

# 氨水竖管降膜蒸发实验和理论研究

卜宪标<sup>1</sup>, 马伟斌<sup>2</sup>, 龚宇烈<sup>1</sup>

(1. 中国科学院广州能源研究所, 广东 广州 510640;

2. 中国科学院可再生能源与天然气水合物重点实验室, 广东 广州 510640)

**摘 要:** 为了增强氨水竖管降膜蒸发过程中的热质传递效果, 建立了降膜蒸发过程的数学模型, 基于有限容积法对模型进行了求解, 并通过实验验证了模型的准确性, 用数学模型计算了溶液的速度场、浓度场、膜厚和换热量, 得出结论: 降膜蒸发过程的入口段小于 100 mm, 在入口段, 溶液的流速和膜厚都发生剧烈的变化; 最佳的布膜厚度是由溶液进口流量决定的; 单位管长氨气的蒸发量随管长由上而下逐渐减小, 前 3 m 管长的蒸发量占整个蒸发量的 80.64%。基于建立的数学模型, 可以确定不同流量下的布膜器最佳布膜厚度和管道最佳长度, 为降膜换热器的优化设计提供参考。

**关 键 词:** 竖管; 降膜; 地热发电; 热质传递; kalina 循环

中图分类号: TK172 文献标识码: A

## 引 言

研究流体的降膜流动的热质传递过程对提高降膜设备的热质交换性能具有重要意义<sup>[1]</sup>。很多研究对氨水降膜蒸发和吸收过程进行了模拟, 运用数学建模的方法求解蒸发和吸收过程中的热质耦合问题, 得出一些重要的结论<sup>[2~5]</sup>, 但模拟结果没有得到实验的验证。本研究开展了氨水竖管降膜蒸发的实验, 由于实验手段的限制, 通过实验手段不容易测量的溶液浓度场、速度场以及液膜厚度等参数的分布, 建立了描述蒸发过程中的热质传递数学模型, 通过实验数据和模拟结果的对比, 验证了数学模型的正确性。借助已验证的数学模型来求解上述参数, 为降膜换热器的优化设计提供参考。

## 1 实验系统及原理

实验系统如图 1 所示。

实验台是地热水-氨水双工质发电系统的一部分<sup>[6~7]</sup>, 属于 Kalina 循环系统。由于实验台较小, 没有相应的小型透平机, 因此用减压阀代替透平机。氨水储罐中的溶液经溶液泵的加压后, 流过电磁流

量和板式换热器后到达降膜蒸发器的上部, 经过蒸发器上部的布膜器布膜后, 氨水溶液沿着外管壁自上而下流动。降膜蒸发器的内管中流的是地热水, 地热水用电加热器和热水箱来模拟。由于热水的加热作用, 浓的氨水溶液受热后蒸发出氨气, 氨气经减压阀和涡街流量计后到达氨水储罐和吸收器。蒸发器下部的稀氨水经板式换热器降温和减压阀减压后, 从吸收器的上部流入, 经布膜器布膜后, 沿管的内壁面流下。在吸收器内, 稀的氨水溶液和氨气相遇, 吸收过程随之发生, 吸收放出的热量由外部的冷却水系统(包括冷却塔和冷却水泵)带走。吸收后的溶液流入氨水储罐, 完成一个循环。

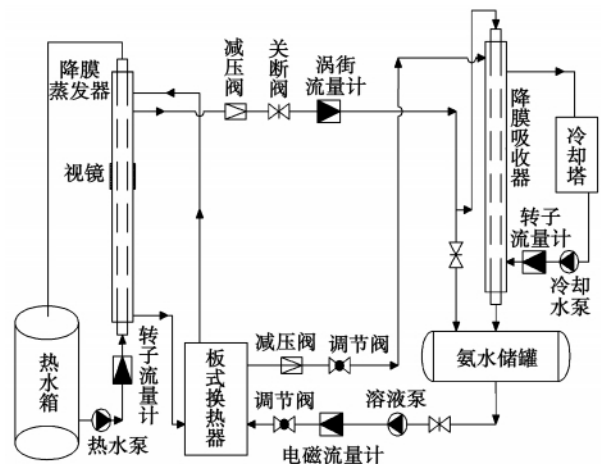


图 1 实验系统图

## 2 数学模型

垂直降膜管外径为  $D$ , 内径  $d$ , 长度  $L$ 。氨水的蒸发是吸热过程, 需要管内热水提供热量维持蒸发的进行。降膜蒸发过程是热量传递、动量传递和质量传递同时进行的过程<sup>[8~9]</sup>, 在建立数学模型时要考虑管外液膜的流动情况、气液界面的热流和质量

