

# T 型沸腾强化换热管传热性能的实验研究

司少娟, 欧阳新萍, 张连杰, 洪思雯  
(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

**摘 要:** 对一种 T 型翅片内螺纹沸腾强化换热管进行换热性能实验研究, 管外以制冷剂 R134a 为工质, 管内以水为介质, 在定热流密度 ( $q = 9\ 000\ \text{W}/\text{m}^2$ ) 与定水流速 ( $v = 1.5\ \text{m}/\text{s}$ ,  $\rho = 2.6\ \text{m}/\text{s}$ ) 的工况下得到一系列实验数据。利用 Wilson 图解法得到管内外的换热系数, 并与理论光管计算值进行比较, 得出 T 型翅片管管内外沸腾换热强化倍率, 管内内螺纹结构换热强化倍率为 2.3、管外沸腾换热强化倍率为 4.05 ~ 5.22。同时给出管外换热系数与热流密度关系式。

**关 键 词:** 传热学; 强化换热; Wilson 图解法; 传热系数; 沸腾

中图分类号: TK172 文献标识码: A

## 符号说明

- $a$ —常数;
- $A_i$ —管内总面积/ $\text{m}^2$ ;
- $A_o$ —管外总面积/ $\text{m}^2$ ;
- $b$ —常数;
- $c$ —常数;
- $C_i$ —常数;
- $d$ —直径/ $\text{m}$ ;
- $F_{PF}$ —压力修正因子;
- $h_i$ —管内对流换热系数/ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ;
- $h_o$ —管外沸腾换热系数/ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ;
- $h'_{o0}$ —参考沸腾换热系数  $h'_{o0} = 3\ 900\ \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ;
- $K$ —总换热系数/ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ;
- $M$ —换热液体分子量, R134a 分子量为 102.03 kg/mol;
- $n_f$ —热流密度修正项  $n_f = 0.9 - 0.3 \cdot Pr^{0.3}$ ;
- $p_r$ —液体对比压力, Pa;
- $P$ —压力/Pa;
- $Pr$ —普朗特数;
- $q$ —热流密度/ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$ ;
- $q_o$ —参考热流密度  $q_o = 20\ \text{kW}/\text{m}^2$ ;
- $Q$ —换热量/J;
- $Q_e$ —蒸发管中热水的放热量/J;
- $Q_c$ —冷凝管中乙二醇水溶液的吸热量/J;
- $Re$ —雷诺数;

- $R_p$ —表面粗糙度/ $\mu\text{m}$ ;
- $R_{po}$ —参考表面粗糙度  $R_{po} = 0.4\ \mu\text{m}$ ;
- $r_w$ —壁面导热热阻/ $\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ ;
- $r_f$ —污垢热阻/ $\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ ;
- $T$ —热力学温度/K;
- $\Delta t_m$ —对数平均温差, K;
- $v$ —管内水流速/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ;
- $\beta$ —强化倍率;
- $\lambda$ —导热系数/ $\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$ ;
- $\eta$ —粘度/ $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

## 引 言

沸腾涉及到流体运动, 归类为对流模式的传热, 通过沸腾可以用小的温差获得大的传热速率。沸腾的机理十分复杂, 包括气泡的成核、生长、脱离和运动。对于强化换热管表面沸腾机理还没有一个完全清楚的认识。目前沸腾或蒸发传热的强化有以下几种方法<sup>[1]</sup>: (1) 降低表面的润湿性; (2) 应用带有凹陷形核化空穴的传热面(带有凹陷形核化空穴远远大于光管表面微孔的表面空穴), 以减小换热表面过热度; (3) 形成小通道内的薄膜蒸发, 这样, 在气泡离开表面之后, 表面下毛细通道内的气液界面不会受到表面上过冷液体的影响。

