



竖直矩形细通道内水沸腾换热的数值模拟

郭 雷, 张树生, 程 林

(山东大学 热科学与工程研究中心, 山东 济南 250061)

摘 要: 对宽度为 1 和 0.1 mm 竖直矩形细通道内的沸腾换热展开研究, 通过数值模拟的方法探索气泡生成、长大和脱离的过程; 用几何重构和界面追踪的方法获取相界面移动和变化对系统内压差以及平均表面换热系数的影响, 计算中考虑了重力、表面张力和壁面黏性的作用。发现: 通道宽度的不同对气泡生长方式和气泡形态产生很大影响, 并由此导致临界热流密度的变化; 表面张力在细通道沸腾换热过程中所起的作用要远远大于重力; 随着通道尺寸的减小, 沸腾换热系数明显增大, 证明了细通道有强化换热的作用; 由于数值计算中进行的理想化假设, 导致数值模拟的沸腾换热系数比现有细通道沸腾换热实验数据普遍偏高。

关 键 词: 细通道; 沸腾换热; 数值模拟; 强化换热

中图分类号: TK124 **文献标识码:** A

引 言

Kandlikar 根据大量细微通道两相流的研究成果, 提出基于单相流动的平均分子自由程和表面张力影响以及两相流动的流动形式的最新分类方法, 认为通道直径 $D_h \geq 3$ mm 为常规通道, $200 \mu\text{m} \leq D_h < 3$ mm 为细通道, $10 \mu\text{m} \leq D_h < 200 \mu\text{m}$ 为微通道^[1]。Ishlbashi 等人率先在多工作压力, 流道间隙 σ 为 0.97 ~ 20 mm 的流道中对多种工质在竖直环缝流道中进行了饱和沸腾实验^[2], 结果发现, 当 $\sigma < 3$ mm 时, 沸腾换热得到显著强化, 换热系数随压力的升高呈上升的趋势。Wambsganss 等人也对细通道内 R-113 的沸腾换热进行了研究, 发现: 当质量流速 $G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, 热流密度 q 从 8 ~ 16 kW/m^2 变化时对换热系数 h 没有任何影响; 而对于 G 从 100 ~ 300 $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, 热流密度从 16 ~ 63 kW/m^2 的实验中, 结果显示 h 对 q 和 G 的变化都很敏感, 表明核态沸腾和对流沸腾对换热均有重要影响^[3]。

Bowers 等人对当量直径 $d = 0.51$ 和 2.54 mm 的两种微细通道进行了研究, 发现微细通道内的流动沸腾换热特性与常规尺度通道有明显的差异^[4]。甘云华等人以丙酮为工质^[5], 对硅基微通道进行了沸腾换热实验研究, 发现干度小于 0.4 时, 核态沸腾起主导作用, 当干度大于 0.4 时, 强制对流沸腾为主要换热机制。H. Y. Wu 等人对水力直径为 186 μm 的 8 条平行的硅基微通道展开沸腾不稳定性研究^[6], 热流密度在 13.5 ~ 22.6 W/cm^2 之间变化, 质量流速为 14.6 ~ 11.2 $\text{g}/(\text{cm}^2 \cdot \text{s})$, 实验中观察到 3 种沸腾不稳定流型。Suo 等人最早对直径 $d = 1$ 和 1.6 mm 的细管内气液两相流进行了实验研究认为, 表面张力的作用远大于重力^[7]。许多有关微细通道内气液两相流的研究也都表明表面张力是影响微细通道内气液两相流流型的重要因素^[8-9]。

本研究针对细通道内沸腾实验条件要求苛刻、实验结果可重复性差等缺点, 提出利用数值模拟的方法对细通道内水沸腾现象进行研究。借助 Fluent 软件, 通过 UDF 编程的方法, 控制水沸腾温度和汽-水相间质量交换, 对所建立的二维细通道模型内的沸腾现象进行探索。