收稿日期: 2010-08-16; 修订日期: 2010-09-03

基金项目: 国家 863 计划基金资助项目(2007AA05Z442)

作者简介: 卜宪标(1979-), 男, 江苏徐州人, 中科院广州能源研究所博士, 助理研究员。

流率、管壁处的放热条件和气液界面的平衡条件。为了能用数学模型来描述蒸发过程,进行以下假设:

- (1) 液膜沿管壁周向的温度梯度远小于径向的,因此周向温度梯度忽略;
- (2) 气体蒸发时,蒸发热全部在界面发生。

2.1 控制方程

取溶液流动方向为  $x$  方向,垂直于流动方向为  $y$  方向。

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho U}{\partial x} + \frac{\partial \rho V}{\partial y} = 0 \tag{1}$$

动量方程:

$$\rho U \frac{\partial U}{\partial x} + \rho V \frac{\partial U}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial U}{\partial y} \right) + \rho g \tag{2}$$

能量方程:

$$\rho C_p U \frac{\partial T}{\partial x} + \rho C_p V \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) \tag{3}$$

质量方程:

$$\rho U \frac{\partial \xi}{\partial x} + \rho V \frac{\partial \xi}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \rho D_m \frac{\partial \xi}{\partial y} \right) \tag{4}$$

式中:  $\rho$ —溶液密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $U$ — $x$  向速度,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $V$ — $y$  向速度,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $\mu$ —动力粘度,  $\text{N}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$ ;  $C_p$ —溶液比热,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  $\lambda$ —导热系数,  $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ;  $D_m$ —扩散系数,  $\text{m}^2/\text{s}$ ;  $\xi$ —溶液浓度,  $\text{kg}/\text{kg}$ 。

2.2 边界条件

入口边界条件:

$$\delta|_{x=0} = \delta_0, V|_{x=0} = 0, T|_{x=0} = T_0, \xi|_{x=0} = \xi_0, U|_{x=0} = \frac{\Gamma}{\rho \delta_0}$$

壁面边界条件:

$$V|_{y=0} = 0, U|_{y=0} = 0, \frac{\partial \xi}{\partial y}|_{y=0} = 0, T|_{y=0} = T_B$$

气液界面处:

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial y}|_{y=\delta} = \Delta H \frac{\rho D_m \partial \xi}{1 - \xi \partial y}|_{y=\delta}, \frac{\partial U}{\partial y}|_{y=\delta} = 0$$

式中:  $\delta$ —溶液膜厚,  $\text{m}$ ;  $\Gamma$ —喷淋密度,  $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ ;  $T_B$ —壁温,  $^{\circ}\text{C}$ 。

2.3 初始条件

本实验台的布膜器布膜厚度为 2 mm,因此初始膜厚  $\delta_0 = 2 \text{ mm}$ 。溶液的入口浓度,入口质量流量,热水的入口温度和入口流量为已知值。

2.4 求解方法

沿管长方向液膜的厚度是变化的,也就是说  $y$  方向的求解区域是不规则的,因此计算时应先采用变量代换的方法将不规则的区域化为规则的区域,

然后再进行求解。

定义流函数:

$$\psi = \int_0^y \rho U dy \tag{5}$$

对式(5)求导得:

$$\frac{\partial \psi}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \int_0^y \rho U dy \right) = \rho U \tag{6}$$

将式(6)代入连续性方程可得:

$$\frac{\partial \psi}{\partial x} = \int_0^y \frac{\partial \rho U}{\partial x} dy = \int_0^y -\frac{\partial \rho V}{\partial y} dy = -\rho V \tag{7}$$

利用式(5)、式(6)和式(7)可将  $x-y$  坐标系转换为  $x-\psi$  坐标系。

定义无量纲流函数

$$\omega = \frac{\psi - \psi_i}{\psi_e - \psi_i} \tag{8}$$

式中:  $\psi_i$  和  $\psi_e$ —壁面和气液界面的流量。

根据式(8)可以进一步的将  $x-\psi$  坐标系转换为  $x-\omega$  坐标系,具体过程可以参考文献[18]。

上述方程采用控制容积积分法进行离散<sup>[10-12]</sup>,然后采用 MATLAB 软件编程计算。

3 模型的验证

本部分首先用实验结果验证模型的准确性。在实验和模拟计算过程中,溶液的入口参数已知,入口参数包括浓溶液的温度、压力和体积流量。稀溶液的出口参数通过实验测出,通过将计算出的出口参数和实验测出的出口参数进行对比,验证数学模型的正确性。由于出口参数较多,选取出口质量流量和换热量两个参数进行对比。