在强化沸腾传热面的发展历史上, 1978 年德国首先发明的 T 形翅片管, 是目前国际上 4 种主要的沸腾强化换热表面之一<sup>[2]</sup>。T 型翅片结构利于形成内凹形空穴的稳定核化中心, 且具有较高的比表面积, 能够形成强烈的液体薄膜蒸发, 增大气泡脱离频率; 蒸发界面上能形成良好的汽、液循环等。它能较光管显著提高沸腾传热系数和临界热负荷, 而且与其它强化表面相比, 还具有加工极为简便的优点。

R134a 作为一种比较成熟的 HFC 制冷剂, 目前已经有比较完善的热力学和物理、化学性质的数

收稿日期: 2010-05-19; 修订日期: 2010-07-21

基金项目: 上海市重点学科建设基金资助项目 (S30503)

作者简介: 司少娟 (1985-), 女, 河北石家庄人, 上海理工大学硕士研究生。

据<sup>[3]</sup>。但是对其在各种强化换热表面的传热性能的研究依然是不够充分的。而且由于各种管型的沸腾及冷凝换热关联式不能通用,也需要对采用 R134a 作为工质的各种管型进行换热性能实验研究。

### 1 传热性能实验

#### 1.1 实验装置

实验所用 T 型翅片管结构参数如表 1 所示,该管具有外 T 型翅和内螺纹的双面强化结构。

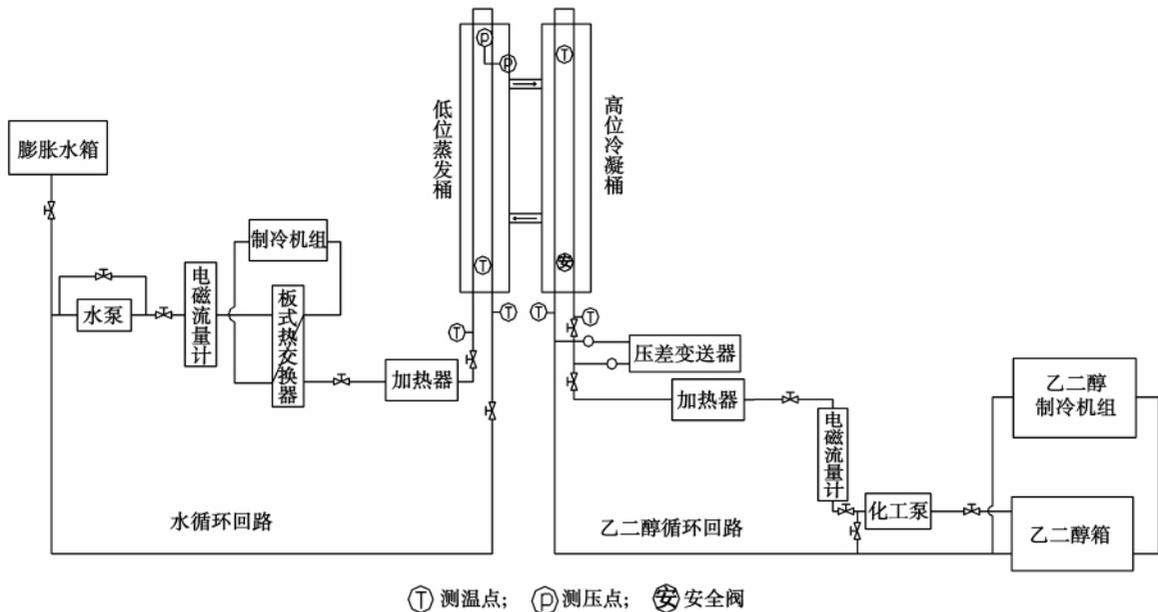


图 1 实验原理装置

表 1 T 翅管的结构参数

沸腾强化管结构参数	
管型	T 型翅内螺纹
光段外径/mm	19.6 ± 0.2
光段壁厚/mm	1.15 ± 0.2
翅片外径/mm	19.2 ± 0.3
翅根直径/mm	17.9
翅片段内径/mm	16.94 ± 0.4
一次翅高/mm	0.65 ± 0.1
一次翅螺旋角/(°)	89
二次齿高/mm	0.28
二次齿槽宽/mm	0.63
二次齿螺旋角/(°)	/
齿底壁厚/mm	0.48
翅间距/mm	0.5 ± 0.05
管内螺纹齿深/mm	0.4
管内螺纹齿数	38
试件管长/m	3.2
试件总外表面积 A/m <sup>2</sup>	0.709
试件光滑外表面积 A <sub>0</sub> /m <sup>2</sup>	0.197
试件光滑内表面积 A <sub>1</sub> /m <sup>2</sup>	0.170