1 数值模拟过程

1.1 模型建立

数值模拟的原型是在厚度为 6 和 1 mm 的紫铜板上, 通过线切割方法加工得到的尺寸分别为 $(d \times h) = 1 \text{ mm} \times 5 \text{ mm}$ 和 $0.1 \text{ mm} \times 0.5 \text{ mm}$ 的细通道。细通道两侧壁作为加热面, 底面绝热, 通道上出口与大气相连, 实验件与模型几何示意如图 1 所示。

收稿日期: 2010-03-24; 修订日期: 2010-07-06

基金项目: 国家重点基础研究发展计划(973) 基金资助项目(2007CB206900)

作者简介: 郭 雷(1983-), 男, 山东莱芜人, 山东大学博士研究生。

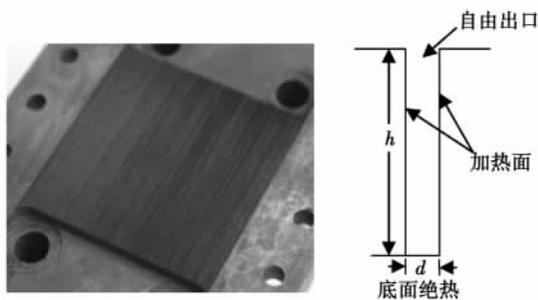


图 1 细通道实验件原型与模型几何示意图

1.2 数学模型及其求解方法

水沸腾换热的数值模拟,需要完成汽泡的生成、长大、脱离等过程,所以必须选用 VOF 模型进行模拟。对相界面的跟踪是通过求解两相容积比率方程来实现的。选取几何重构选项,考虑体积力的影响。由于在 Fluent 软件本身没有计算沸腾的模型,需要通过用户自定义函数 UDF 来实现。沸腾换热的 UDF 程序主要包括:从液相向气相转化的质量,从气相向液相转化的质量和相变潜热 3 部分。

UDF 程序中所涉及的汽液两相相互转化关系为^[10]:

当 $T \geq T_{sat}$ (沸腾状态):

$$R_L = -\lambda \alpha_L \rho_L \frac{|T - T_{sat}|}{T_{sat}}, R_v = \lambda \alpha_L \rho_L \frac{|T - T_{sat}|}{T_{sat}}$$

当 $T < T_{sat}$ (凝结状态):

$$R_L = \lambda \alpha_v \rho_v \frac{|T - T_{sat}|}{T_{sat}}, R_v = -\lambda \alpha_v \rho_v \frac{|T - T_{sat}|}{T_{sat}}$$

式中: α_v, α_L —汽相和液相体积分数, $\alpha_v + \alpha_L = 1$; ρ_v, ρ_L —汽相和液相的密度, kg/m^3 ; R_v, R_L —质量源相, $\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$, Fluent 中可以通过 C-VOF 和 C-R 两个宏得到; T —系统温度, K; T_{sat} —饱和温度, K; λ —松弛因子, s^{-1} 。

界面处的换热量计算为:

$$q = \rho_L \times h_{fg}$$

其中, h_{fg} —汽化潜热, kJ/kg 。

另外,根据文献 [11] 的实验结果,本研究设定表面张力与温度的关系为:

$$\sigma = 0.09537 - 2.24 \times 10^{-6} T - 2.560 \times 10^{-7} T^2$$

式中: σ —表面张力, N/m 。

1.3 边界条件的设定

模拟过程中,采用两竖直壁面作为加热面,底面绝热,上部出口为自由出口,采用恒定热流加热方式,设定上部出口的汽相回流为零,回流温度为 372 K。设定初始系统温度为 370 K,UDF 中设定沸腾温

度为 373.15 K。在 UDF 中,设定汽泡产生的一刻为汽泡生长周期的零时刻,汽泡脱离的时刻为这一周期的终时刻。在一个汽泡周期内假定汽泡接触角是随时间线性变化。

其余边界条件的设定及求解设置见文献 [12]。

1.4 相界面热质交换

本研究所建立模型包含两种介质水和水蒸气,两相克努森数 k_n 远远小于 0.001, $N-S$ 方程适用于本模拟对象。本模型沸腾换热过程汽液界面 $S(r, t)$ 上同时存在着传热和传质过程,在相界面上,温度连续但不光滑,比焓、密度和法向渗流速度都不连续。

