文章编号:1001-2060(2011)03-0304-06

# 流体纵掠多孔泡沫金属换热器中顺列传热管 外表面的试验研究

王景灏1,李菊香2,缑清鸽1,施玉3

(1 中国石油华东设计院 华东设计分公司,山东 青岛 266071; 2 南京工业大学 能源学院,江苏 南京 210009
 3 南通醋酸纤维有限公司,江苏 南通 226008)

摘 要:对壳程流体纵掠多孔泡沫金属中的传热管外表面的 流动和传热进行了试验研究,用 Brinkman.Fouchheim er ex tended Darcy流动模型和局部非热平衡传热理论对纵掠传热 管外的对流传热进行了理论分析,最后对理论分析得到的结 果进行验证和修正,得出了流体层流纵掠传热管外表面的对 流传热平均努塞尔特数(Nussell)的准则方程和空气纵掠多 孔泡沫金属中顺列传热管外表面的流动压力降的公式。

关 键 词:多孔泡沫金属换热器:流体纵掠:传热管 中图分类号: <sup>TK1</sup>72 文献标识码: A

## 引 言

近年来,多孔介质中的对流传热传质研究正快 速地开展起来,多孔介质的强化传热特性已被普遍 认同,表征多孔介质热物理参数的研究也已经有所 发展<sup>[1~17]</sup>。但是,在多孔介质中对流传热的理论研 究方面,有的采用了 Brinkman\_Forchheimer.extended Darcy流动模型和局部热平衡理论 (单温度模型)相 结合,对填充有泡沫金属的任意截面直管道、无限长 圆管道、环形通道内的传热传质进行了研究<sup>[18~20]</sup>: 有的则采用 Brinkman extended Darcy流动模型和局 部非热平衡传热模型 (双温度模型)相结合,如 Lu 和 Zhao等人对多孔泡沫金属单管道和单管套内的 传热传质进行了研究<sup>[21~22]</sup>。而同时采用 Brinkman Forchheimer extended Darc 流动模型和局部非热平 衡传热模型 双温度模型 的理论研究还很少,本研 究则采用此理论对纵掠传热管外的对流传热进行了 理论分析。

对于换热器来说,当冷、热流体的流量及温变相 近时,在沿着流体的流动方向上,逆流式换热器的传 热面可近似认为是恒定热流密度的边界条件,在工 程上,常压换热器具有一定的广泛性。而具有方形 壳体和圆截面换热管的多管型管壳式换热器是常压 换热器的典型结构,并流换热器在余热回收、石油化 工等诸多工程领域得到了很多应用。目前,多孔泡 沫金属换热器强化传热已经为国内外大多数专家学 者所共识,对其进行理论和试验研究具有非常重要 的意义。

考虑到试验装置条件的安全和易操作性,以及 今后工程上整个换热器内壳程传热对总传热情况的 多变影响的因素,本试验主要对壳程流体纵掠沉浸 于多孔泡沫金属中的传热管外表面的流动和传热进 行试验研究,以此对理论计算得到的结果进行验证 和修正,为多孔泡沫金属的理论研究和设计研发奠 定坚实的基础。

 1 试验装置系统及多孔泡沫金属试验段 简介

图 1为多孔泡沫金属换热器试验装置示意图, 冷却流体为干空气,试验段与流体通道为法兰密封 连接,试验段外包裹足够厚度的陶纤保温棉以保证 外壳的绝热性能。

本试验中,空气经鼓风机输送入多孔泡沫金属 换热器试验段的壳程,如图 2和图 3所示,从安全性 和可行性等多方面考虑,试验段内的加热措施通过 给设置在传热管内的热电阻丝通电来实现。空气的 流量可由鼓风机出口处的阀门控制,鼓风机到试验 段的流体通道设计相对较长,能保证通过试验段的 流体为均匀来流的状况。流量通过位于试验段前方 的热线风速仪测量,空气流经试验段前后的压力降 通过设置在试验段前后的若干个压力测点与"U<sup>\*</sup>形 管差压计连接后测量,空气进出口温度和试验段中 传热管的管壁温度通过相应位置处布置的若干组热 电偶来进行测量。