水平强化管管外沸腾及冷凝换热的实验装置如图 1 所示。该装置的实验段为水平放置的蒸发桶和冷凝桶,管外沸腾强化管和管外冷凝强化管分别水平布置在蒸发桶和冷凝桶中。两桶直径相同,相互连通,两桶内的制冷剂液位相同。但蒸发桶的水平位置略低于冷凝桶,蒸发桶内的液位约到桶直径的 2/3 的高度;而冷凝桶内的液位约到桶直径的 1/3 的高度,即位于桶内布置的冷凝管之下。实验装置包括 3 个独立的循环:水路循环、乙二醇水溶液循环和制冷剂循环。

**水路循环:** 由水泵驱动,水在蒸发管管内与水箱之间循环。蒸发桶内的制冷剂液体吸收水的热量达到沸点形成气体实现该循环的换热。循环配备加热器和制冷机组调控水的温度,通过调节阀调节水流量。

**乙二醇水溶液循环:** 由化工泵驱动,乙二醇水溶液在冷凝管管与乙二醇箱之间循环。乙二醇水溶液吸收冷凝桶内制冷剂气体凝结放出的潜热实现该循环的换热。循环配备加热器和制冷机组调控乙二醇水溶液温度,通过调节阀调节乙二醇水溶液流量。

**制冷剂循环:** 由压差驱动,在相互连通的蒸发桶

和冷凝桶之间进行。低温低压的制冷剂液体在蒸发桶内与蒸发管换热,与水换热蒸发成制冷剂气体,气体沿着蒸发桶上的上连通管进入冷凝桶;制冷剂气体与冷凝管内乙二醇水溶液换热,放出潜热冷凝成液体,沿着冷凝桶上的下连通管流回蒸发桶。

蒸发桶与冷凝桶的上连通管顶部和下连通管底部各装有一个 Pt100 热电阻温度传感器,分别用来测量制冷剂蒸汽温度和液体温度。上连通管顶部装有压力传感器用来测量制冷剂的饱和压力。水回路和乙二醇水溶液回路的进出桶体处均装有热电阻温度传感器用来测量水和乙二醇水溶液的进出口温度。水和乙二醇水溶液的流量均由电磁流量计测量。实验过程中水和乙二醇水溶液的入口温度采用 PID 控制原理来对电加热器进行输入功率的调节,使入口水温和入口乙二醇水溶液温度稳定在设定值附近。

### 1.2 实验原理

实验装置中蒸发桶和冷凝桶都进行了严格的保温,散热量很小,可以认为蒸发管中热水的放热量  $Q_e$  和冷凝管中乙二醇水溶液的吸热量  $Q_c$  基本相等。因此,可根据  $Q_e$  和  $Q_c$  两者之间的相对误差进行热平衡校验,以确认实验测试数据的可靠性。当  $|(Q_e - Q_c) / Q_c| < 0.05$  时认为测试数据可靠,进行数据采集。实验装置用于水平强化管管外沸腾换热实验时,冷凝桶作为辅助侧。

传热系数  $K$  (以光滑外表面为基准) 计算式为:

$$K = \frac{Q}{A_o \Delta t_m} \tag{1}$$

式中:  $Q = (Q_e + Q_c) / 2$

传热过程的热阻关系式为:

$$\frac{1}{K} = \frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i} + r_w + r_f + \frac{1}{h_o} \tag{2}$$

