

# 流速对非等温凝结表面 Marangoni 凝结 换热特性的影响

胡申华<sup>1</sup>, 严俊杰<sup>2</sup>, 王进仕<sup>2</sup>

(1. 新疆大学 电气工程学院, 新疆 乌鲁木齐 830047;

2. 西安交通大学 动力工程与多相流国家重点实验室, 陕西 西安 710049)

**摘 要:** 在具有温度梯度的凝结表面上进行了水-酒精混合蒸气的 Marangoni 凝结的实验。研究了 3 种流速 ( $V=2, 4$  和  $6 \text{ m/s}$ ) 对凝结表面上不同位置热流密度的影响。研究发现: 流速对纯水蒸气和混合蒸气凝结时的表面温差和热流密度的影响是不同的。对纯水蒸气而言, 流速增大后, 表面温差和热流密度是增加的, 并加剧了热流密度的分布不均(热流密度的相对差值在压力为  $31.2 \text{ kPa}$ , 流速  $2 \text{ m/s}$  时为  $0.538$ , 流速  $4 \text{ m/s}$  时为  $0.6$ , 流速  $6 \text{ m/s}$  时为  $0.625$ )。对于混合蒸气, 表面温差随流速的增加而减小, 而热流密度增大很少(压力  $31.2 \text{ kPa}$ , 流速  $2 \text{ m/s}$  时为  $0.186$ ,  $4 \text{ m/s}$  时为  $0.182$ ,  $6 \text{ m/s}$  时为  $0.098$ )。

**关 键 词:** 混合蒸气; 凝结换热; 非等温凝结; 温度梯度; 热流密度

中图分类号: TK121 文献标识码: A

## 符号说明

$C$ —酒精蒸气质量百分比浓度/%  
 $h$ —传热系数/ $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$   
 $L$ —凝结面横向宽度/ $\text{m}$   
 $Ma_T$ —Marangoni 数  
 $P$ —蒸汽压力/ $\text{kPa}$   
 $q$ —热流密度/ $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$   
 $T$ —温度/ $\text{K}$   
 $V$ —蒸气流速/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$   
 $a$ —热扩散率/ $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$   
 $\eta$ —动力粘度/ $\text{Pa} \cdot \text{s}$   
 $\sigma$ —表面张力/ $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$   
 $\Delta T_s$ —凝结表面温差/ $\text{K}$

## 引 言

某些混合蒸气(如氨水、酒精和水等)凝结时, 能出现 Marangoni 凝结现象, 形成类似珠状的凝结状态, 一般称为 Marangoni 珠状凝结。如质量浓度

为  $0.23\% \sim 0.88\%$  的氨水混合物, 其传热系数能提高  $13\%$  [1]。Kim 研究了加入少量的传热添加剂的蒸气在水平管束上凝结时, 其换热系数与纯水相比, 提高达  $30\%$  [2]。Chris 和 Joe 研究了氨水混合物在水平管壳式冷凝器中的凝结 [3]。这些实验都着眼于换热系数随浓度的变化趋势, 得出在低浓度下, 由于 Marangoni 效应, 其换热系数能提高  $13 \sim 30\%$ 。Utaka 对在大气压下水-酒精混合物在平板上凝结进行了一系列的研究, 发现表面过冷度与传热系数之间具有非线性关系, 质量浓度为  $1\%$  时, 传热系数最大, 与水蒸气相比, 其传热系数能提高  $2 \sim 8$  倍之多 [4]。杨豫森等人通过实验研究了不同蒸气压力下纯水、纯酒精和不同酒精浓度水-酒精混合蒸气沿重力方向流过竖直铜平板表面上的凝结换热特性, 发现传热系数随着压力的升高而增大 [5-6]。李杨等人在不同蒸气压力、相同蒸气流速条件下, 完成了不同酒精浓度的混合蒸气在不同管径的竖直管外凝结换热实验 [7]。严俊杰等人在低于大气压力的实验条件下, 进行了蒸气压力、流速和浓度对水-酒精混合蒸气竖直平板表面凝结换热特性的研究 [8]。严俊杰等人在具有温度梯度的凝结表面进行了水-酒精的 Marangoni 凝结换热实验, 实验研究的凝结换热得到了加强 [9]。对于实际使用的换热设备, 为加强换热设置有翅片, 实际的换热是在不等温壁面上进行的, 蒸汽的流速和压力也是会变化的, 因此有必要研究流速和压力对非等温凝结表面的热流密度和传热系数的影响。