收稿日期: 2010-05-20 修订日期: 2010-08-18

作者简介: 王景灏 (1984—) 男, 黑龙江大庆人, 中国石油华东设计院助理工程师, 工学硕士 (1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House, All rights reserved. http://www.cnki.net



图 1 多孔泡沫金属换热器试验装置示意图



图 2 管壳式多孔泡沫金属换热器试验段

试验的多孔泡沫金属试验段是由上海艾西比金 属材料有限公司吉林四平艾可斯公司采用电化学法 生产制造的,具有工艺精良参数准确等诸多优点。 试验段内形成多孔泡沫金属材料的材质为铜一镍合 金,金属丝的内部占质量 80%的材质为铜,外部占 质量 20%的材质为镍,多孔泡沫金属的孔隙率为 95%,孔密度(单位英寸内的孔目数)为 10 <sup>pp</sup>;i

试验段的结构设定为方形外壳的多管型管壳式 换热器,换热器管外的空间即为多孔泡沫金属的孔 隙空间的流道,试验过程中的壳程流体即在管外多 孔泡沫金属的孔隙通道内流动。本次对流传热的纵 掠试验换热管的布置形式为最具代表性的正方形排 列,整个多孔泡沫金属立方体的尺寸为 250 mm (长)×250 mm(宽)×300 mm(高)、传热管插入 (沉浸于)多孔泡沫立方体内。传热管的材质为碳 钢无缝钢箭,规格为 $\Phi_{25\times2}$  mm 管间距为 50 mm 呈正方形排列。传热管与多孔泡沫金属之间采用电 化学腐蚀的方法进行处理,使其两者紧密的连接在 一起,几乎不会出现额外的传热热阻的情况。

° 305°

当气流纵向冲刷传热管时,测量管壁温度的热 电偶位于气流进出口的外壁面上。试验过程中,给 换热管内的热电阻丝通电后,即可加热系统中试验 段进行,这对于流过壳程的空气纵向冲刷沉浸于多 孔泡沫金属的传热管外表面而言,为一个恒定热流 密度的边界条件。

试验过程中的总传热量的测定,一方面可通过 读取试验系统中电压表、电流表显示的热电阻丝的 通电电压和电流,然后计算出通电功率,根据能量守 恒定律得到,另一方面可以通过测量并计算气流所 得到热量得到。试验过程中一切参数的测量均在稳 态下进行,在每一固定风量下通过有规律地改变电 压,获得不同的加热功率,可分别测量出各加热功率 下的若干个待测参数,然后改变风量,重复上述试验 步骤。

2 试验数据处理及理论分析

空气的热物性参数(粘度、导热系数、密度、比 热、普朗特数(Prandt)和热扩散系数等)均按照试 验段空气的进出口温度的平均值作为定性温度。计 算雷诺数(Reynold®时所采用的特征速度,是在通 过热线风速仪测出的位于试验段前风管的空气截面 上若干个特征点上流速的平均值;计算雷诺数 (Reynold®和努塞尔特数(Nusselt时所采用的特征 尺寸为传热管的外径<sup>[2]]</sup>。通过计算出试验段内的 最大流速和对流传热系数后,结合空气在定性温度 下的粘度、密度和导热系数等热物性参数,来计算雷 诺数和努塞尔特数。

试验过程中每一次参数的改变,等待其重新到 达稳态的时间都在一小时以上,并且对每个测量参 数都进行了两次以上的重复测量,结果表明重复性 较好。试验过程的总传热量和空气进出口温差都不 大,电加热功率和通过测出空气进出口温度和流量 计算出的功率之间相差小于 5%,热平衡优良。这 说明本试验装置的设计、安装,以及试验过程中测量 手段造成的热损失或误差比较小。为准确起见,数 据处理中极端对流传热系数所采用的总传热量取电 加热功率和由空气获得功率的平均值,总传热面积 取试验段内所有的总外表面积,传热温差取平均传 热管外壁温度与平均空气温度的差值。