在相界面上,存在质量守恒方程,对于汽相有:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v V_v) = \nabla \cdot (\rho_v D_v \nabla \alpha_v) + \Gamma_{lv}$$

对于液相有:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_l \rho_l) + \nabla \cdot (\alpha_l \rho_l V_l) = \nabla \cdot (\rho_l D_l \nabla \alpha_l) + \Gamma_{vl}$$

蒸发或冷凝速率 Γ_{lv} 由下式给出^[13]:

$$\Gamma_{lv} = \frac{h_{lv} A_{lv} (T_{sat} - T_l)}{h_{fg}}, \Gamma_{vl} = \frac{h_{lv} A_{lv} (T_l - T_{sat})}{h_{fg}}$$

式中: h_{lv} —相间换热系数; A_{lv} —单元体积的界面面积; T_{sat} —饱和温度; h_{fg} —汽化潜热。质量守恒方程中的 D 代表与相的有效粘度相等的扩散系数。

在相界面上,还存在能量守恒方程,本研究中,液相和汽相假设为不可压缩,压力对时间的导数可以忽略。

汽相能量方程为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v \rho_v c_{pv} T_v) + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v c_{pv} V_v T_v) = \nabla \cdot (k_v \nabla T_v) + q_{lv} + \Gamma_{lv} h_l$$

液相能量方程为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_l \rho_l c_{pl} T_l) + \nabla \cdot (\alpha_l \rho_l c_{pl} V_l T_l) = \nabla \cdot (k_l \nabla T_l) + q_{vl} + \Gamma_{vl} h_v$$

式中: q_{lv}, q_{vl} —汽液两相转化所需要的能量; h_l —液相的焓; h_v —汽相的焓。

2 数值模拟结果及分析

对 $h/d = 5$ 的两种矩形细通道内的水沸腾现象进行数值模拟,并以通道内压差变化和平均表面换热系数为研究要素对细通道内沸腾换热机理进行探索。数值模拟中取壁面粗糙度为定值,消除了实验中壁面粗糙度难于测定造成的影响,使数值模拟的结果更加接近理论真实。细通道沸腾相比常规通道

具有加热时间短,沸腾迅速的特点,要对其进行深入研究,不仅空间尺度要细微化,时间尺度也要细微化,数值模拟的方法在细微通道沸腾换热研究中,有其独到的优势。

2.1 宽度 1 mm 细通道内水沸腾特性

图 2 为宽度 1 mm 细通道内汽泡生长特性图,加热开始后的 0.7 ms 壁面过热到能够有气相产生,此时远离壁面的主流温度仍处于过冷状态,有些细小的汽泡产生后又消失掉; 1.1 ms 时,壁面附近的液体已经全部过热,过热层的厚度超过生成汽泡的直径,壁面上生成的汽泡可以稳定的长大; 3.9 ~ 6.5 ms 时,过热边界不断向内部延伸,有些较大的汽泡已经开始脱离壁面进入主流; 7.5 ~ 10.7 ms 时,脱离的汽泡不断合并,形成较大的汽泡,从上部出口溢出,此时汽泡虽然经过了合并过程,数量也较多,但汽泡仍很细小,其最大汽泡尺寸仍不及通道宽度的十分之一。

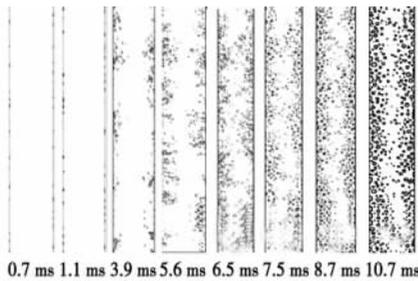


图 2 宽度为 1 mm 细通道汽泡生长

宽度为 1 mm 细通道沸腾过程中压差变化如图 3 所示,加热开始以后系统整体压差呈现上升趋势。1.1 ms 左右时,随着过冷沸腾的出现,汽泡不断生成与消失,系统压差开始出现振荡,由于此时汽泡数量较少,压差波动较小。此后系统温度逐步上升,最终超过水的沸腾温度,壁面生成的汽泡不再消失,而是不断长大、合并,直至脱离壁面,这些运动过程对整个系统产生了巨大的扰动,最终导致了压差的大幅度波动,并呈现出如图所示的振荡。

