹吸效果要优于 19/32 组合通道. 在本太阳能空调系统的实验中,加热负荷在 7.0 kW 附近. 计算结果表明,加热负荷在 6.5~9.5 kW 范围内时,19/32 通道的提升效果优于 16/32 通道,若考虑弦月型通道尖角处的强化传热作用和摩擦阻力,则在此加热负荷范围内,19/32 通道的提升量最大,提升效果最好,这与我们的实验结果相符.

2.3 最大提升高度和最小浸没高度

当运行条件一定、稀溶液浸没高度和热虹吸管直径一定时,热虹吸泵能够提升浓溶液的高度是有极限的,如图 6 所示. 当运行条件一定,浓溶液提升高度、热虹吸管直径确定后,为保证该热虹吸泵正常运行,稀溶液浸没高度有一最低值的限制,如图 7 所示. 在运行过程中,当浓溶液不能提升到热虹吸管顶

部出口时,在运行条件不变的情况下,把稀溶液浸没高度调整到高于这一最低值,即可使浓溶液重新提升到热虹吸管的顶部出口. 最大提升高度和最小浸没高度的极值热负荷随浸没高度、通道尺寸和热负荷的变化趋势,与热虹吸泵提供的压头总阻差的变化趋势是相符的. 从图 6、图 7 可以看出,16/32 通道的最大提升高度最大,最小浸没高度最小,极值的加热负荷范围在 18 kW 附近,而在 7 kW 附近,19/32 通道的最大提升高度大于 16/32 通道,最小浸没高度小于 16/32 通道,这与实验结果也是相符的,进一步证明了小热流密度下狭缝强化传热的效果.