确定多孔泡沫金属的热物性和孔隙参数之后, 在对流传热的努塞尔特数的关联式中,影响传热的 空气的主要热物性参数有普朗特数和导热系数。由 于总体上空气的温度变化范围不大(最小流量时空 气的最大出口温度<150 ℃,平均温度<80 ℃,各 组流量下空气出口温度都不高)这些热物性参数 可认为基本保持恒定。因此,在确定泡沫金属的热 物性和孔隙参数的情况下,回归努塞尔特数和雷诺 数之间的关系式时,可以近似认为只有雷诺数对努 塞尔特数产生影响并使其发生变化,其余因素的影 响相对很小。

对于空气纵向冲刷多孔泡沫金属换热器中正方 形顺列管外表面的试验,不同风量(流量)时换热器 的流通截面不变,若取传热管的外径 d作为特征尺 寸,雷诺数 Rg定义为:

u₁ d

如忽略温度变化对空气密度的影响,空气的流 速在整个流动方向上基本保持不变, Rg 的计算以 此速度作为特征速度。经过计算, Rg 的试验范围 为 98 ~5534 可认为满足流体层流对流传热的 条件。

空气纵向冲刷多孔泡沫金属换热器中正方形顺 列管外表面的试验结果的数据汇总结果如图 3 所示。





根据这些数据,可回归出空气纵掠多孔泡沫金属换热器中正方形排列管外表面的对流传热的平均 努塞尔特数 Nua和雷诺数 Ra之间的对数关系曲线,如图 4所示。回归所得拟合直线:

 $\ln(Nu_d) = 0$  5152  $\ln(Re_d) + 0$  3008 (2)



图 4 空气纵向冲刷多孔泡沫金属中顺列管 束时 Nu<sub>4</sub>与 R<sup>e</sup>g的关系的试验回归曲线

由图 4可知,在较低雷诺数阶段,拟合直线(2) 与试验数据的点吻合相当好,随着雷诺数的增长,数 据点在回归直线的上下方逐渐出现一定的波动。这 表示在低雷诺数的层流对流传热上,本试验具有很 好的准确性;在层流过渡向湍流的过程中,随着雷诺 数的不断增加,整个系统达到稳态的难度逐渐增大,

Re=<sup>--% d</sup> ?1994-2018 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net 论研究中找到依据。

通过分析回归统计参量表, 各试验数据的分散 点与拟合直线 (2)的误差很小, 拟合直线斜率的标 准误差仅有 1. 6%, 总体标准误差为 6. 6%。

根据文献[23]所述,多孔泡沫金属对流传热的 能量积分方程为:

$$\frac{d}{dx_{0}^{\delta_{t}}} \stackrel{\text{d}}{=} (T_{f} - T_{f}) \stackrel{\text{d}}{=} a \left( \frac{\partial T_{f}}{\partial y} \Big|_{y=0} + \frac{1}{\Psi} \circ \frac{\partial T_{s}}{\partial y} \Big|_{y=0} \right)$$
(3)

式中: $\rho$ —流体的密度, $k^{g/m}$ ;  $\epsilon$ —多孔泡沫金属的 孔隙率; $k_{m}$ —多孔泡沫金属的有效导热系数,W/(m)· K); $k_{m}$ —流体的有效导热系数,W/(m)· K); $h_{m}$ — 多孔泡沫金属与流体间的表面传热系数,W/(m)· K);  $\tilde{a}$ —多孔泡沫金属的比表面积, $m^{-1}$ ; T—多孔泡 沫金属的温度, K, T—流体的温度, K, S为流体的 比热,  $J/(k^{g} \cdot K)$ ;流体的有效热扩散系数  $a = \frac{k_{m}}{\rho_{\epsilon}}$ ,  $\Psi = \frac{k_{m}}{k_{e}}$ 