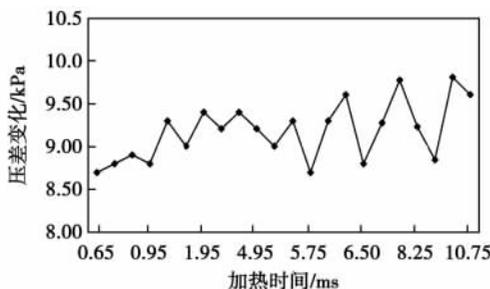


图 3 宽度为 1 mm 细通道压差变化

宽度为 1 mm 细通道内沸腾工况下,平均表面换热系数如图 4 所示。对系统加热开始以后的瞬间是单相流体的对流换热,换热系数较高;随着加热时间的增长,贴近壁面的热边界层内液体温度升高,换热系数出现下降;进入核态沸腾阶段,壁面处开始有汽泡生成,汽泡的产生使稳定的热边界层被破坏,换热增强; 4.9 ms 左右,热边界层进一步向主流方向推进,壁面生成的汽泡数不断增多,阻碍了壁面热量向主流的传递,换热恶化; 5.6 ms 之后,较大的汽泡开始脱离壁面进入主流,引起主流的扰动,换热得到强化;加热时间到达 7 ms 时,壁面上生成的汽泡合并成一层汽膜,换热系数剧烈下降。

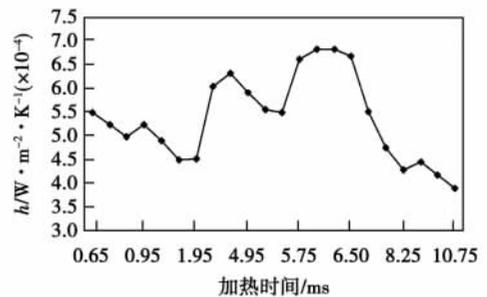


图 4 宽度为 1 mm 细通道换热系数变化

2.2 宽度 0.1 mm 细通道内水沸腾特性

图 5 为 0.1 mm 细通道内汽泡生长特性图,通道宽度减小后,系统对温度的响应加快,0.2 ms 时即有气相产生; 0.5 ms 左右气相开始均匀扩散到主流中;加热到 2 ms,细小的汽泡开始合并成较大汽泡,主流中汽泡数量减少,汽泡体积明显增大; 4.0 ms 时,经过汽泡合并主流中出现规则的圆球状汽泡,比较均匀的分散在主流和壁面上; 4.6 ms 之后,随着壁面处细小汽泡的不断生成,主流中的汽泡数量开始增多,这必将导致新一轮的汽泡合并,更大体积的汽泡将会形成,最终占据主流中心位置,形成变形的塞状流。

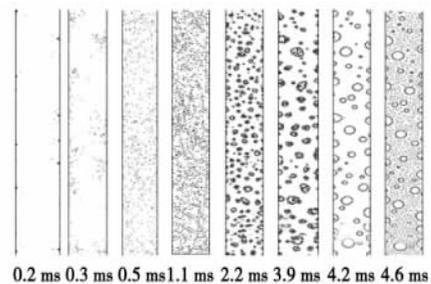


图 5 宽度为 0.1 mm 细通道汽泡生长

水在宽度为 0.1 mm 细通道沸腾过程中压差变化如图 6 所示,相比图 3,此过程中压差变化明显增大,加热开始之后的 0.2 ms 系统差压即开始出现波动,壁面处细小气泡的大量出现使压差剧烈波动;直到气泡均匀分布在主流中之后,压差波动才相对趋缓;整个气泡合并过程,压差波动较小,4.0 ms 时刻第一轮气泡合并结束,较大的气泡均匀分布在系统中;之后,微细气泡又从壁面处产生并脱离,大量极小的气泡进入主流,新一轮的气泡合并开始,最终形成与通道尺寸相比的气泡,占据主流中心位置。通道尺寸的减小直接导致了系统压差的大幅度增加,系统沸腾工况下最大压差在 1.15×10^5 Pa。