选用 14 组实验数据来验证模型,这 14 组实验数据包含了 14 个工况,热水温度的变化范围为 68.96 ~ 82.72  $^{\circ}\text{C}$ ,热水流量的变化范围为 1 500 ~ 2 000  $\text{L}/\text{h}$ ,溶液浓度的变化范围为 0.45 ~ 0.58,溶液流量的范围为 50 ~ 80  $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$ 。

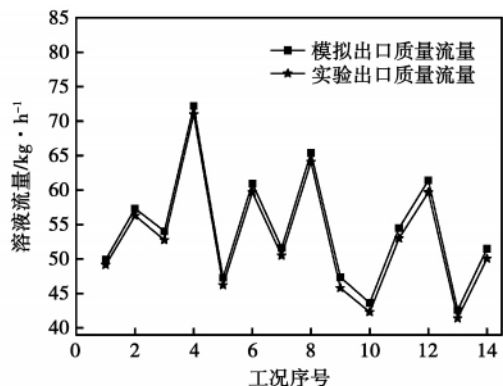


图 2 出口质量流量实验值和模拟值比较

在图 2 中,对于溶液出口质量流量,模拟值和实验值之间的最大相对误差为 3.34%,在图 3 中 14 个工况下的模拟换热量都比实验换热量小,最大相对误差为 8.6%。从以上数据可知,虽然数学模型的计算结果和实验结果存在误差,但是误差在工程允许的范围内,因此可以说数学模型能够较准确的描述降膜蒸发过程,所得的实验结果可以用来指导工程实践。

产生误差的原因主要有以下几点:

(1) 实验换热量是按热水侧计算的,而模拟换热量是按溶液侧计算的。由于存在向环境的散热,因此换热量计算存在误差。另外,温度、流量和压力仪表测量也存在误差,例如压力传感器的精度为 0.1% 全量程。

(2) 产生误差的主要原因出现在模型中氨水的热物性计算上,比如导热系数、比热、黏度、焓值等,都是按氨水热物性公式进行计算的,文中所参考的氨水热物性公式本身就存在误差。例如,氨水溶液的浓度计算其最大误差为 5.5%。

#### 4 结果及其分析

用所建立的数学模型来计算一些通过宏观手段不容易测量出的微观参数,包括液膜厚度、浓度场和速度场,因为这些微观参数对降膜换热器的性能有重要影响,通过分析这些微观参数可以优化布膜器的结构以及换热器的长度。

已知条件:热水进口温度 78.81 °C,热水进口流量 1 500 L/h,溶液进口浓度 0.562,溶液进口流量 69.53 kg/h。 $D = 25 \text{ mm}$   $d = 21 \text{ mm}$   $L = 5 000 \text{ mm}$ 。