在恒热流密度的边界条件时,能量方程的形式 与文献 [23]中恒定壁温时的情况相同,都为式(3), 但此时壁面温度为变量,所对应的边界条件也不同。 设输入的恒定热流密度为 <sup>Q</sup>,对应的边界条件 如下:

(1)当 <sup>y</sup>=0时, 
$$T_f = T_s = T_w (x), -k_f \frac{\partial T_f}{\partial y}\Big|_{x=0} - k_f \frac{\partial T_s}{\partial y}\Big|_{x=0} = q,$$
  
(2)当 <sup>y</sup>= 奇时,  $\frac{\partial T_f}{\partial y} = 0$   $\frac{\partial T_s}{\partial y} = 0$   $T_f = T_p$ ,  $T_s$ 

$$-\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}\underline{x}} \left( T_{w} - T_{fe} \left\{ -\frac{\hat{\delta}}{\delta} - \frac{\hat{\delta}}{14 \ \hat{\delta}} \right\} \right] = \frac{10 \ \mathrm{a} \ \mathrm{q}}{\mathrm{u}_{e} \ \mathrm{k}_{e}}$$
(4)

其中:

$$T_{w} - T_{f} = \frac{q'_{w}}{h_{k}}$$
(5)

式中: <sup>q</sup>"一流体所得到的热流密度,

$$\mathbf{q}_{w}^{\prime} = -\mathbf{k}_{\mathbf{k}} \frac{\partial \mathbf{T}_{\mathbf{f}}}{\partial \mathbf{y}}\Big|_{\mathbf{y}=0} \tag{6}$$

$$\mathbf{q}_{w}^{\prime} = \mathbf{q}_{w} - \mathbf{q}_{w}^{\prime} = - \left. \mathbf{k}_{\varepsilon} \frac{\partial T_{s}}{\partial y} \right|_{\Sigma_{0}} \tag{7}$$

可以近似认为在近壁面处有
$$\frac{\partial T_{f}}{\partial y}\Big|_{\Sigma_{0}} \approx \frac{\partial T_{s}}{\partial y}\Big|_{\Sigma_{0}}$$

则
$$\overline{q'_{w}} \approx \Psi$$
,且 $q'_{w} = \frac{k}{1 + \Psi^{-1}}$ ,所以有:  

$$h = -\frac{k_{e}}{(T_{w} - T_{e})} \frac{\partial T_{f}}{\partial y}\Big|_{x=0} = \frac{1.5 \, k_{e}}{\delta}$$
(8)

式 (4)可近似成为:  

$$\frac{d}{dx} \left( \frac{\hat{\delta}}{\delta} \right) = \frac{20}{3} \frac{a_{e} (1 + \Psi^{-1})}{u_{e}}$$
(9)

解得热边界层的厚度为:

$$\delta = \left[\frac{80}{3} \frac{a_{e} \delta x(1 + \Psi^{-1})}{u}\right]^{\frac{1}{4}}$$
(10)

从式 (10)可以看出, 在恒热流密度边界条件 下, 流体横掠沉浸于多孔介质平板的热边界层的厚 度与该热流密度 <sup>Q</sup>无关, 只受来流参数和多孔介质 平板自身参数影响。

局部表面传热系数为:

$$h = 3 \ 241 \ \text{k} \left[ R \bar{e}_{x}^{-3} P \bar{e}^{-1} M \bar{k}^{\frac{1}{2}} \bar{x}^{\frac{5}{2}} (1 + \Psi^{-1}) \right]^{-\frac{1}{4}}$$
(11)

局部传热努塞尔特数为:

 $N\mathfrak{u} = \frac{h_{k} x}{k} = 3.214 \frac{k}{k} \frac{3}{k} [R\overline{\mathfrak{g}}^{\frac{3}{2}} P\overline{\mathfrak{g}}^{1} \times$ 

 $M^{\frac{1}{2}} \frac{1}{2} (1+\Psi^{-1})^{-\frac{1}{4}}$  (12) 式中: M—文献[23]中和多孔泡沫金属本身参数和 流动参数有关的具有 m<sup>-1</sup>量纲的常数。

若以传热管的外径 d作为特征尺寸,以平均流 速 贴作为特征速度,则流体层流纵掠传热管外表面 的对流传热平均努塞尔特数的准则方程可由式 (12)类推为:

$$\overline{\mathrm{Nu}} \sim \frac{k_{\mathrm{f}}}{k_{\mathrm{f}}} \mathrm{R}_{\mathrm{d}}^{\mathrm{g}} \, ^{5} \mathrm{P}_{\mathrm{f}}^{\mathrm{g}} \, ^{25} \left( \frac{\mathrm{M_{r}} \mathrm{L}}{1 + \Psi^{-1}} \right)^{\frac{1}{4}} \frac{\mathrm{S}}{\sqrt{\mathrm{S} - \frac{\pi}{4}}} \quad (13)$$

式中: S-换热器的管间距; L-传热管的长度。

式 (13)给出了流体纵掠传热管外表面层流对 流传热的平均努塞尔特数的形式及其与各影响因素 之间的关系。由于流通截面的不同会带来 M。取值 的不同,特别是速度边界层和热边界层的厚度沿流 动方向的变化等,这些因素会很大程度上影响对流 传热的系数,因此式 (13)中的系数需要根据特定的 实验加以确定。

### 根据试验数据,可回归出:

 $\overline{N}^{u} = 1. 3509 \frac{k_{e}}{k_{f}} R_{d}^{\underline{a} 51\Sigma} P_{e}^{\underline{a} 25} \left( \frac{M_{e} L}{1+1/\Psi} \right)^{\frac{1}{4}} (S)$ lectronic Publishing House. All rights reserved. http://www.chki.net

流传热系数,该回归式与试验数据的偏差相当小,只 有 2.9%,因此是本文所推荐的局部非热平衡时空 气纵掠多孔介质中正方形顺列传热管外表面对流传 热的准则方程。

空气纵掠多孔泡沫金属中顺列传热管外表面的 流动压力降的试验数据及回归如图 5所示,即:

 $\Delta p = exp(2.6408 \pm 0.0011 \text{ Re}_{d} = 7.5269 \times 10^{-8} \text{ Re}_{d})$ 

(15)



图 5 空气纵向冲刷多孔泡沫金属中顺 列管束时压力降的试验回归曲线

通过分析回归统计参量表,回归曲线与各试验 数据点的平均偏差为 2 8%,在工程实际中容许的 范围内。

3 试验结果分析

对于空气轴向冲刷多孔泡沫金属换热器中正方 形顺列传热管外表面的试验,从传热的角度来看,由 图 3和图 4可见,在试验的雷诺数范围内,对流传热 的努塞尔特数随着雷诺数的增长而增长,且在整个 雷诺数范围内这种增长的速度基本相同。从流动的 角度,通过图 5可以看出,在雷诺数小于 1500之前, 多孔泡沫金属换热器的压力降随雷诺数的增大缓慢 上升;雷诺数大于 1500之后,压力降随雷诺数的增 大迅速上升,幅度相当明显。因此,对于多孔泡沫金 属换热器的实际应用,应尽量设计使流体位于较低 雷诺数的状况,以减少换热器的能耗。 器推荐应用于较小流速和流体介质较为清洁的情况下。