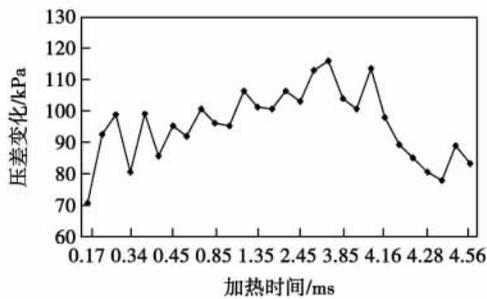


图 6 宽度为 0.1 mm 细通道压差变化

宽度为 0.1 mm 细通道内沸腾工况下,平均表面换热系数如图 7 所示,此系统中的换热系数明显高于 1 mm 宽通道,并且一直处于振荡状态,0.5~2.5 ms 时间段内,系统中极细小的气泡不断增多,占据主流并开始合并,这些气泡动力学特性加强了扰动,强化了换热;大气泡形成以后,阻碍了壁面向主流的传热,换热系数下降;4.6 ms 时刻新一轮细小气泡的形成对换热系数的强化产生了影响,但随着细小气泡的不断合并,形成的气泡体积越来越大,逐渐占据整个流动截面,最终恶化传热。

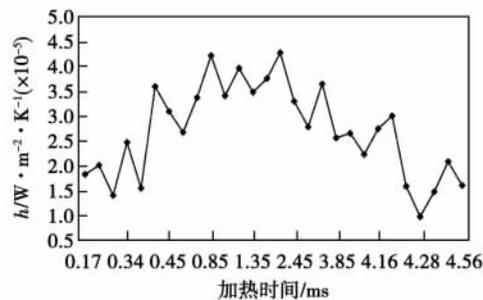


图 7 宽度为 0.1 mm 细通道换热系数变化

2.3 与常规通道沸腾换热的比较

将本研究的数值模拟结果与已有的细通道沸腾

换热的结果相比较,如图 8 所示。0.4 mm 宽的细通道内沸腾换热系数是由文献 [14] 给出的,平均换热系数在 $20\,000\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,文献 [15] 给出的 0.3 mm 宽细通道内沸腾换热系数在 $40\,000\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 左右,这两组实验均以水为工质,在工质质量流速为 $190\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 左右的条件下进行,对比着两组数据可认为通道尺寸的减小有利于换热系数的增加。图中还给出了宽度为 0.1 和 1 mm 的细通道沸腾换热系数的数值模拟结果,4 组数据的变化趋势基本一致,但数值模拟的结果比实验结果明显偏高。宽度为 1 mm 的细通道沸腾换热系数的数值模拟结果在 $50\,000\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,0.1 mm 宽的细通道沸腾换热系数更是高达 $200\,000\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 以上。造成模拟结果偏高的原因可能是因数值模拟过程中引入了壁面接触角为线性变化和表面张力是温度的函数等理想化假设,接触角的不同对气泡形成、生长、脱离等过程均有重大影响,但模拟过程中如何明确接触角的变化是比较困难的,应通过更为精确的实验数据和理论分析进行确定。

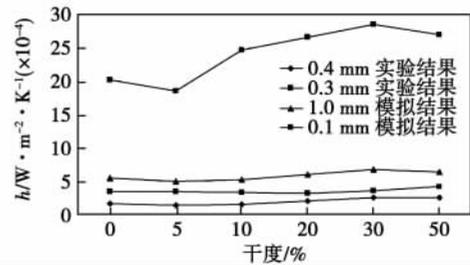


图 8 细通道换热系数实验值与模拟值对比

通过观察图 2 和图 5,气泡生成后比较均匀的分布在截面上,说明与常规通道相比,表面张力在细通道沸腾换热过程中的作用要远远大于重力。图 4 显示在 7 m 之后系统换热系数开始下降,膜态沸腾出现,而图 7 所示系统在 4 m 之后即出现膜态沸腾的迹象,证明临界热流密度随通道尺寸的减小有减小的趋势。