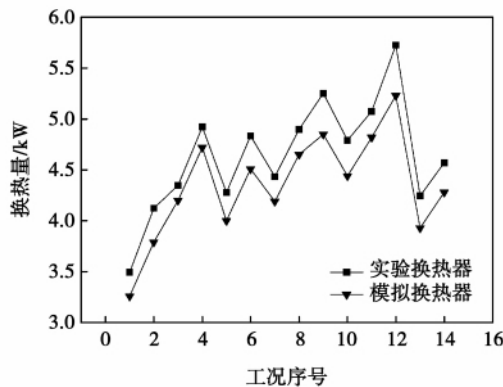


图 3 换热量实验值和模拟值比较

计算结果:出口浓度 0.494,出口流量 60.96 kg/h,换热量 4.51 kW。

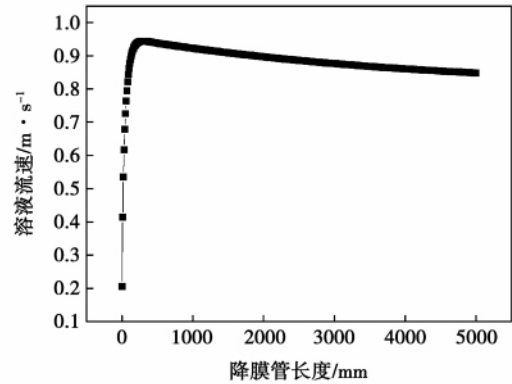


图 4 溶液平均流速随管长的变化

由图 4 可知,液体向下的流速在降膜管入口段迅速增加,到达一个最大值后,然后再慢慢的减小。降膜管上端入口处的流速为 0.21 m/s,流体流到管道上端 100 mm 处时,流速增加到 0.86 m/s,而在上端 300 mm 处时,流体速度达到最大值 0.94 m/s,此后流体的流速沿着管长方向逐渐减小。出现上述现象的原因是:流体在入口处的膜较厚(如图 5 所示),质量流量大,流体的重力影响大于壁面处黏性应力的影响,所以流表现为加速。随着流体流速的增加,膜厚变薄,重力的影响变小,而壁面黏性应力的影响变大,当两种力相等时,流体的流速达到最大。管长大于 300 mm 时,由于氨气不断从氨水溶液中蒸发出来,氨水的质量不断减小,重力影响变小,此时壁面黏性应力大于重力的影响,溶液的流速逐渐的减小,但是减小的幅度不大,管长 2 500 mm 处的流速为 0.886 m/s,管长 5 000 mm 处的流速为 0.85 m/s。

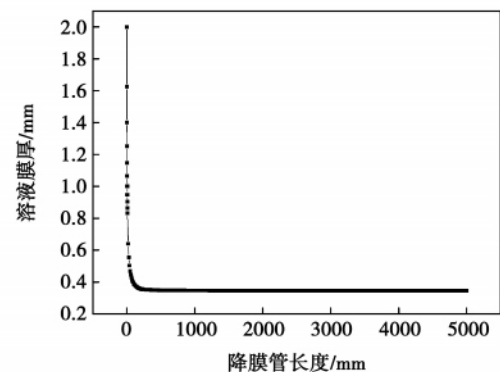


图 5 溶液膜厚随管长的变化

图 5 中溶液的膜厚在入口段迅速减小。这主要是入口效应的影响,溶液膜厚在入口处为 2.0 mm,上一节已经进行了解释,由于溶液重力大于壁面黏

性应力,流体加速,导致溶液迅速变薄。在管长 50 mm 处,溶液膜厚迅速减小到 0.47 mm,管长 100 mm 处,膜厚 0.39 mm。当管长大于 100 mm 时,溶液膜厚随管长逐渐减小,在管长 1 000 mm 处,膜厚 0.346 mm,3 000 mm 处,膜厚 0.344 4 mm,5 000 mm 处,膜厚 0.344 mm。综合看图 4 和图 5,可以得出:管长小于 100 mm 为流体的入口段,管长大于 100 mm 为流体的充分发展段。

由图 4 和图 5 以及上面的分析可知,在溶液进口流量为 69.53 kg/h 时,布膜器的最佳布膜厚度在 0.4 mm 左右。而本研究所采用的布膜器布膜厚度为 2 mm,有些偏大了。溶液的膜厚和溶液的流量有着紧密的关系,溶液在竖直方向主要受两个力的作用,一个是重力,另一个是壁面黏性应力,当两者达到平衡时,溶液的速度和膜厚也达到了相应的平衡。通过数学模型的计算,可以确定不同流量下的布膜器最佳厚度,为降膜换热器的优化设计提供参考依据。

在管子 2 000 mm 处的蒸发量指的是从管子上端到 2 000 mm 处这段管长内氨气的总蒸发量,其余的依此类推。百分比指的是某段管长的蒸发量占整个管子总蒸发量的比例。由图 6 可知,氨气的蒸发量随管长的增加而增加,但是增加趋势变缓。前 2 m 管长的蒸发量占整个蒸发量的 66.6%,前 3 m 管长的蒸发量占整个蒸发量的 80.64%。造成上述现象的原因如下:在管道的上段,溶液的浓度大,对应的氨气饱和分压力高,其与蒸发压力之间的压差大,传质推动力大,因此蒸发量大,溶液的浓度变化快。而在管道的下段,由于溶液的浓度小,其对应的氨气饱和分压力和蒸发压力之间的压差小,传质推动力小,所以氨气的蒸发量小,溶液浓度变化速度慢。从发电的观点看,管道长度和最佳发电量之间有一个优化的关系。