首先,进行第一组工况的试验,以得到管内水的对流换热规律。

经验表明,可认为处于旺盛湍流状态的管内水的对流换热系数与管内流速的 0.8 次方成正比,即:

$$h_i = cv^{0.8} \tag{3}$$

这一组的每个工况点都保持制冷剂蒸发压力和热流密度  $q$  不变,使得管外蒸发换热系数基本保持不变,于是式(3)可改写为:

$$\frac{1}{K} = av^{-0.8} + b \tag{4}$$

即:  $y = ax + b$

式中: 待定常数  $a = \frac{A_o}{A_i c}$ ;  $b = r_w + r_f + \frac{1}{h_o}$ 。

按照式(4)进行一元线性回归或采用威尔逊图解法,可得到常数项  $a$ 、 $b$  的数值,进而得到管内水的对流换热系数及关联式。

为给出该管管内螺纹强化换热的效果,将管内换热系数与同流速下的光滑管管内换热系数进行比较,给出两者之间的比值—强化倍率。

管内水单相流换热关联式采用齐德—泰特 (Sieder-Tate) 公式<sup>[4]</sup>:

$$h_i = C_i \frac{\lambda_f}{d_i} Re_f^{0.8} Pr_f^{1/3} \left( \frac{\eta_f}{\eta_w} \right)^{0.14} \tag{5}$$

式中: 光滑管系数  $C_i = 0.027$ 。

管内强化倍率的另一种比较直观的计算方法是将内螺纹的管内对流换热系数按照式(5)进行拟合,得到适用于该内螺纹管计算的系数  $C_i$  (令其为 STC), STC 与 0.027 的比值即为强化倍率  $\beta$ 。

确定了管内换热系数后,再进行第二组和第三组变热流密度的工况点实验。第二组的每个工况点都保持管内水速 1.5 m/s 不变,保持水的定性温度基本不变,使得蒸发管内的对流换热系数基本不变,通过改变热流密度得出管外的对流换热系数。同理,得到第三组管内水速 2.6 m/s 不变时的管外的对流换热系数。两组试验中,采用式(2),根据已计算得到的管内换热系数分离得到管外的换热系数  $h_o$ 。并通过拟合得到  $h_o$  与热流密度  $q$  之间的关联式。

## 2 实验结果与分析

### 2.1 管内湍流换热关联式

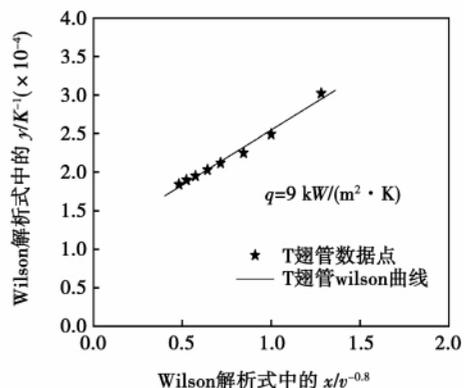


图 2 T 形翅片管 Wilson 图

图 2 是 T 型翅片管的第一组工况试验数据关于管内换热系数拟合的 Wilson 图。该组数据中,热流密度  $q = 9\ 000\ W/m^2$ , 对应恒定蒸发压力的饱和蒸

发温度为 5 °C。图中的斜率即为式 (4) 中的待定常数  $a$   $a = 1.43 \times 10^{-4}$ , 计算得  $c = 8119$ 。应用 Wilson 图解法求得管内湍流换热的简单计算式为:

$$h_i = 8119v^{0.8} \quad (6)$$

按照式 (5) 进行拟合, 可得到适用于该强化管计算的式 (5) 中的系数  $C_i = \text{STC} = 0.0621$ 。因此, 该强化管管内对流换热的强化倍率为:  $\beta = \text{STC} / 0.027 = 2.3$ 。

T 型翅片管的管内换热性能高于光管, 是由于其管内的螺纹凸凹结构可以使流体在近壁处产生一种旋转运动。这种旋转运动增加了流体与壁面之间的相对运动速度, 增加了流体微团参与热交换过程的行程, 增强了湍流核心区对近壁区的扰动。减薄了热边界层的厚度, 从而增强了流体与壁面间的换热能力, 起到了强化对流换热的作用。