3 结 论

(1) 两种细通道沸腾换热特性与常规通道确实不同,细通道沸腾换热系数要远远大于常规通道,且随着通道宽度的减小而增大,临界热流密度随通道宽度减小而减小。

(2) 细通道沸腾换热在过冷沸腾中有气泡周期性产生并消失,流型是泡状流,此时核态沸腾对换热

系数的贡献较大;待到饱和沸腾时流型主要是环状流,强制对流换热起主导作用。

(3) 细通道内沸腾过程压差随通道尺寸减小而增大,并随着细通道内沸腾状态的不同而呈现出变化。

(4) 细通道内沸腾换热所需加热时间短,温度响应迅速,极短的时间内即可达到沸腾状态,核态沸腾过程中汽泡数量大,换热系数高,但小汽泡会在较短的时间内合并成尺寸与微通道直径相比的大汽泡,换热性能随之恶化。

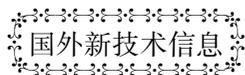
(5) 对于尺寸一定的细通道,需选择合适的工质流速,以确保系统处于核态沸腾阶段,维持较高的换热系数。

(6) 沸腾换热的数值模拟结果与实验结果的差距仍然较大,说明沸腾换热的机理仍需进一步探讨,这是由于数值模拟中假设壁面粗糙度为定值、壁面接触角为线性变化、表面张力为温度的函数及源相 UDF 程序的编写等引起的。通过分析偏差,对所编写的 UDF 程序进行修正,以期达到模拟结果与实验结果更好的吻合。

参考文献:

- [1] KANDLIKAR SATISH G. Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2002, 26(2): 389 - 407.
- [2] ISHIBASHI E, NISHIKAWA K. Saturated boiling heat transfer in narrow spaces [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1969, 12(8): 863 - 894.
- [3] WAMBSGANSS M W, FRANCE D M, JENDRZEJZYK J A, et al. Boiling heat transfer in a horizontal small-diameter tube [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1993, 115(4): 963 - 972.
- [4] BOWERS M B, MUDAWAR I. High flux boiling in low flow rate, low pressure drop mini-channel and micro-channel heat sinks [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1994, 37(2): 321 - 332.
- [5] 甘云华, 徐进良. 硅基微通道中周期性沸腾的光学可视化 [J]. *化工学报*, 2007, 58(7): 1641 - 1647.
- [6] WU H Y, CHENG PING. Boiling instability in parallel silicon microchannels at different heat flux [J]. *International Journal of Heat Mass Transfer*, 2004, 47(17): 3631 - 3641.
- [7] SUO M, GRIFFITH P. Two-phase flow in capillary tubes [J]. *Trans ASME J Basic Eng, Series D*, 1964, 86(3): 576 - 582.
- [8] YANG C Y, SHIEH C C. Flow pattern of air-water and two-phase R134a in small circular tubes [J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 2001, 27(7): 1163 - 1177.
- [9] MISHIMA K, HIBIKI T. Some characteristics of air-water two-phase flow in small diameter vertical tubes [J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 1996, 22(4): 703 - 712.
- [10] LEE W H. A pressure iteration scheme for two-phase flow modeling [R]. Technical Paper No. LA-UR-79-975, Los Alamos: Los Alamos National Laboratory, 1979.
- [11] 汤传义. 水的表面张力与温度的关系 [J]. *安庆师范学院学报(自然科学版)*, 2000, 6(1): 73 - 74.
- [12] GUO LEI, ZHANG SHUSHENG, CHEN YAQUN, et al. Study on bubble dynamics of boiling in vertical rectangular mini-channel // *Proceedings of International Conference on Computer and Communication Technologies in Agriculture Engineering [C]*. Chengdu: 2010. 219 - 222.
- [13] SAID TALEBI, FARSHAD ABBASI, HADI DAVILU. A 2D numerical simulation of sub-cooled flow boiling at low-pressure and low-flow rates [J]. *Nuclear Engineering and Design*, 2009 (239): 140 - 146.
- [14] 王际辉, 唐大伟, 颜晓虹. 矩形微槽内水的流动沸腾换热及可视化实验研究 [J]. *中国科学院研究生院学报*, 2007, 24(1): 34 - 38.
- [15] 苏 博, 罗小平. 竖直矩形微槽道内的饱和沸腾换热研究 [J]. *兰州大学学报(自然科学版)*, 2008, 44: 281 - 284.

