

# 管径对新型复合降膜蒸发器性能的影响

何曙, 夏再忠, 王如竹

(上海交通大学制冷及低温研究所, 上海市 闵行区 200240)

## Effect of Tube Diameter on the Performance of an Innovative Combined Falling Film Evaporator

HE Shu, XIA Zai-zhong, WANG Ru-zhu

(Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Minhang District, Shanghai 200240, China)

**ABSTRACT:** In order to realize high efficient falling film evaporation but without circulation pump, an innovative falling film evaporator combined with vapor-lift effect was proposed and the theoretical analysis to obtain the effect of tube diameter on the performance of the innovative evaporator were presented. Results indicate that with bigger tube in the transporting unit, both hydraulic performance of the transporting unit and heat and mass transfer performance of the falling film evaporating unit are improved. While the variety of tube diameter in the falling film evaporating unit only affects heat and mass transfer performance, it doesn't influence the hydraulic performance in the transporting unit.

**KEY WORDS:** falling film evaporation; hydraulic performance; heat transfer performance; mass transfer performance

**摘要:** 为实现无泵循环高效降膜蒸发换热, 提出了基于蒸汽举送效应的新型复合降膜蒸发器。通过建立数学模型, 针对管径的改变研究其水力特性和换热性能。结果表明: 输运段管径的增加不仅提高了输送流量和高度比  $H/L$  (泵送高度与为克服管道阻力所需的浸没深度之比), 而且强化了蒸发段的传热传质性能, 提高整个系统的性能; 而换热段管径的改变主要影响系统的传热传质性能, 对输运段水力特性不产生影响。

**关键词:** 降膜蒸发; 水力特性; 传热性能; 传质性能

## 0 引言

采用蒸发冷却系统对发电机进行冷却, 其在冷却性能、安全性能等方面都优于水冷、空冷等传统

冷却方式, 具有巨大的发展潜能, 因此有很多学者从事这方面的研究<sup>[1-5]</sup>。降膜蒸发则是在蒸发冷却器的基础上提出的强化换热方式, 它具有传热速率高、持液量小、无静液柱引起的沸点上升, 适用于小温差传热和低于沸点温度下的高效蒸发换热等特点, 因此近年来得到了广泛的关注<sup>[6-7]</sup>。基于蒸汽举送效应的降膜蒸发器是在竖直管式降膜蒸发器的基础上提出的一种新型复合降膜蒸发器, 它不仅具有降膜蒸发的优点, 而且由于采用气体举升效应将液体输送到蒸发管顶部, 然后经布液器沿管壁流下, 形成降膜蒸发, 因此不需要常规竖直管式降膜蒸发系统中的循环泵即可实现输送和降膜蒸发两大功能, 使系统结构更为简单、紧凑, 运行可靠性更高。

## 1 系统描述及数学模型

### 1.1 系统描述

本新型复合降膜蒸发器的结构原理如图 1 所示。它由蒸汽输送管、降膜蒸发管以及位于管顶部的布液器、管底端的回流管和与之相连的液池组成。系统中实现举升效应的气体可以是直接引入一股蒸汽(如图 1 所示), 也可以在气体举升管的下端插入适当长度且表面具有一定气化核心的小功率加热棒, 从而产生气泡, 通过气泡的携带和举升效应将底部的液体提升到顶部的布液器中, 然后在降落管中进行蒸发换热。

本文通过建立数学模型, 对这一新型复合降膜蒸发器的性能展开深入的研究, 通过改变气体举升单元和降膜蒸发单元的管径, 研究管径变化对其输运性能和传热传质性能的影响。

基金项目: 国家自然科学基金重点项目(50736004)。

Project Supported by National Nature Science Foundation of China (50736004).