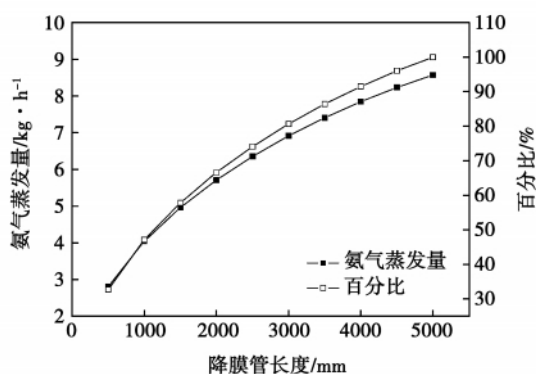


图6 氨气蒸发量随管长的变化

## 5 结 论

本研究建立了降膜蒸发过程的热质传递数学模型,运用实验数据验证了模型的准确性,通过分析溶液的速度、膜厚、浓度和换热量随管长的变化,得到如下结论:

(1) 建立的数学模型可以用来描述降膜蒸发过程。

(2) 降膜蒸发过程的入口段小于 100 mm。在入口段,溶液的流速和膜厚都发生剧烈的变化。在管长 100 mm 处,膜厚由入口处的 2 mm 迅速减小到 0.39 mm。流速由入口处的 0.21 m/s 增加到 0.86 m/s。

(3) 不同的溶液流量对应不同的布膜器厚度。通过数学模型可以计算不同流量下布膜器的最佳布膜厚度,为降膜换热器的优化设计提供参考依据。

(4) 单位管长氨气的蒸发量随管长由上而下逐渐减小。前 2 m 管长的蒸发量占整个蒸发量的 66.6%,前 3 m 管长的蒸发量占整个蒸发量的 80.64%。此结论可为换热器的长度设计提供参考。

### 参考文献:

- [1] 杜顺祥. 磁场强化氨水吸收模型及实验的初步研究[D]. 南京: 东南大学, 2006.
- [2] ASSAD M EI HAJ, LAMPINEM MARKKU J. Mathematical modeling of falling liquid film evaporation process [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(7): 985-991
- [3] 牛晓峰, 王良虎, 杜 垲. 一种氨水垂直降膜吸收传质模型[J]. 化工学报, 2006, 57(3): 503-508.
- [4] 徐士鸣, 袁 一. 垂直管内降膜吸收过程热-质传递数值计算问题的研究[J]. 大连理工大学学报, 1997, 37(4): 414-419.
- [5] NIU XIAOFENG, DU KAI, DU SHUNXIANG. Numerical analysis of falling film absorption with ammonia-water in magnetic field [J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(11-12): 2059-2065.
- [6] LOLOS P A, ROGDAKIS E D. A Kalina power cycle driven by renewable energy sources [J]. Energy, 2009, 34(4): 457-464.
- [7] SIRKO OGRISECK. Integration of Kalina cycle in a combined heat and power plant, a case study [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(14-15): 2843-2848.
- [8] 毛雯萍. 垂直管外降膜吸收传热传质研究[D]. 上海: 上海交通大学, 1997.
- [9] KHALED GOMMED, GERSHON GROSSMAN, KOEING MICHAEL S. Numerical study of absorption in a laminar falling film of ammonia water [J]. ASHRAE Transactions, 2001, 107: 453-462.
- [10] 李人宪. 有限体积法基础[M]. 第2版. 北京: 国防工业出版社, 2008.
- [11] 陶文铨. 数值传热学[M]. 第2版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
- [12] 卜宪标, 谭羽非, 李炳熙, 等. 盐穴地下储油库热质交换及蠕变[J]. 西安交通大学学报, 2009, 43(11): 104-108.

(陈 滨 编辑)

Heat Transfer Intensification and Process Energy Conservation , College of Environment and Energy Source Engineering , Beijing University of Technology , Beijing , China , Post Code: 100124) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2011 26(4) . -397 ~ 401

By using a thermo-economic analytic method , the cost-effectiveness of a compressed air energy storage system ( CAES) and a supercritical one was analyzed. With the electric energy input to the system being the low valley 110 kV electric power for large-scale industries at a price of RMB 0.3099 yuan/( kW · h) and fuel gas price of RMB 2 yuan/m<sup>3</sup> serving as an example a calculation was performed with a simulation being conducted by using the software EES. It has been found that compared with the compressed air energy storage system , the supercritical one is more economic and effective. It can achieve the aim of regulating the load of an electric grid and enhance the economic benefit of a renewable energy source ( such as wind and solar energy) power generation system. **Key words:** compressed air energy storage system , thermo-economics , power generation , system evaluation