3 计算值与实验结果的比较

从图 8 和图 9 可以看出,随着热负荷的增大,浓溶液的提升量和冷凝水量增大. 对应于同一热负荷,

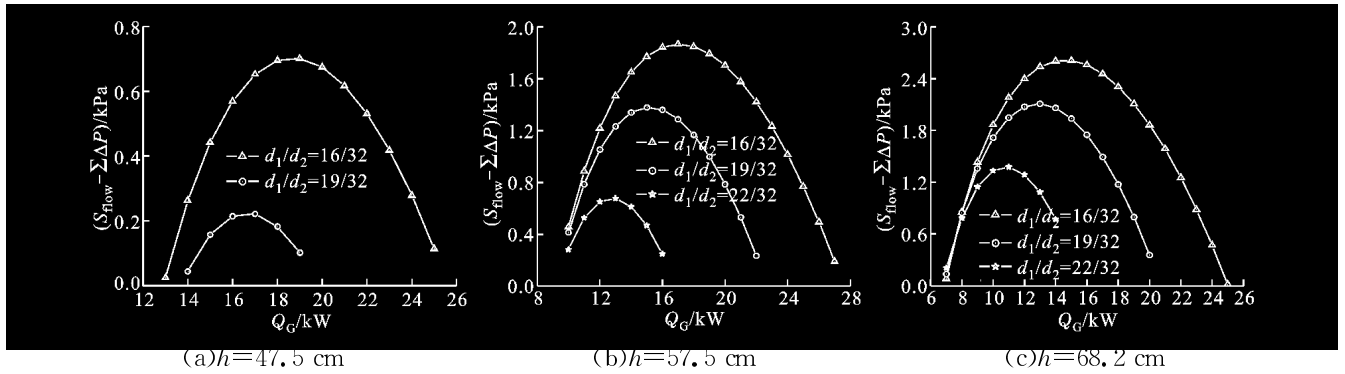


图 5 不同结构和运行参数下的压头总阻差

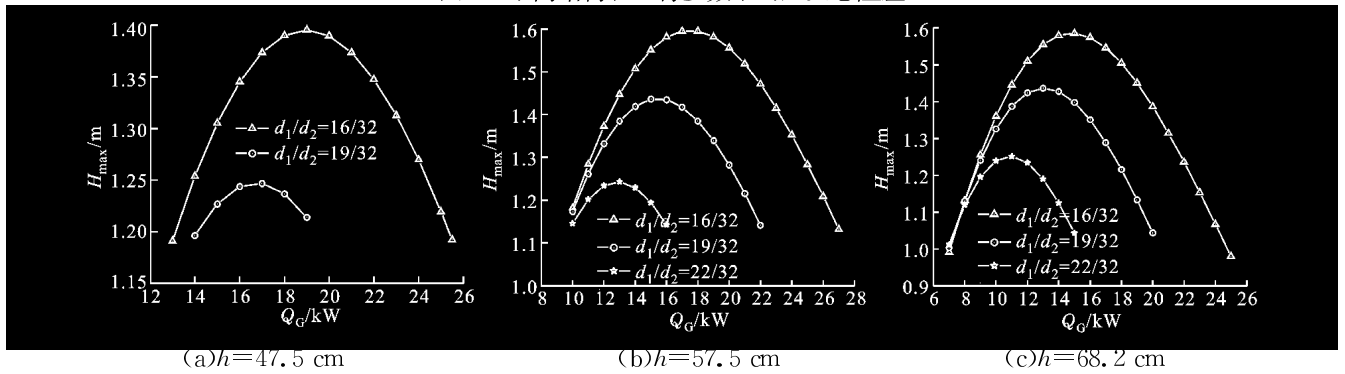


图 6 不同结构和运行参数下的最大提升高度

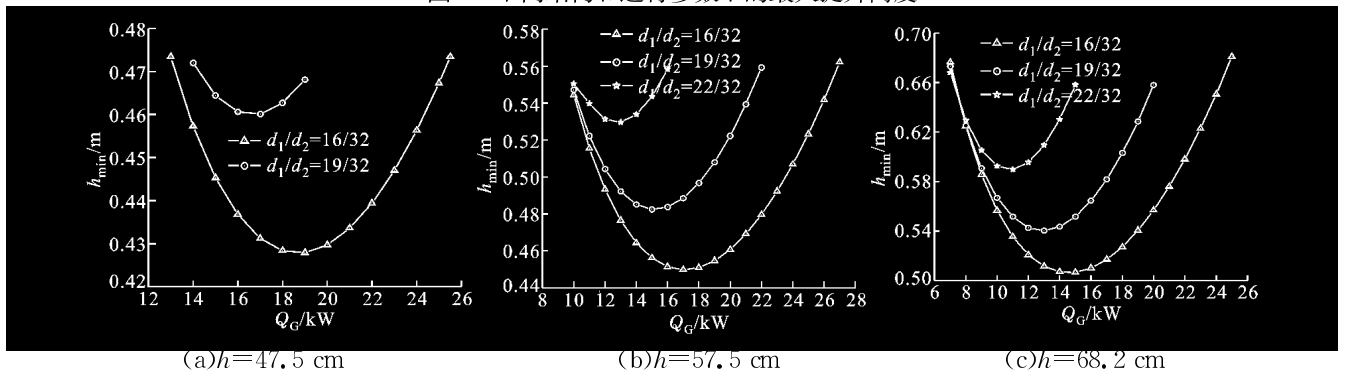


图 7 不同结构和运行参数下的最小浸没高度

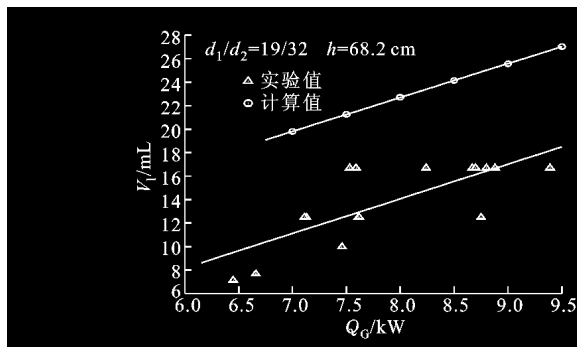


图8 浓溶液提升量计算值与实验值的比较

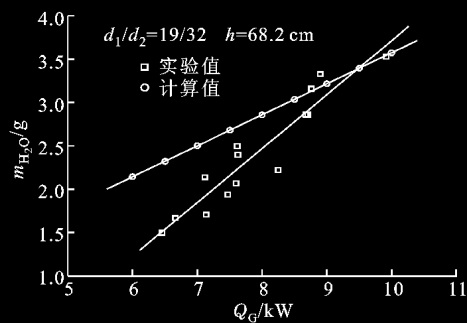


图9 冷凝水量计算值与实验值的比较

浓溶液的理论提升量比实验值偏大,平均偏差约为40%左右,这主要是由计算模型误差引起的.计算时采用的经验公式和简化假设难免会与实际情况产生偏差,例如计算中未考虑装置的散热,并且假设弦月通道尖角处的摩阻与通道较宽处一样,这都会造成理论结果与计算结果的偏差.但是,从整个结果来看,两者的趋势是相同的,且基本吻合.

4 结 论

本文采用弹状流分相模型对弦月型通道热虹吸溶液提升管内的流动特性进行了计算,并与实验结果进行了比较,结果表明计算结果具有相当高的可靠性;得到了多种结构参数热虹吸泵的特性曲线,并求得了不同加热负荷时的溶液最大提升高度和最小浸没高度.本研究有望为弦月型通道热虹吸泵的设计提供理论依据.

参考文献:

- [1] MONDE M. Measurement of liquid film thickness during passage of bubbles in a vertical rectangular channel [J]. ASME Trans J Heat Transfer, 1990, 112(2): 255-258.
- [2] 阎雄才. 热虹吸管内沸点位置的确定:无泵太阳能吸收式制冷机机理研究之三[J]. 上海交大科技, 1989 (4): 31-36.
- [3] 王古进. 小型直燃式溴化锂吸收式制冷机发生器研究 [D]. 西安:西安交通大学能源与动力工程学院, 1991.
- [4] 鲁钟琪. 两相流与沸腾传热[M]. 北京:清华大学出版社, 2002:62.
- [5] 张联英. 低品位热能驱动吸收式空调及海水淡化系统关键技术研究[D]. 西安:西安交通大学能源与动力工程学院, 2005.
- [6] 陈之航, 曹柏林, 赵在三. 气液两相流动和传热[M]. 北京:机械工业出版社, 1983.

(编辑 葛赵青)

我校邢子文教授获得“何梁何利基金青年创新奖”

2007年度“何梁何利基金”颁奖大会于2007年10月31日在北京钓鱼台国宾馆举行,全国人大常委会副委员长路甬祥、国务委员陈至立、全国政协副主席李贵鲜出席颁奖大会并为获奖者颁奖,我校能源与动力工程学院邢子文教授获得“何梁何利基金青年创新奖”。

“何梁何利基金”于2006年在原“何梁何利基金科学技术进步奖”的基础上增设了“何梁何利基金青年创新奖”,该奖主要用于奖励45岁以下、在科学研究领域取得重要贡献的青年科技人才,我校邢子文教授因其在螺杆压缩机研究领域的杰出贡献而获得奖励。

(来源:交大新闻网 <http://xjtunews.xjtu.edu.cn>)