### 2.2 管外沸腾换热性能

光管管外池沸腾换热的理论关联式中对于制冷剂而言, 比较有代表性的有库珀 (Cooper) 和 Gorenflo 计算式。

取 Cooper 计算式和 Gorenflo 计算式的计算值作为 T 型翅片管管外换热性能的对比参考值。

Cooper 理论计算式:

$$h_o = 1.7 \times 55p_r^{0.12 - 0.08686 \ln R_p} (-0.4343 \ln p_r)^{-0.55} M^{-0.55} q^{0.67} \quad (7)$$

Gorenflo 理论计算式:

$$h_o = h'_o \times F_{PF} \times \left(\frac{q}{q_o}\right)^{mf} \left(\frac{R_p}{R_{po}}\right)^{0.133} \quad (8)$$

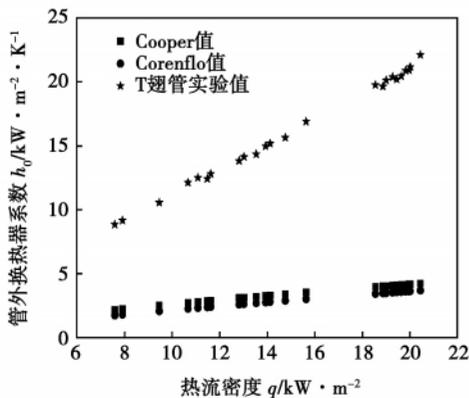


图 3 T 型翅片管管外换热与光管理论值对比性能图

图 3 给出了第二组和第三组工况实验数据的管外池沸腾换热系数  $h_o$  的图线, 为对比, 同时给出了光滑管 Cooper 计算值以及 Gorenflo 计算值的图线。

从图中可以看出, 随着热流密度  $q$  的增加, 管外沸腾换热系数  $h_o$  在逐渐增大。相同热流密度下, T 翅片管与光滑管管外沸腾换热系数之比 - 强化倍率在 4.05 ~ 5.22 之间。根据表 1 中的数据, 两者的管外面积之比则为:  $A/A_o = 0.709/0.197 = 3.6$ , 可见, 传热的强化倍率大于面积的扩展倍率。

### 2.3 T 型翅片管的整体传热性能

图 4 给出了第二组工况实验数据的整体传热系数  $K$  的图线。由图可以看出, T 型翅片管的整体传热系数  $K$  开始随着流速的增大而增长很快, 说明在管外沸腾换热得到强化的前提下, 管内低流速时, 管内热阻成了控制热阻。而当管内流速超过一定值时, 传热系数逐渐平缓, 说明管内热阻逐渐减小, 占据越来越次要的地位, 这时再进一步增加管内流速的作用不大。

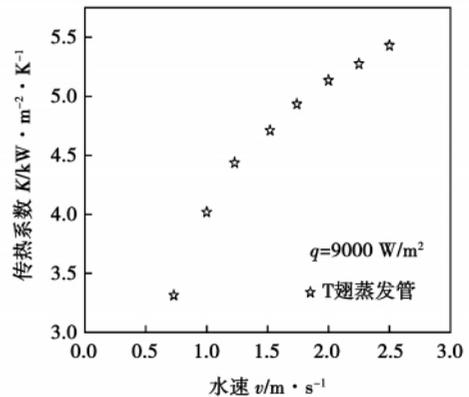


图 4 T 型翅片管整体传热系数  $K$  随流速  $v$  的变化

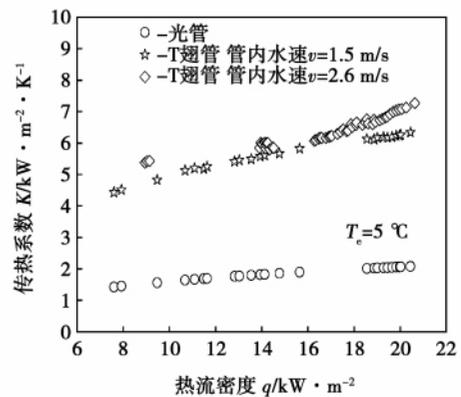


图 5 T 型翅片管和光管整体传热系数  $K$  随热流密度  $q$  的变化

图 4 中 T 型翅片管的整体传热系数  $K$  与管内流速  $v$  是呈幂函数关系的。当蒸发温度  $T_{\text{sat}} = 5 \text{ °C}$ ,