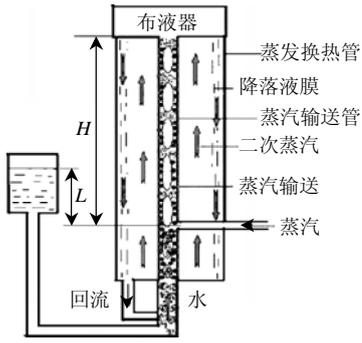


图1 新型复合降膜蒸发原理

Fig. 1 Diagram of innovative falling film evaporator

## 1.2 输送性能分析模型

输送单元的性能分析模型是在经典的弹状流输送理论的基础上建立起来的,其流动方式如图2所示。每个弹单元由液弹、大气泡(Taylor 气泡)和下降液膜3部分构成。液弹中弥散气泡,通过分析1个弹单元,建立弹状流运输方程,并做如下假设:

- 1) 液体和气体特性恒定,各物性参数为定值。
- 2) 汽液分界面平行于管子轴向的曲率半径要远远大于垂直于管子轴向的曲率半径。
- 3) 工质流动的速度,压力等参数均取其截面上的平均值。
- 4) 系统处于平衡,绝热状态。
- 5) 弹状流为充分发展的稳定流动。
- 6) 管内蒸汽为理想气体,气泡内没有温度梯度。

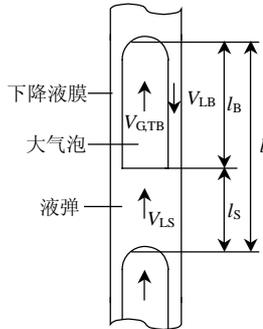


图2 弹单元几何模型

Fig. 2 Geometry model of slug unit

基于以上假设,得到如下质量守恒方程:

$$\text{弹单元: } \varepsilon_{\text{SU}} = \beta \varepsilon_{\text{TB}} + (1 - \beta) \varepsilon_{\text{LS}} \quad (1)$$

$$\text{气相: } J_V = \beta \varepsilon_{\text{TB}} V_{V,\text{TB}} + (1 - \beta) \varepsilon_{\text{LS}} V_{V,\text{LS}} \quad (2)$$

$$\text{液相: } J_L = (1 - \beta)(1 - \varepsilon_{\text{LS}}) V_{L,\text{LS}} - \beta(1 - \varepsilon_{\text{TB}}) V_{L,\text{LB}} \quad (3)$$

式中:  $\varepsilon$  为含气率;  $\beta$  为Taylor气泡长度份额,  $\beta = l_B/l$  (图2);  $J$  为表观速度, m/s, 汽液混合后的表观速度为  $J = J_L + J_V$ ;  $V$  为流动速度, m/s。其中各下标: SU为弹单元, TB为Taylor 气泡, LS为液弹, LB为液弹中的分散气泡, V为汽相, L为液相。

同时,对于每一个弹单元,其液弹尾部滑落的

液体流量即等于液弹前端合并的液膜流量;其泰勒气泡头部合并的泰勒气泡流量也等于液柱尾部端滑落的气流量。采用坐标原点固定在泰勒气泡头部的相对坐标系,据此可建立如下连续性方程:

$$(V_{\text{TB}} - V_{\text{LS}})(1 - \varepsilon_{\text{TS}}) = (V_{\text{TB}} + V_{\text{LB}})(1 - \varepsilon_{\text{TB}}) \quad (4)$$

$$(V_{V,\text{LS}} - V_{\text{TB}})\varepsilon_{\text{TS}} = (V_{V,\text{TB}} - V_{\text{TB}})\varepsilon_{\text{TB}} \quad (5)$$

方程中大气泡的运动速度采用文献[8]给出的表达式:

$$V_{V,\text{TB}} = CJ + V_0 \quad (6)$$

式中:  $C$  为液弹的速度型线系数,对于紊流流动,  $C = 1.2$ ;  $V_0$  为静止液体中泰勒气泡上升速度,考虑表面张力,曳力和粘滞力,  $V_0$  用式(7)计算<sup>[9]</sup>:

$$V_0 = f(gd)^{1/2} \quad (7)$$

式中:  $f = 0.345(1 - e^{-0.01N_f/0.345})[1 - e^{(3.37 - Bo)/m}]$ ,  $(N_f)^2 = \rho_L(\rho_L - \rho_V)gd^3/\mu_L^2$ ,  $N_f > 250$  时,  $m = 10$ ,  $18 < N_f < 250$  时,  $m = 69(N_f)^{-0.35}$ ,  $N_f < 18$  时,  $m = 25$ ;  $Bo = (\rho_L - \rho_V)gd^2/\sigma$ , 且对于弹状流,  $Bo < 140$ <sup>[10]</sup>;  $g$  为重力加速度,  $\text{m/s}^2$ ;  $d$  为输送管直径,  $\text{m}$ ;  $\rho$  为密度,  $\text{kg/m}^3$ ;  $\mu$  为动力粘度,  $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ;  $\sigma$  为表面张力,  $\text{N/m}^2$ 。