### 4 结 论

本研究采用 Brinkman Forchheimer extended Darcy流动模型和局部非热平衡传热模型 (双温度 模型 的理论对纵掠传热管外的对流传热进行了理 论分析,并考虑到试验装置条件的安全和易操作性, 以及今后工程上整个换热器内壳程传热对总传热情 况的多变影响的因素,对壳程流体纵掠沉浸于多孔 泡沫金属中的传热管的流动和传热进行了试验研 究。最后对理论计算得到的结果进行了验证和修 正。通过理论和试验研究得出了流体层流纵掠传热 管外表面的对流传热平均努塞尔特数的准则方程和 空气纵掠多孔泡沫金属中顺列管外表面的流动压力 降的公式。

#### 参考文献:

- 司广树,姜培学,李 勐.单向流体在多孔介质中的流动和换 热研究[].承德石油高等专科学校学报,2000,2(4),4-9
- [2] 司广树.水平多孔槽道总传热和流动现状[D].北京:清华大学,2000.
- [3] ACHENBATH E, Heat transfer and pressure drop of pebble beds up to high Reynolds number //7 th International Heat Transfer Conference Q. Murich 1982 3-8
- [4] ACHENBATH E Heat and flow characteristics of packed beds [1].
   Exp Themal Fluid Sci 1995 10, 17-27.
- [5] VORTMEYER D. Packed bed the mal dispersion models and consistent sets of coefficients [J]. Chem Eng Process 1989 26, 263–268.
- [6] TSOTASAS E On m ass transfer dispersion and m acroscopical flow m isdistribution in packed tubes J. Chem Eng Process 1992 31 181-190
- [7] KHAN JA BEASLEY DE ALATAS B Evaporation from a packed bed of porcus particles into superheated vapor J. Int J Heat and Mass Transfer 1991 34 (1): 267-280.
- [8] ACETIS J D; THODOS G Mass and heat transfer in flow of gases through spherical packing [ J]. Ind Eng Chem, 1960 52 1003 - 1006
- [9] BIRD R B SIEWARTW E LGHIFOOT EN Transport phenomena [M]. New Jersey W iley 1960.
- [10] COLBURN A P A method of correlating forced convection heat transfer data and a comparison with fluid friction [ J. Trans Am Inst Chem Eng 1933 29: 174-209
- [11] CHILTON T COLBURN A P. Mass transfer (absorption) coefficients J. Ind Eng Chem, 1934 26, 1183-1187.
- [12] GUPTA A Ş THODOS G Mass and heat transfer in the flow of

n**由上述试验结果分析得知,多孔泡沫金属换热** 1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

[19]

[20]

[21]

[22]

[23]

53(3): 331-345.

(编辑

伟)

KUZNETSOV AV, XDNGMing NIELDDA, Thermally develo

ping forced convection in porous medium circular duct with

walls at constant temperatures with  $\log_i ud_i nal$  conduction and viscous dissipation effect [J. Transport in Porous Media 2004]

JOO SUK LEE K B LEE C G Pressure loss and forced convec.

tive heat transfer in an annulus filled with a luminum form [ ].