## 1 实验系统及计算方法

实验系统和实验步骤可参见文献 [5]。在原有

收稿日期: 2011-03-10; 修订日期: 2011-09-20

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50966003); 新疆大学博士启动基金资助项目(BS090147)

作者简介: 胡申华(1972-), 男, 湖南慈利人, 新疆大学副教授, 博士。

实验系统的基础上,为尽量减少不凝结气体对实验的影响和保持工质浓度的恒定,对抽真空部分进行了改造,由真空管改为冷却器。

图 1 为实验斜块结构图,其材料为紫铜。在实验块的端面上钻有 24 个直径 0.5 mm 的小孔,并布置 24 对 T 分度的铜-康铜热电偶。实验块端面热电偶的布置如图 2 所示。实验块四周用聚四氟乙烯绝热。在实验过程中,冷却水的加热非常缓慢,实验块内的导热过程在每次温度采集时可认为是稳态、无内热源、常物性的二维导热问题。图 2 中 1~14 点(空心点)的温度通过热电偶测出。为提高计算的精度,在原来热电偶布置的基础上,插入一些计算节点。图中空心点(○)对应的是热电偶的位置;实心点(●)对应的是插入点,温度值由计算获得。所有的插入点都位于空心/实心之间或空心/实心和凝结表面之间。图中除 1~21 点以外的实心点均是插入以后在网格上新增的节点。

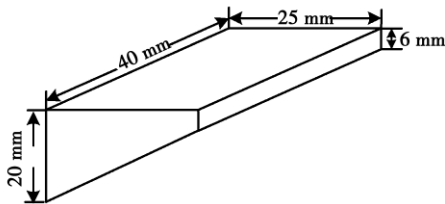


图 1 实验斜块结构简图

Fig. 1 Structural sketch of the oblique test block

未知节点温度  $T_{8-9}, T_{9-10}, T_{1-8}, T_{2-9}, T_{1-2}, T_{3-10}, T_{2-3}$  的值通过线形差分的方法获得,除  $T_{8-9}, T_{9-10}, T_{1-8}$  外,其余的温度值随后都将被修正。考虑图中的边界,对节点  $(a_1)$  列能量方程:

$$T_{a1} = \frac{(T_{1-8} + T_{2-9}) \Delta y^2 + (T_{1-2} + T_{8-9}) \Delta x^2}{2(\Delta x^2 + \Delta y^2)} \quad (1)$$

按同样的方法可获得  $T_{a2}$  的值,  $T_{a1}$  和  $T_{a2}$  得到后,  $T_{2-9}$  的值就可修正。对实心点采用同样的方法,这样可以获得所有计算节点的值。

由凝结表面节点  $S_2$  的能量平衡方程可以计算出该点的局部传热系数  $h$ :

$$-\lambda \Delta x \frac{T_{s2} - T_{b3}}{\Delta y_1} - \lambda \frac{\Delta y_1 T_{s2} - T_{s1}}{2 \Delta x} - \lambda \frac{\Delta y_1 T_{s2} - T_{s3}}{2 \Delta x} = h \Delta x (T_{s2} - T_{\infty}) \quad (2)$$

同时可计算出该点的热流密度  $q$ 。式中:  $\lambda$ 、 $h$ 、 $T_{\infty}$ —导热系数 ( $W \cdot (m \cdot K)^{-1}$ )、凝结表面的传热系数和蒸气温度。

利用文献[10]的方法对  $q$  和  $h$  的不确定度进行分析。导热系数  $\lambda$  的不确定度取为 2%, 温度  $T$  的不确定度取为  $0.1^{\circ}C$ ,  $\delta$  的不确定度取为 0.02 mm, 热流密度  $q$  和传热系数  $h$  的不确定性为 4%~18% 和 4%~19%。