假设液弹内是理想的泡状流态,采用Zuber & Findly<sup>[11]</sup>漂移流模型得到液弹内气相的平均速度:

$$V_{V,\text{LS}} = C_0 J + U_0 \quad (8)$$

式中:  $C_0$  为与管道结构及内径有关的系数,对  $d < 25 \text{ mm}$  的管径,  $C_0 = 1$ ; 当  $d \geq 25 \text{ mm}$  时,  $C_0 = 1.2$ ;  $U_0$  为气泡在液柱内的相对上升速度,采用Abdul-Majeed<sup>[12]</sup>提出的式(9)计算:

$$U_0 = 1.4(1 - d_b/d)[g\sigma(\rho_L - \rho_V)/\rho_L^2]^{1/4} \quad (9)$$

式中  $d_b$  为气泡直径,  $d_b = \{3\sigma/[g(\rho_L - \rho_V)]\}^{0.5}$ 。

液膜下降速度采用文献[13]中给出的公式:

$$\begin{cases} V_{\text{LB}} = -0.333\left(\frac{gd^2}{\nu_L}\right)(1 - \varepsilon_{\text{TB}}^{1/2})^2, & Re_F < 750 \\ V_{\text{LB}} = -11.2[gd(1 - \varepsilon_{\text{TB}}^{1/2})]^{1/2}, & Re_F > 750 \end{cases} \quad (10)$$

式中: 下降液膜雷诺数  $Re_F = -V_{\text{LB}}\delta/\nu_L$  ( $V_{\text{LB}} < 0$ ); 液膜厚度  $\delta = d \cdot (1 - \varepsilon_{\text{TB}}^{1/2})/2$ 。

液弹内汽相含气率  $\varepsilon_{\text{LS}}$  采用文献[14]中提出的关系式进行计算:

$$\varepsilon_{\text{LS}} = \frac{J_V \left(\frac{V_T}{10J_V}\right)}{C_0 J + U_0 2^{0.35}} \quad (11)$$

式中  $V_T$  为泰勒气泡平移速度,采用Hasan和Kabir<sup>[15]</sup>提出的关系式,即:

$$V_T = 1.2J + 0.35\sqrt{gd} \quad (12)$$

忽略气相的质量和动量,在稳定流动状态,单

位管长的压降主要由重力压降、摩擦压降和加速压降 3 部分组成，即：

$$\frac{dp}{dz} = \left(\frac{dp}{dz}\right)_g + \left(\frac{dp}{dz}\right)_f + \left(\frac{dp}{dz}\right)_a \quad (13)$$

式中：重力压降  $\left(\frac{dp}{dz}\right)_g = -\rho_L g[(1-\beta) + \beta(1-\varepsilon_{TB})]$ ；

加速压降  $\left(\frac{dp}{dz}\right)_a = -\rho_L J_L^2 \frac{d}{dz} \left(\frac{1}{1-\varepsilon_{SU}}\right)$ ；摩擦压降由液

弹段上升液体和壁面间的摩擦压降  $\left(\frac{dp}{dz}\right)_{fs}$  以及大气

泡段下降液膜和壁面间的摩擦压降  $\left(\frac{dp}{dz}\right)_{fb}$  组成，即

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = (1-\beta)\left(\frac{dp}{dz}\right)_{fs} + \beta\left(\frac{dp}{dz}\right)_{fb}, \text{ 且 } \left(\frac{dp}{dz}\right)_{fs} = -\frac{\lambda_J \rho_L J^2}{2d},$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{fb} = \rho_L g(1-\varepsilon_{TB}), \text{ 摩擦因子 } \lambda_J \text{ 由 Blasius 方程}$$