IUW, ZHAOCY TASSOUSA Thermal ana lysis on metal foam

filled heat exchangers part I metal form filled pipes J. Int J

ZHAO CY IUW, TASSOU SA Thermal ana lysis on metal foam

filled heat exchangers part II tube heat exchangers J. Int J

王景灏,李菊香. 流体 层流横掠 多孔介 质中等 温平板 的边界

层分析[].大庆石油学院学报,2009 33(1),68-71

Int J Heat and Mass Transfer 2006 (33): 434-444

Heat and Mass Transfer 2006 49 2751-2761

Heat and Mass Transfer 2006 49 2762-2770

A I Ch J 1962 8(5): 608-610

- [13] GUPTA N Ş CHAUBE R B UPADHYAY S N Fluid Particle heat transfer in fixed and fluidized beds J. Chem Eng Sci 1974 29 839-843
- [14] SATIERFIELD C N RESN CK H Simultaneous heat and mass transfer in a diffusion\_controlled chemical reaction [ J]. Chem Eng Prog 1954 50(10): 504-510.
- [15] WAKAO N KAGUEI S Heat and mass transfer in packed beds [M]. New York Gordon and Breach Science Publishers 1982
- [16] WAKAO N KAGUEI Ş FUNAZKR IT E ffect of fluid dispersion coefficients on partic le\_10. fluid heat transfer coefficients in packed beds[ ]. Chem Eng Sci 1979 34: 325-336
- [17] ELEABETH SCHRODER ANDREAS CLASS LAMBERT KREBS Measurements of heat transfer between particles and gas in packed beds at low tormedium Reynolds number [J. Experimental Thermal and Fluid Science 2006 30 545-558
- [18] SHEKH HAJI VAFAIK Analysis of flow and heat transfer in porous media in bedded inside various—shaped ducts J. Int J HeatandMass Transfer 2004 47(8-9): 1889-1905
  - 新技术、新设计

# 升级改进 GD24燃气轮机

据《GasTurbineWorld》2010年7~8月号报道,借助于最新的燃气轮机生产设计技术,通过对GT24燃气轮机的升级改进,与原装置的性能比较,GT24联合循环生产装置的额定输出功率从260 MW增加到275 MW,效率从54.0%提高到57.5%。

在 Kelson装置上的主要变化如下:

(1)压气机:通过 2003年的升级改进,联合循环装置的净输出功率增加 17 MW。

(2)涡轮:通过 2006年的升级改进,使输出功率增加了 13 MW,并使热耗率降低 120.6 kJ/(Wh)。

(3)进气装置:具有空气加热、湿气分离和微粒子过滤的大的多级空气进口成套装置。

压气机的改进包括重新设计静叶和动叶,并使质量流量增加约 5%,从原来的 390 1 kg/ S增加到 410 1 kg/ s

涡轮改进了第一级和第二级的冷却系统设计,并改进了热障涂层。高压涡轮进口温度从 1 280 ℃增加 到 1 290 ℃,低压涡轮进口温度从 1 140 ℃增加到 1 160 ℃。

#### (吉桂明 摘译)

n itoring points is smaller than that under off design operating conditions Keywords centrifugal pump non stead y pressure pulsation

狭缝通道内核态沸腾中的气泡动力学研究 = Study of the Bubble K inetics in Nuclea te Boiling Inside Narrow G ap Passages [刊,汉] GUO Lei ZHANG Shutheng CHENG Lin et al (Research Center for Thermal Sciences and Engineering Shandong University Jinan China Post Code 250061)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power - 2011 26(3). -299~303

To deepen the exploration of the mechanism governing the bubble kinetics in nucleate boiling inside narrow gas pas sages studied was the nucleate boiling in narrow gap passages of two different sectional shapes i e Ishape of 2 mm wide and Z-shape By adopting a numerical simulation method the influence of different wall surface contact angles on the bubble formation and growth process and the relationship between the gap shapes and flow pressure dropswere investigated During the calculation, the effect of the gravity force surface tension and wall surface adhesion were taken into consideration. It has been found that the wall surface contact angles exercise a very big in flu ence on the morphology of the bubbles. The smaller the wall surface contact angle the more close to a circle the bubbles produced and the shorter the time for the bubbles to depart from the wall surface Contrarily it is more dif ficult for the bubbles to depart from the wall surface. Any change in the contact angle also influences the heat ex change coefficient The bigger the wall surface contact angle them ore the area covered by the bubbles the bigger the heat resistance of the wall surface and the smaller the heat conduction coefficient. The surface tension plays a role far bigger than the gravity force in the boiling heat exchange in the gap passages. The nucleation of bubbles will lead to a strong disturbance to the boundary layer. The existence of the tiny layer at the bottom of the bubbles can function to intensify the heat exchange The heat exchange coefficient of the Z shaped passage is somewhat in proved compared with that of the I shaped passage and the pressure drop in the flow process however increased conspicuously Keywords nucleate boiling nanow gap passage bubble dynamics