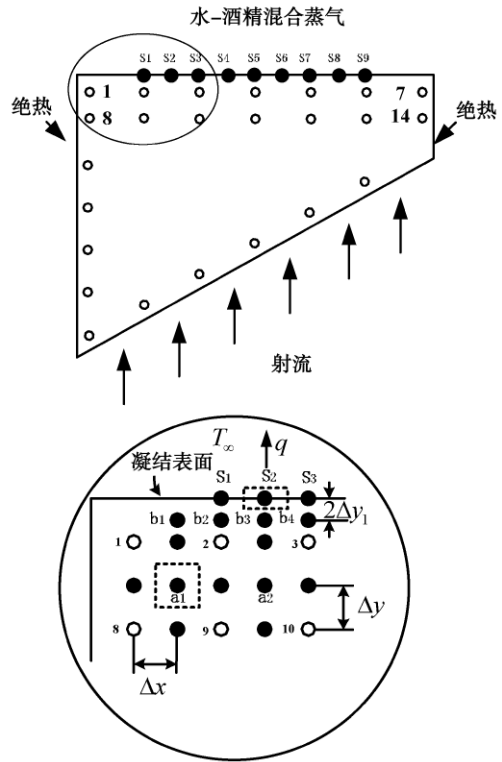


图 2 实验块端面热电偶布置及计算简图

Fig. 2 Arrangement drawing and calculation chart of the thermocouples at the end walls of the test block

## 2 实验结果

实验中酒精的质量浓度为 0%~50%, 选取了 3 种流速 (2、4 和 6 m/s), 在 3 个压力 (31.2、47.4 和 84.5 kPa) 下进行了凝结换热实验。流速和压力对不同浓度的蒸气的影响是不同的。实验中凝结表面各处的温度是不相同的。为了研究同一时刻不同位置的局部热流密度和表面传热系数的变化规律, 选取冷却水温作为变量进行分析。不同浓度和压力的混合蒸气对应的气相饱和温度是不一样的, 因此引入无量纲温度  $T^*$ :

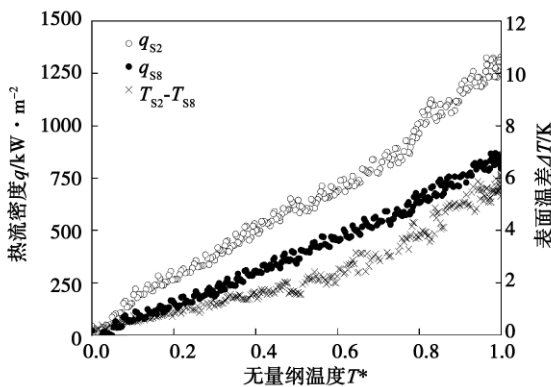
$$T^* = \frac{T_{CWH} - T_{CW}}{T_{CWH} - T_{CWL}} \quad (3)$$

式中:  $T_{CWH}$ —冷却水的最高温度;  $T_{CW}$ —冷却水温;  $T_{CWL}$ —冷却水的最低温度。

### 2.1 流速对纯水蒸气热流密度的影响

图3是纯水蒸气凝结时,实验块两侧点 $S_2$ 和 $S_8$ 的热流密度和表面温差随 $T^*$ 的变化规律。横坐标是无量纲温度 $T^*$ (即冷却水温),右侧纵坐标是凝结面上 $S_2$ 和 $S_8$ 的表面温度差,左侧纵坐标是热流密度。由图可知, $S_2$ 点的热流密度和表面温度始终大于 $S_8$ 点的热流密度和表面温度,温差值随着 $T^*$ 的增大(冷却水温的降低)而增大。

分析数据发现,热流密度的相对差值( $q_{S_2} - q_{S_8} / q_{S_8}$ )在压力为31.2 kPa时,流速2 m/s是0.538,4 m/s是0.6,6 m/s是0.625,说明热流密度的不均匀性随着流速的增加而增大。



( $C=0\%$   $P=31.2$  kPa,  $V=2$  m/s)

图3 实验块两侧热流密度和温差随无量纲温度的变化

Fig. 3 Change of thermal flux density and temperature difference at both sides of the test block with non-dimensional temperature

在凝结表面不同位置热流密度在数值上的差异与凝结液膜的厚度不同有关。对于纯水,若不考虑压力的影响,其表面张力的计算式为:

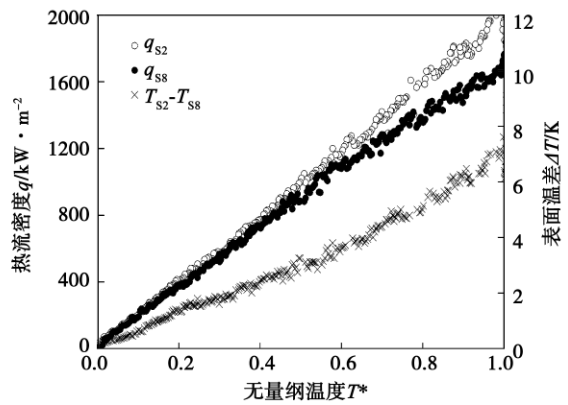
$$\sigma(T) = -0.165(T - 273) + 75.97 \quad (4)$$

从式(4)可知,表面张力随温度的增大而减小, $S_2$ 的温度高于 $S_8$ 的温度,造成了在同一冷却水温下, $S_2$ 点的表面张力小于 $S_8$ 点的表面张力,这种持续的单方向的表面张力会形成一个与试件截面相异的凝结液膜,即在 $S_2$ 点处最薄,沿凝结面横向逐渐增厚,到 $S_8$ 点最厚。这样,液膜薄处其热阻小于液膜厚处的,对应的热流密度自然就大。

### 2.2 流速对低浓度混合蒸气的影响

图4是浓度为1%的混合蒸气凝结时,实验块两侧点 $S_2$ 和 $S_8$ 的热流密度和表面温差随 $T^*$ 的变化规律。可以看出, $S_2$ 点的热流密度和表面温度大

于 $S_8$ 点的热流密度和表面温度,温差值随着 $T^*$ 的增大(冷却水温的降低)而增大。在相同的无量纲温度 $T^*$ (冷却水温)下, $S_2$ 点热流密度和表面温度要大于 $S_8$ 点的,并随着流速的增大热流密度和表面温差也在增大。



( $C=1\%$   $P=31.2$  kPa,  $V=2$  m/s)

图4 实验块两侧热流密度和温差随无量纲温度的变化

Fig. 4 Change of heat transfer coefficient and surface supercooling degree at both sides of the test block with non-dimensional temperature

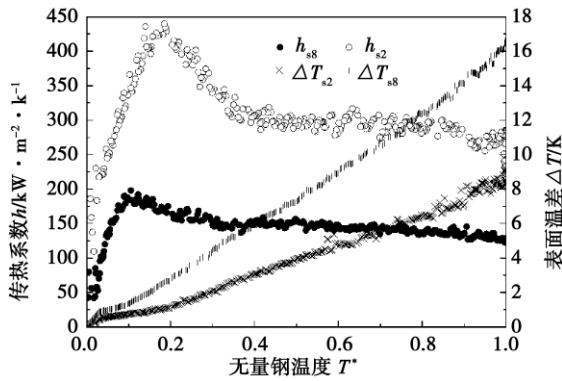
图5是 $S_2$ 和 $S_8$ 点传热系数和表面过冷度随 $T^*$ 的变化曲线,可以看出,在同一无量纲温度 $T^*$ 下,传热系数的变化规律同热流密度的变化,也是 $S_2$ 点的值大于 $S_8$ 点的值, $S_8$ 点的表面过冷度也大于 $S_2$ 的表面过冷度。

由图4可知,低浓度( $C \leq 5\%$ )时,热流密度的相对变化差值在压力31.2 kPa,流速2 m/s是0.186,4 m/s是0.182,6 m/s是0.098(流速为4 m/s和6 m/s图略)。流速增加后,对这种热流密度的分布不均影响较大,流速增大可以减少由于表面温差带来的热流密度的分布不均,在高流速时,几乎可以克服热流密度分布的不均,也就是说随着流速的增加,减少了热流密度分布不均的现象,这与纯水蒸气凝结正好相反。

### 2.3 对高浓度混合蒸气的影响

图6是浓度为20%的混合蒸气凝结时,实验块两侧点 $S_2$ 和 $S_8$ 的热流密度和表面温差随 $T^*$ 的变化规律。高浓度工况下( $C \geq 20\%$ ), $S_2$ 和 $S_8$ 点的温度差随流速增加而减小,这一变化规律同低浓度的工况; $S_2$ 、 $S_8$ 点的热流密度差别较之纯水的要小得多,流速增加后,对这种热流密度的分布不均影响较大,流速增大可以减少由于表面温差带来的热流密