(编辑 伟)



国外新技术信息

动力设备的热视监控系统(2011-X001)

技术领域: 电子信息

监控和检查的热视方法以对物体的热成像图分析为基础,热成像图是借助于热像仪获得的。根据热成像图(热谱图)能够确立有关物体结构的结论(就如用 X 光透视法)和发现异常,这些因素都是隐蔽潜在的设备故障和失灵。电器设备状况的热视监控系统和方法能够在短时间内发现带电运行的电器设备的故障及损坏。

系统的优点: 操纵安全; 减少经营成本; 完善和降低技术养护成本; 提高利润。

(如需要以上技术信息,可直接联系编辑部)

ting the relationship between the average circumferential speed ratio and the rotor swirling constitute the key factors influencing the stability of the rotor system. The influence of other empirical coefficients, however, is invariably within 5%. This result can provide a theoretical basis for lowering relevant experiment costs. **Key words:** rotor-gland seal system, Muszynska model, stability, seal fluid excitation

泡沫陶瓷填料湿化器加湿性能实验研究 = **Experimental Study of the Humidifying Performance of a Foam Ceramic Packing Humidifier** [刊, 汉] LIU Jian-jian, XU Zhen, XIAO Yun-han (Key Laboratory on Advanced Energy and Power, Engineering Thermophysics Research Institute, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100190) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26 (1) . - 27 ~ 30

A humidifier constitutes a key component in a humid air turbine cycle and its performance has an important influence over the cycle performance. The humidifying performance of a humidifier under a pressurization condition using a new-type SiC foam ceramic packing was experimentally studied and the influence of the water/air ratio, inlet water temperature, operating pressure and inlet air temperature on the humidifying process, analyzed. The research results show that to increase the water/air ratio or inlet water temperature can increase accordingly the inlet and outlet air temperature difference and moisture content difference as well as the node temperature difference of the humidifier. To increase the operating pressure can increase the inlet and outlet air temperature difference and decrease the moisture content difference. To increase the air temperature can increase the outlet water temperature but exercise no big influence on the outlet air temperature and moisture content. **Key words:** HAT (humid air turbine) cycle, humidifier, foam ceramic packing, node temperature difference

竖直矩形细通道内水沸腾换热的数值模拟 = **Numerical Simulation of Water Boiling Heat Exchange Inside a Vertical Rectangular Slim Passage** [刊, 汉] GUO Lei, ZHANG Shu-sheng, CHENG Lin (Research Center for Thermal Sciences and Engineering, Shandong University, Jinan, China, Post Code: 250061) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(1) . - 31 ~ 35

Studied was the boiling heat exchange inside a vertical rectangular slim passage of 1 and 0.1 mm width. Through the adoption of a numerical simulation method, the bubble formation, growth and separation process were investigated. The influence of the phase interface movement and change on the pressure difference inside the system and average surface heat exchange coefficient was obtained by using a geometrical reconstruction and interface tracing method. During the calculation, the actions of gravity, surface tension and wall surface adhesion were taken into account. It has been found that the difference in the width of the passage produces a very big influence on the bubble growth mode and morphology and thereby leads to a change in the critical heat flux density. The action of the surface tension is far bigger than that of the gravity in the boiling heat exchange process inside the slim passage. With a decrease of the passage size, the boiling heat exchange coefficient will increase conspicuously, proving that the slim passage plays a role of intensifying the heat exchange. As idealization assumptions were made in the numerical calculation, they may result in a boiling heat exchange coefficient obtained by the numerical simulation calculation mostly higher than the test one currently available for boiling heat exchange inside a slim passage. **Key words:** slim passage, boiling heat exchange, numerical simulation, intensified heat exchange