计算： $\lambda_J = 0.316 Re^{-0.25}$ ； $p$  为压力，Pa； $z$  为输送管高度，m。

### 1.3 换热性能分析模型

降膜蒸发过程换热性能不仅与壁面边界条件有关，也与下降液膜的流动状况密切相关，而下降液膜又受到蒸发产生的二次蒸汽的剪切作用，因此其换热性能还与汽液界面间的相互作用有关。到目前为止大部分的计算都是采用从实验数据回归出的经验关系式。考虑到实际应用的管径和管长值，采用 Prost 等人<sup>[16]</sup>提出的经验模型来分析降膜蒸发段的传热传质性能。分析中采用 100℃ 的过热蒸汽输送 50℃ 的饱和水，换热侧为 60℃ 的恒温边界条件：

$$h^+ = 1.6636 Re_L^{-0.2648} \cdot Pr_L^{0.1592} \quad (14)$$

式中： $h^+$  为无因次传热系数， $h^+ = h \cdot [\nu_L^2 / (g \cdot k_L^3)]^{1/3}$ ， $\nu$  为运动粘度， $m^2/s$ ， $h$  为对流换热系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ， $k$  为导热系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ； $Re_L$  为液膜雷诺数， $Re_L = 4\Gamma / \mu_L$ ， $\Gamma$  为液体周边流量， $kg/(m \cdot s)$ ； $Pr_L$  为液体普朗特数， $Pr_L = c_p \cdot \mu_L / k_L$ ， $c_p$  为定压比热， $kJ/(kg \cdot K)$ 。

下降液膜厚度采用文献[17]中给出的经验关联式进行计算：

$$\delta = (0.0318 Re_L^{0.92} + 8)^{2/3} \frac{\nu_L^{2/3}}{g^{1/2}} \quad (15)$$

## 2 性能分析

### 2.1 模型验证

为了考察模型的有效性和适用性，搭建了图 3 所示的实验系统，实验选用内径  $d=4\text{ mm}$  的铜管作为输送管，对不同进水温度  $t_{in}$  下中间循环管内的输

送流量  $Q$  和输送高度比  $H/L$  等水力特性进行实验研究并与理论计算结果进行了对比，结果如图 4 所示。从图中可以看出，不同进水温度下，输送流量的理论计算值和实验值之间的误差不超过 10%，且理论计算值略高于实验结果；输送高度比的误差在 20% 以内，说明理论计算结果与实验值吻合得较好，模型可作为进一步分析的依据。

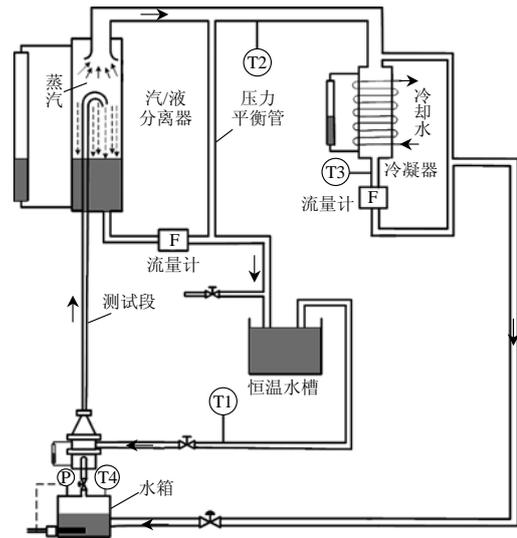


图 3 输送管水力特性实验系统  
Fig. 3 Test rig for hydraulic performance of transportation pipe

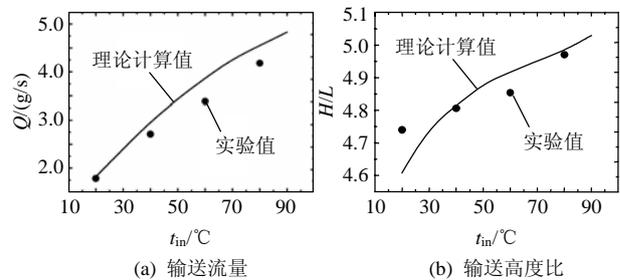


图 4 理论计算结果与实验结果对比  
Fig. 4 Comparison of theoretical results with experimental data