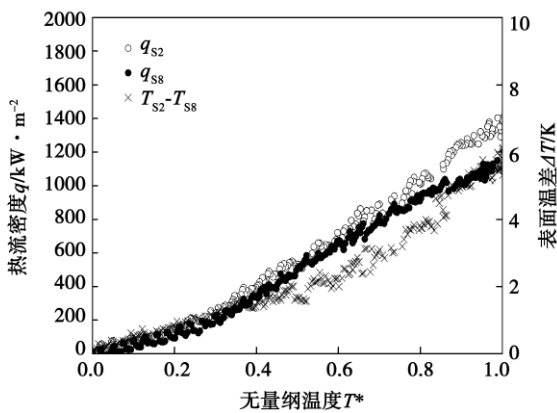
度的分布不均(在相同条件下,热流密度的相对变化为变化量分别为 0.182, 0.0394 和 0.037)。到高流速时,由凝结表面温度梯度产生的热流密度不均可完全忽略。



( $C = 1\%$ ,  $P = 47.4 \text{ kPa}$ ,  $V = 6 \text{ m/s}$ )

图 5 不同流速和压力下  $S_2$ ,  $S_8$  点的温差随无量纲温度的变化

Fig. 5 Change of temperature differences at  $S_2$  and  $S_8$  point at various flow speeds and pressures with non-dimensional temperature



( $C = 20\%$ ,  $P = 31.2 \text{ kPa}$ ,  $V = 2 \text{ m/s}$ )

图 6 不同流速和压力下  $S_2$ ,  $S_8$  点的温差随无量纲温度的变化 1

Fig. 6 Change of temperature differences at  $S_2$  and  $S_8$  point at various flow speeds and pressures with non-dimensional temperature

### 3 实验结果分析

在纯水的膜状凝结过程中,如果不存在不凝气体,其热阻只发生在液相,气相不存在热阻。但对于二元混合蒸气的凝结,如图 7 所示,气侧到凝结表

面存在两个热阻,一个是蒸气侧到凝结液面的扩散热阻  $R_{diff}$ ,另一个是液膜的导热热阻  $R_l$ ; Chris Philpott 等人进行了氨水的实验<sup>[11]</sup>,指出在最低浓度的氨蒸气中,  $R_l$  远大于  $R_{diff}$ , 相差一个数量级;随着浓度的增加,  $R_{diff}$  逐渐增大,最终超过  $R_l$  而占据支配地位。从其实验结果也可以推断出在低浓度时,扩散热阻相比导热热阻很小,可以不用考虑;但当浓度增大后,就必须考虑扩散热阻的值。

纯水蒸气凝结时,由于凝结表面温度梯度的存在,造成液膜表面张力的差异,这种差异会增大液膜内的扰动和液膜厚度的变化。这种差异与温度梯度有关,梯度越大,扰动也越大,同时厚度的差异也越明显。如式(5)所示<sup>[12]</sup>,当其它量保持不变时,随着表面温差  $\Delta T_s$  的增大,表征由温差引起的 Marangoni 数是增加的,说明扰动加强了。速度的增大所产生的剪切力,会使得蒸气和冷凝液的交界面呈现不稳定状态,加剧扰动,减少凝结液膜热阻。高压力高流速时,表面温差加大,使得热流密度增大而且热流密度的不均匀性更加明显,即:

$$Ma_T = \left| \frac{\partial \sigma}{\partial T} \right| \frac{L \Delta T_s}{\eta \alpha} \quad (5)$$

低浓度时,在液膜内部除由温度梯度引起的扰动还有由浓度差引起的 Marangoni 对流,Marangoni 对流削弱了由温度梯度所造成的液膜的厚度变化,使得两端热流密度的差异减小。流速增大后,温度梯度随之减小,这种扰动的影响力进一步减小,即随流速的增大,两端的热流密度趋于一致。