蒸发压力  $P_{sat} = 0.35 \text{ MPa}$  ,给出 T 形翅片管管外换热系数与热流密度关系式:

$$h_o = 2.703 \times q^{0.904} \quad (9)$$

图 5 是 T 型翅片管和光管整体传热系数  $K$  与热流密度  $q$  关系的对比。由图中可以看出 ,T 型翅片管的整体传热系数  $K$  比光管有了很大的提高 ,且随着热流密度的增大而增大。这是因为有了管内管外的共同强化作用 ,使得 T 型翅片管的整体传热性能大大提高。

### 3 结 论

通过实验研究 ,可以得到以下几点结论:

(1) T 型翅片内螺纹蒸发管管内单相对流换热的关联式为:

$$h_i = 2.3 \times 0.027 \frac{\lambda_f Re_f^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\eta_f}{\eta_w} \right)^{0.14}}{d_i}$$

(2) T 型翅片内螺纹蒸发管管内内螺纹结构换

热强化倍率为 2.3;

(3) T 型翅片内螺纹蒸发管管外沸腾换热强化倍率为: 4.05 ~ 5.22;

(4) T 型翅片内螺纹蒸发管管外换热系数与热流密度关系式为:  $h_o = 2.703 \times q^{0.904}$ 。

### 参考文献:

[1] 顾维藻,神家锐,马重芳,等. 强化传热[M]. 北京: 科学出版社,1990.

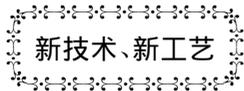
[2] 罗国钦,陆应生,庄礼贤,等. T 形翅片管沸腾传热特性的研究[J]. 高校化学工程学报,1989,3(2):56-63.

[3] 朱明善,韩礼钟,史琳. HFC-134a 的热物性研究[J]. 中国科学. 1996(3):194-199.

[4] 陶文铨,杨世铭. 传热学[M]. 第三版. 北京: 高等教育出版社,1998.

[5] 史美中,王中铮. 热交换器原理与设计[M]. 第二版. 南京: 东南大学出版社,2006.

(陈 滨 编辑)



## 具有大负荷涡轮级的燃气轮机装置的工作过程和特点

据《Электрические станции》2010 年 10 月报道 ,MЭИ( 莫斯科动力学院)的研究人员对具有大负荷涡轮级的燃气轮机装置的物理工作过程和特点进行了深入的理论和试验研究。

叶片部件跨音速工况的特征是叶片流道内出现局部的超音速区域和激波 ,它们与附面层相互作用时可引起脱流。跨音速工作时 ,流动结构的复杂化导致叶片流道内损失增加。

此外 ,通过叶片 (静叶和动叶、平台、机匣)表面上各排孔吹出冷却空气 ,导致近壁流动结构改变并可成为附加损失的来源。

分析具有大负荷燃气涡轮级的燃气轮机装置工作特点表明在不明 ,显降低涡轮效率的情况下可以减少级数。此时 ,减少了冷却空气耗量、零件数量 ,并相应降低整个涡轮机的造价。

为了证明上述在所设计叶栅内的损失量级 ,进行了静叶环叶栅和相应动叶平均截面叶栅的试验研究。

大负荷跨音速涡轮级试验研究结果证明 ,该级所采用的设计方法具有充分的理论依据 ,并证明了当级的速比在  $U/C_{ad} = 0.40 \sim 0.48$  范围内变化时 ,在滞止参数下效率达到  $\eta_T^* = 0.87 \sim 0.89$  的可能性。

(学 牛 摘译)

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