### 2.2 管径对水力特性的影响

气体举升泵的水力特性不仅跟空泡率密切相关，也和泵送管道的直径紧密相关。一般空泡率越高，输送的液体流量就越大；泵送管道的直径越大，输送的流量也越大。但是如果输送直径过大，就不再是气弹输送，弹状流输送理论也就不再成立。由于换热单元管径的改变不会影响循环管的水力特性，因此以下的研究是在改变输送管管径时，参考文献[18]中给出的流型图分别给定气相和液相的表现速度，保证管内流动为稳定弹状流，然后根据前文给出的理论模型，得到不同输送单元管内径时的

水力特性。

图5给出了输送段管径对输送流量的影响。从图中可以看出,在相同的蒸汽引入率 $\omega$ (泵送液体所消耗的蒸汽与所泵送液体的质量流量的比率)时,随着输送管管径增加,气泡率减小,气泡长度份额也相应减小,因此输送液体流量增加。而在相同管径时,随着蒸汽引入率的增加,输送的液体流量也相应增加。这是因为,蒸汽引入率增加,意味着蒸汽流量增大,对输送液体的卷吸和携带作用加强,因此输送的液体流量加大。

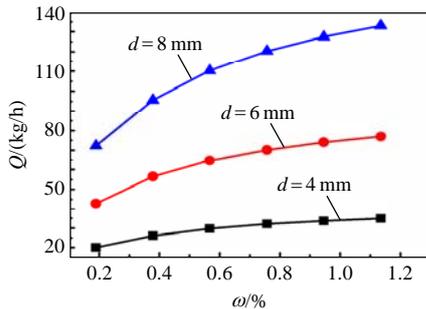


图5 管径对输送流量的影响

Fig. 5 Effect of diameter on liquid flow rate

图6为输送段管径对高度比的影响。在相同蒸汽引入率时,随着输送段管径加大,高度比增加。在相同管径下,随着蒸汽引入率的增加,高度比先增后降。这是因为随着蒸汽引入率增加,弹单元中的气泡长度份额增加,液弹长度份额就相应减小,所需克服的重力压头减小,因此在输送相同液体流量的情况下,输送高度增加,高度比也因此增大;但是当达到一定值以后,继续增大蒸汽引入率,即增加含气量,使液弹的上升速度增加,导致摩擦阻力增大,且其增大的速率大于由此引起的重力压头下降的速率,因此在输送相同液体流量的情况下,所需的驱动力增加,即需要更高的浸没深度来将其输送上去,所以输送高度比反而减小。故对于给定的输送管管径,存在一个最大输送高度比,且最大输送高度比随着输送段管径的增加而增大。

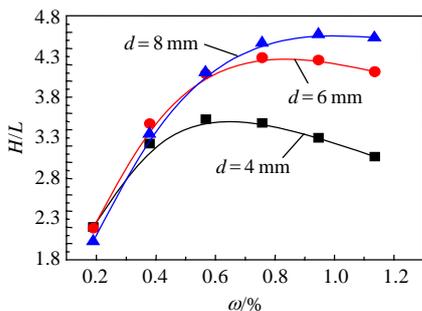


图6 管径对高度比的影响

Fig. 6 Effect of diameter on  $H/L$

## 2.3 管径对传热传质性能的影响

液体经举升段输送到蒸发管顶部的布液器中后,经布液器沿蒸发管流下,形成降落液膜,实现蒸发换热,因此其传热传质性能与降落液膜的流量和降膜蒸发段的环隙间距密切相关。

蒸发段管径不变,输送段管径的改变对蒸发速率  $m$  和传热系数的影响分别如图7(a)和图7(b)所示。从图中可以看出,对相同蒸汽引入率,蒸发速率和传热系数均随输送段管径的增加而增大。这是因为在给定的蒸发段管径下,输送段管径增加一方面使输送的流量相应增加,降落液膜的流速加大,强化了降落液膜与管壁间的传热;另一方面也造成降膜蒸发段的环隙间距减小,使降膜蒸发产生的二次蒸汽的流速增加,从而加大了二次蒸汽对降落液膜的扰动,进一步强化了换热。因此,输送段管径的增加不仅强化了传热性能,也强化了传质性能。另外从图中还可以看出,对于给定的管径,蒸汽引入率越大,蒸发速率和换热系数也越大。