渐缩型混合室引射式低压加热器加热性能实验研究 = **Experimental Study of the Heating Performance of a Converging Mixing Chamber Ejection Type LP ( Low Pressure) Heater** [刊 , 汉] CHEN Yan-rong , WU Wei-di , LIU Zhi-hua , RAN Jing-yu ( Education Ministry Key Laboratory on Low-grade Energy Source Utilization Technologies and Systems , Chongqing University , Chongqing , China , Post Code: 400030) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2011 26(4) . -402 ~ 405

Presented was an ejection type LP heater with a converging type mixing chamber structure and experimentally studied was the heating performance of the heater in question at a low inlet steam pressure. On this basis , the influence of the inlet parameters of the heater on its ejection coefficient , outlet temperature and heating efficiency was analyzed. It has been found that at a constant steam pressure , the higher the inlet water pressure , the smaller the ejection coefficient. When the inlet water temperature  $T_w = 20^\circ\text{C}$  , the outlet temperature rise of the heater can reach or exceed  $60^\circ\text{C}$  and the heating efficiency can hit 90% . The heater enjoys a good adaptability to any change of inlet parameters , basically eliminating the risk that the HP water enters into the LP steam pipelines. Therefore , the mixing type LP heaters are expected to obtain a wide application in thermal power plants. **Key words:** ejection type LP ( low pressure) heater , converging type mixing chamber , heating performance , off-design condition , heating efficiency

氨水竖管降膜蒸发实验和理论研究 = **Experimental and Theoretical Study of Ammonia Water Falling Film Evaporation in a Vertical Tube** [刊 , 汉] BU Xian-biao , MA Wei-bin , GONG Yu-lie ( Chinese Academy of Sciences Key Laboratory on Renewable Energy Sources and Natural Gas Hydrates , Guangzhou Energy Source Research

Institute, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou, China, Post Code: 510640) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(4). - 406 ~ 409

To enhance the heat mass transfer effectiveness during the ammonia water falling film evaporation in a vertical tube, established was a mathematical model for the falling film evaporation process and the finite volumetric method was based to seek solutions to the model in question. Finally, the correctness of the model was verified through a test and the speed field, concentration field, film thickness and heat exchange quantity of the liquid solution were calculated by using the model. The authors have arrived at a conclusion that the inlet section of the falling film evaporation process is confined to a length of less than 100 mm, in which the speed and film thickness of the liquid solution will undergo a drastic change. The analytic and calculation results show that the optimal film thickness is determined by the flow rate of the solution at the inlet; the evaporation quantity of ammonia in a unit tube length will gradually decrease with an increase of the tube length from the top to bottom. The evaporation quantity in the first 3-meter length of the tube accounts for 80.64% of the total evaporation quantity. Through a calculation by using the model in question, the optimal film thickness obtained by using the film distributor and the optimal tube length can be determined at various flow rates, thus providing a useful reference and underlying basis for optimized design of falling film heat exchangers. **Key words:** vertical tube, falling film, geothermal power generation, heat mass transfer, Kalina cycle

T型沸腾强化换热管传热性能的实验研究 = **Experimental Study of the Heat Transfer Performance of a T-shaped Fin Boiling Intensified Heat Exchange Pipe** [刊 汉] SI Shao-juan, OUYANG Xin-ping, ZHANG Lian-jie, HONG Si-wen (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. - 2011, 26(4). - 410 ~ 414

Experimentally studied was the heat exchange performance of a T-shaped fin inner-threaded boiling intensified heat exchange pipe with the refrigerating agent R134a serving as the working medium outside the pipe and water as the working medium inside the pipe. During the test, a series of data were obtained at a constant heat flux density ( $q = 9\ 000\ \text{W}/\text{m}^2$ ) and a constant water flow speed ( $v = 1.5\ \text{m}/\text{s}$   $\nu = 2.6\ \text{m}/\text{s}$ ). By employing the Wilson diagram method, the authors have obtained the heat exchange coefficients inside and outside the pipe and compared them with the calculated values of a theoretically bare tube. As a result, the boiling-based heat exchange intensification rates inside and outside the tube were obtained: 2.3 for the inner threaded structure inside the tube and 4.05 ~ 5.22 for the boiling heat exchange outside the tube respectively. In the meantime, a formulae showing the relationship between the heat exchange coefficient outside the tube and the heat flux density was given. **Key words:** heat transfer, intensified heat exchange, Wilson diagram method, heat transfer coefficient, boiling