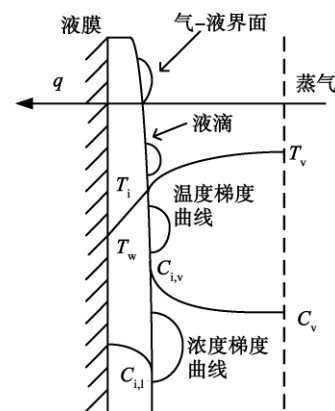


图 7 二元混合蒸气凝结过程的一般特性

Fig. 7 General characteristics of the dual blended steam during its condensing process

高浓度时,导热热阻跟扩散热阻比较起来,处于从属地位,温差和浓度依然会对导热热阻产生影响,只不过导热热阻  $R_l$  占整个热阻的份额太小,其影响

体现不出来而已。而随着速度的增大,温度梯度也减小,进一步减少了扰动,也使得凝结面上各点的热流密度趋于一致。

### 4 结 论

(1) 流速对纯水蒸气和混合蒸气凝结时的表面温差和热流密度的影响是不同的。对纯水蒸气而言,流速增大后,表面温差和热流密度是增加的;对于混合蒸气,表面温差随流速的增加而减小,而热流密度增大得很少。

(2) 流速对热流密度分布的影响也不相同。对水蒸气凝结,流速的增大加剧了热流密度的分布不均(热流密度的相对差值  $(q_{s2} - q_{s8}) / q_{s8}$ )。在压力为 31.2 kPa 时,流速 2 m/s 是 0.538, 4 m/s 为 0.6, 6 m/s 是 0.625,说明热流密度的不均匀性随着流速的增加而增大)。而对低浓度的混合蒸气,热流密度分布不均随着流速的增大而减少(在同样的条件下,热流密度的相对变化分别为 0.186, 0.182 和 0.098)。对于高浓度的混合蒸气,凝结面上各点的热流密度差别很小,流速对热流密度分布几乎没有作用(变化量分别为 0.182, 0.0394 和 0.037)。

### 参考文献:

[1] Morrison J N A ,Deans J. Augmentation of steam condensation heat transfer by addition of ammonia[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer ,1997 ,40(4) : 765 - 772.

[2] Kim J ,Lefsafer A M ,Razani A ,Stone A. The effective use of heat transfer additives for steam condensation[J]. Applied Thermal Engineering 2001 21: 1863 - 1874.

[3] Chris P ,Joe D. The condensation of ammonia-water mixtures in a

horizontal shell and tube condenser[J]. J Heat Transf 2004 ,126: 527 - 534.

[4] Utaka Y ,Wang Shixue. Characteristic curves and the promotion effect of ethanol addition on steam condensation heat transfer [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2004 ,47: 4507 - 4516.

[5] 杨豫森 甄克建 严俊杰. 不同蒸气压力下的 Marangoni 凝结换热特性[J]. 化工学报 2006 ,12: 2816 - 2822.

YANG Yu-sen ZHEN Ke-jian ,YAN Yu-jie. Marangoni condensation and heat exchange characteristics at various steam pressures [J]. Journal of Chemical Industry 2006 ,12: 2816 - 2822.

[6] Yang Y S ,Yan J J ,Wu X Z et al. Effects of vapor pressure on Marangoni condensation of steam-ethanol mixtures [J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer 2008 22(2) : 247 - 253.

[7] 李 杨 严俊杰 乔 磊. 水-酒精混合蒸气的管外凝结[J]. 化工学报 2007 58(12) : 2986 - 2993.

LI Yang ,YAN Jun-jie ,QIAO Lei. Condensation of water-alcohol blended steam outside a tube [J]. Journal of Chemical Industry , 2007 58(12) : 2986 - 2993.

[8] Yan J J ,Yang Y S ,Hu S H et al. Effects of vapor pressure/velocity and concentration on condensation heat transfer for water-ethanol mixture [J]. Heat and Mass Transfer 2007 44: 51 - 60.

[9] 严俊杰 王进仕 胡申华. 存在温度梯度的竖直壁面 Marangoni 凝结换热特性研究[J]. 西安交通大学学报 2008 42(1) : 46 - 51.

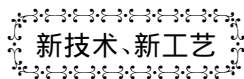
YAN Jun-jie ,WANG Jin-shi ,HU Shen-hua. Study of Marangoni condensation and heat exchange characteristics on vertical wall surfaces on which a temperature gradient exists [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University 2008 42(1) : 46 - 51.