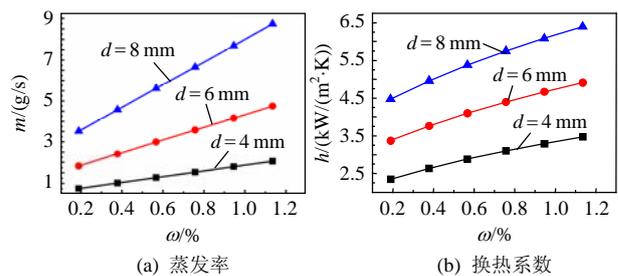


图7 输送段管径的影响

Fig. 7 Effect of transporting tube diameter

图8给出了在输送段管径不变,蒸发段管径改变对蒸发换热系数的影响。对比图7(b)和图8,用不同的方式来改变蒸发段环隙间距,其对蒸发换热系数的影响也有差别。在管间距减小相同幅度的情况下,由于输送管内径的增加不仅减小了蒸发段的环隙间距,提高了二次蒸汽的上升速率,加大了二次蒸汽对降落液膜的扰动,而且输送段管径的增加还导致了输送液体量的增大,使蒸发段降落液膜流量和下降速度相应增加,从而强化了降落液膜和管壁间的换热;而改变蒸发段管内径仅起到了改变蒸发段环隙间距的作用,输送液体的流量仍保持不变。因此,在管径变化相同幅度的情况下,输送段管径的改变对传热传质的强化效果大于蒸发段管径的改变引起的强化效果。如当蒸汽引入率为0.76%时,输送段管径从4 mm增加到8 mm,其对流传热系数从3.10增加到5.75 kW/(m<sup>2</sup>·K),提高了85.5%;而在同样的蒸汽引入率时,当蒸发段的管

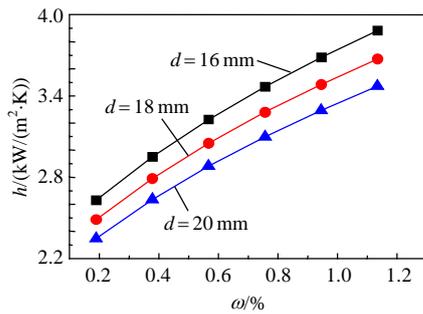


图 8 蒸发段管径对换热系数的影响

Fig. 8 Effect of evaporating tube diameter on  $h$

径从 20 mm 降到 16 mm 时, 其对流传热系数从 3.10 增加到 3.46 kW/(m<sup>2</sup>·K), 仅提高了 11.6%。

### 3 结论

为实现小温差、低于沸点温度无泵循环的高效蒸发换热, 本文提出了基于蒸汽举升效应的降膜蒸发器, 并研究了管径对其性能的影响。结果表明:

1) 增加输送段管径可以同时提高输送段水力特性(输送流量和高度比)和降膜蒸发段的传热传质性能, 进而提高整个系统的效率; 而蒸发段管径的改变则只影响系统的传热传质性能, 对输送段的水力性能没有影响。在变化幅度相同的情况下, 输送段管径的改变对传热传质性能的强化效果远大于蒸发段管径的改变所起的效果。

2) 在本文研究范围内, 对给定的输送管径, 存在一个最佳高度比, 此时输送高度和所需的浸没深度达到最优状态。且此最佳高度比随输送段管径的增加而增大。

### 参考文献

- [1] 姚若萍, 饶芳权. 蒸发冷却水轮发电机定子温度场研究[J]. 中国电机工程学报, 2003, 23(6): 87-90.  
Yao Ruoping, Rao Fangquan. Analysis of 3D thermal field in the stator of large hydro-generator with evaporation-cooling system[J]. Proceedings of the CSEE, 2003, 23(6): 87-90(in Chinese).
- [2] 曹惠玲, 顾国彪, 田新东. 大型水轮发电机蒸发冷却实验研究及理论分析[J]. 大电机技术, 2004(2): 10-14.  
Cao Huiling, Gu Guobiao, Tian Xindong. Experimental research and theoretical analysis of evaporative cooling for large hydro-generator [J]. Large Electric Machine and Hydraulic Turbine, 2004(2): 10-14 (in Chinese).
- [3] 栾茹, 傅德平. 新型浸润式蒸发冷却电机定子三维温度场的研究[J]. 中国电机工程学报, 2004, 24(8): 205-209.  
Luan Ru, Fu Deping. Study on 3D temperature distribution in new evaporative cooling asynchronous generator[J]. Proceedings of the CSEE, 2004, 24(8): 205-209(in Chinese).
- [4] 顾国彪. 蒸发冷却技术的发展与应用[J]. 电器工业, 2003(1): 5.  
Gu Guobiao. The development and application of the evaporative technology[J]. China Electrical Equipment Industry, 2003(1): 5 (in

Chinese).