流体纵掠多孔泡沫金属换热器中顺列传热管外表面的试验研究 = Experimental Study of a Fluid Longitudi nally Sweeping the Outer Surface of the Heat Pipes Arranged in Line in a Porous Foam Metal Heat Ex. changer [刊,汉] WANG Jing hao, GOU Qing ge (East China Design Subcompany China National Petroleum Corporation (CNPC) East China Designing Institute Qingdao, China Post Code 266071), LI Ju xiang (College of Energy Source Nanjing Polytechnical University Nanjing China Post Code 210009), SHI Yu (Nantong Acetic Acid Fiber Co. Ltd., Nantong China Post Code 226008)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power -2011, 26(3). -304~309

An experimental study was performed of the flow and heat transfer of a fluid in the shell side longitudinally sweeping the outer surface of the heat conduction tubes in the porcus form metal Brinkman Forchheimer extended Darcy flow ?1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net model and local non heat balance heat conduction theory were used to conduct a theoretical analysis of the convection based heat conduction outside the project in ally swept heat conduction tubes. Finally the results obtained from the theoretical analysis were verified and corrected A criterion equation incorporating the average Nusselt number for convection heat conduction of fluids longitudinally sweeping the outer surface of heat conduction tubes in a laminar flow and a formulae for calculating the pressure drop of an air flow longitudinally sweeping the outer surface of heat conduction tubes arranged in line in the porous form metal were derived. Key words porous form metal heat exchanger fluid pogitudinal sweeping heat conduction tubes

基于<sub>州</sub>分析的发电厂改造方法研究 = Study of a M ethod for M od ifying Power Plants Based on an Exergy A na [ysis[刊,汉] JIANG Yuan\_Yuan, ZHOU Shao\_xiang XU Hong (College of Energy Source and Engineering North China University of Electric Power, Beijng China, PostCode 102206) // Journal of Engineering for Ther mal Energy & Power - 2011, 26(3).  $-310 \sim 314$ 

To perform an exergy analysis of various links in a power plant D find out a concrete loss link and D present a scheme formodifying a concrete position according to the exergy analysis theory with boilers steam turbines and the themal system of a power plant taken as a whole represents a new method formodifying power plants. With an ultarasupercritical unit serving as an example, the exergy analysis theory was used to find out the exergy loss link and the influence of the secondary air temperature and feedwater temperature on the boiler system and power plant ther mal system. By adding a stage of HP heaters, the feedwater temperature was enhanced and in the meantime by properly increasing the secondary air temperature under the precondition of maintaining the flue gas temperature of the boiler unchanged analyzed was a change in the performance of the boiler and the whole unit under the dual action of the feedwater and secondary air temperature. The research results show that when the feedwater temperature increases from 299, 5 °C to 322 °C and the secondary air temperature goes up from 327, 8 °C to 360 °C, the exergy loss of the heat conduction in the boiler system will go down from 3 443 kJ/kg to 3 254 kJ/kg the exergy loss in the combustion link drop from 6 204 kJ/kg to 6 158 kJ/kg the exergy efficiency of the boiler rise from 54, 15% to 54, 45% and the target exergy efficiency of the unit increase from 42% to 47, 7%. Key words exergy analy sig exergy loss target exergy loss target exergy power plant, boiler

对苏制 TII-82型锅炉过热器再热器寿命损耗率计算 = Cakulation of the Life Loss Rate of the Superheater and Reheater of a Soviet Union made TII-82 Type Boiler [刊,汉] SU Yao ki ZHOU Yun long (College of Energy Source and Mechanical Engineering Northeast University of Electric Power Jilin, China, Post Code 132012)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power - 2011, 26(3). -315~318

Because of the measures form on jtoring the wall surface temperature and service life of a boiler in power plants fall ing behind relatively nupture problems of four types of boiler tubes often take place especially boiler superheaters ?1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net