[10] Moffat R J. Contributions to the theory of single-sample uncertainty analysis [J]. Journal of Fluids Engineering ,Trans of the ASME ,1982 ,104(2) : 250 - 260.

[11] Philpott C ,Deans J. The condensation of ammonia-water mixtures in a horizontal shell and tube condenser [J]. Journal of Heat Transfer 2004 ,126(4) : 527 - 534.

[12] Aubeterre A ,Silva R ,Aguilera M. Experimental study on Marangoni effect induced by heat and mass transfer [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer 2005 32: 677 - 684.

(陈 滨 编辑)



## 现代造船厂选择激光测量

据《The Motor Ship》2011 年 4 月刊报道,在德国 Meyer Werft 造船厂使用 Hexagon Metrology 测量公司 Leica Geosystems 激光测量仪,以便保证该船厂旅游船建造的质量。

新豪华旅游船是由每个重达 800 t 的 60 多个单独分段组合而成。各分段连接的界面在船舶建造中以及在在各分段本身的装配中起着重要的作用。高质量测量是十分重要的,以便消除可能的误差。

Meyer Werft 造船厂的激光测量系统包括一个 Leica TDRA600 激光站和两个 Leica HDS6200 高清测量激光扫描仪。高清测量激光扫描仪和激光站共同形成一个功能强大的组合。

在开始扫描和捕捉暗影点前,先使用 Leica TDRA600 确定目标的精确位置并形成网格,然后使扫描仪从一个区域移动到另一个区域。

(吉桂明 摘译)

bles-controlled variable pairing and for which a corresponding forward feed controller was designed. A simulation test of the versions was performed in detail under several operating conditions. The test results show that Version No. 1: only under the condition that the coal quantity is properly widened and the limit of the coal feed rate is changed, not only the reference test requirements for Alstom gasifiers can be met but also various control indexes are superior to those of Version No. 2. Version No. 2: it can strictly meet various reference test requirements, however, the overall dynamic control quality of the system is inferior to that of Version No. 1. Different from many complex control algorithms (for example, model prediction-based control), the control versions under discussion are based on conventional PID control, facilitating the accomplishment in engineering projects and offering better guide for industrial applications. **Key words:** Alstom gasifier, non-linear, multi-variable, PID controller, distributed control

流速对非等温凝结表面 Marangoni 凝结换热特性的影响 = **Influence of the Flow Velocity on the Marangoni Condensation Heat Exchange Characteristics of Nonisothermal Condensation Surfaces** [刊, 汉] HU Shen-hua (Department of Thermal Energy and Power, College of Electrical Engineering, Xinjiang University, Urumqi, China, Post Code: 830074), YAN Jun-jie, WANG Jin-shi (National Key Laboratory on Multi-phase Flows in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012, 27(2). - 176 ~ 180

A Marangoni condensation test was performed of a steam-alcohol mixture on a condensation surface with a temperature gradient. The influence of three flow speeds ( $V = 2, 4$  and  $6$  m/s) on the heat flux density at various locations on the condensation surface was studied. It has been found that the influence of the flow speed on the surface temperature difference and heat flux density when the steam and its mixture are being condensed is different. In terms of the pure steam, after the flow speed has increased, the surface temperature difference and heat flux density will also increase, thus exacerbating the non-uniform distribution of the heat flux density (the relative difference of the heat flux density is 0.538 at a pressure of 31.2 MPa and a flow speed of 2 m/s, 0.6 at 4 m/s and 0.625 at 6 m/s). In terms of the steam mixture, the surface temperature will decrease with an increase of the flow speed while the heat flux density will increase little (the relative difference of the heat flux density is 0.186 at a pressure of 31.2 MPa and a flow speed of 2 m/s, 0.182 at 4 m/s and 0.098 at 6 m/s). **Key words:** steam mixture, condensation heat exchange, temperature gradient, heat flux density

方形槽内水平圆管外相变蓄热过程的数值模拟 = **Numerical Simulation of the Phase-change Heat Storage Process in a Square Channel Outside Horizontal Round Tubes** [刊, 汉] LI Wei (Department of Energy Source and Mechanical Engineering, Tianjin Urban Construction College, Tianjin, China, Post Code: 300384), ZHAO Jun, LI Xin-guo (College of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin, China, Post Code: 300072) // Journal of