- [5] 郭朝红, 余顺周, 蔡静, 等. 蒸发冷却电机中汽液两相沿程摩擦阻力的研究[J]. 中国电机工程学报, 2006, 26(19): 139-144.  
Guo Chaohong, Yu Shunzhou, Cai Jing, et al. Research on two-phase flow frictional pressure drop in the evaporative generator[J]. Proceedings of the CSEE, 2006, 26(19): 139-144(in Chinese).
- [6] 叶学民, 阎维平. 切应力作用下层流饱和和蒸发降膜的传热特性[J]. 中国电机工程学报, 2007, 27(11): 68-72.  
Ye Xuemin, Yan Weiping. Heat transfer of laminar saturated falling films under interfacial shear[J]. Proceedings of the CSEE, 2007, 27(11): 68-72(in Chinese).
- [7] 王补宣, 张金涛, 彭晓峰. 薄膜表面蒸发对降液膜传热和传质的影响[J]. 中国科学(E 辑), 2000, 30(3): 216-221.  
Wang Buxuan, Zhang Jintao, Peng Xiaofeng. Effect of surface evaporation on heat and mass transfer of falling film[J]. Science in China(Series E), 2000, 30(3): 216-221(in Chinese).
- [8] Nicklin D J, Wilkes J O, Davidson J F. Two-phase flow in vertical tubes[J]. Chemical Engineering Research and Design, 1962(40a): 61-68.
- [9] White E T, Beardmore R H. The velocity of rise of single cylindrical air bubbles through liquid contained in vertical tubes[J]. Chem Eng Sci, 1962(17): 351-361.
- [10] Ros N C J. Simultaneous flow of gas and liquid as encountered in well tubing[J]. J Pet Techn, 1961(13): 1037-1049.
- [11] Zuber N, Findlay J A. Average volumetric concentration in two-phase flow systems[J]. J. Heat Transfer, 1965, 87(11): 453-468.
- [12] Abdul-Majeed G H. A comprehensive mechanistic model for vertical and inclined two-phase flow[D]. Baghdad: The University of Baghdad, 1997.
- [13] Cachard F D, Delhaye J M. A slug-churn flow model for small-diameter airlift pumps[J]. Int J Multiphase, 1996, 22(4): 627-649.
- [14] Abdul-Majeed G H, Al-Mashat A M. A mechanistic model of vertical and inclined two-phase slug flow[J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2000, 27(1-2): 59-67.
- [15] Hasan A, Kabir C. Two-phase flow in vertical and inclined annuli[J]. Int J Multiphase Flow, 1992, 18(2): 279-293.
- [16] Prost J S, González M T, Urbicain M J. Determination and correlation of heat transfer coefficients in a falling film evaporator[J]. Journal of Food Engineering, 2006, 73(4): 320-326.
- [17] Al-Najem N M, Ezuddin K Y, Darwish M A. Heat transfer analysis of preheated turbulent falling films in vertical tube evaporators[J]. Desalination, 1998, 115(1): 43-55.
- [18] 郭朝红, 董海虹, 余顺周, 等. 蒸发冷却汽轮机中两相流型的过渡准则[J]. 中国电机工程学报, 2007, 27(17): 67-71.  
Guo Chaohong, Dong Haihong, Yu Shunzhou, et al. Research on two-phase flow pattern transition in the evaporative turbine generator [J]. Proceedings of the CSEE, 2007, 27(17): 67-71(in Chinese).



何曙

收稿日期: 2008-11-14.

作者简介:

何曙(1973—), 女, 博士研究生, 主要从事强化传热和节能方面的研究, heshu@sju.edu.cn.

(责任编辑 王庆霞)