

蛇形管平行通道中高压气体的对流换热特性研究

常勇强¹, 杨震^{1,2}, 赵振兴¹, 郭琴琴², 曹子栋¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 上海锅炉厂有限公司, 200245, 上海)

摘要: 在高温加压的条件下研究了膜式蛇形管平行通道换热器的对流换热特性, 试验气体为 N_2 , 试验工质的压力为 0.5~3 MPa. 提出了不同冲刷形式、不同压力下的具体换热系数计算方法, 同时给出了典型冲刷形式的对流换热关联式及其适用条件. 试验研究表明: 冲刷形式对换热系数有很大影响; 单通道与多通道的换热系数是面积加权平均的关系; 在相同的换热条件下, 膜式蛇形管平行通道换热器的换热系数高于蛇形管平行通道换热器; 相同温度条件下随着压力的升高, 换热系数升高, 但升幅逐渐减小.

关键词: 高压气体; 膜式蛇形管; 平行通道; 对流换热

中图分类号: TK11 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2011)03-0053-05

Convection Heat Transfer Characteristics of High-Pressure Gas in Parallel Channel Heat Exchanger with Membrane Serpentine Tubes

CHANG Yongqiang¹, YANG Zhen^{1,2}, ZHAO Zhenxing¹, GUO Qinqin², CAO Zidong¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Shanghai Boiler Works Ltd., Shanghai 200245, China)

Abstract: Convection heat transfer characteristics of high-pressure gas in a parallel channel heat exchanger with membrane serpentine tubes were experimentally investigated using N_2 as the test media in the pressure range of 0.5-3 MPa. The heat transfer coefficients under different working pressure and flow forms were presented, and the correlations for the typical flow forms and their conditions were obtained. The results show that flow form influences the convection heat transfer coefficient of high pressure gas significantly. The heat transfer coefficients of the multi-annular channel heat exchanger have the area-weighted average relation with those of the single annular channel heat exchanger. In addition, the heat transfer capacity of the parallel channel heat exchanger with membrane serpentine tubes is greater than that without membrane serpentine tubes under the same conditions.

Keywords: high pressure gas; membrane serpentine tube; parallel channel; convective heat transfer

蛇形管换热器是一种结构简单、操作方便的换热器, 在现代化工和石油化工中广泛应用^[1]. 国内外学者对蛇形管换热器也进行了广泛的研究, 清华大学的赵镇南等^[2]通过试验测试得出不同浓度乳状液在蛇形管道内对流换热的 Nu 和摩擦系数, 并给出

了换热和阻力的关系式; 清华大学的孟勤等^[3]利用可视化研究和数值模拟分析得到了蛇形弯管内的速度分布和换热特性; Nathan 等^[4]利用 CFD 软件, 采用常壁温和常热流的热边界条件对有半圆截面的蛇形通道内充分发展的层流换热进行了热力特性研

收稿日期: 2010-07-20. 作者简介: 常勇强(1985—), 男, 硕士生; 曹子栋(联系人), 男, 教授, 博士生导师. 基金项目: 国家高技术研究发展计划资助项目(2007AA05Z265).

网络出版时间: 2010-12-09 网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20101209.0855.001.html>

究; San 等^[5-6]通过数值分析和在缩小的模型上进行试验,得到蛇形管换热器的换热效率是传质单元数、比热容及换热矩形管数的函数,指出在一定的比热容和换热管数时,换热器的换热效率随着传质单元数的增加有先增大后减小的趋势,同时利用热力学第二定律对矩形通道的蛇形管进行了换热特性研究; Choi 等^[7]在有直角弯头的蛇形通道内,利用 $k\epsilon$ 模型研究了湍流换热特性. 目前,锅炉的过热器和省煤器及余热锅炉的热流回收装置等广泛采用蛇形换热器,所以研究高温高压下膜式蛇形管换热器的换热特性具有重要意义.

1 试验装置和试验方法

气化炉产生的煤气是一种多组分气体,其成分包括 CO 、 H_2 、 CO_2 、 H_2O 、 CH_4 、 H_2S 、 N_2 和 COS 等,其中 CO 和 H_2 的体积分数约为 $50\%\sim 60\%$ 和 $25\%\sim 35\%$. CO 和 H_2 的物性对合成气的传热特性的影响占主要地位,然而 CO 和 H_2 是有毒、易燃、易爆气体,考虑到试验的安全性,本试验采用物性类似的安全气体 N_2 代替 CO 作为试验气体,对膜式蛇形管平行通道换热器进行了换热研究.

1.1 试验系统

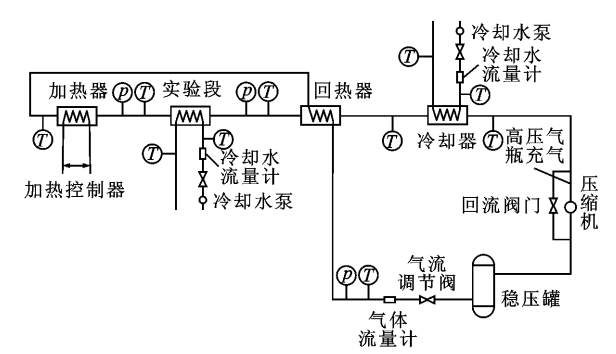
本文研究在西安交通大学的试验台上进行,图 1 为试验系统. 整个试验系统分为气侧系统和水侧系统,包括试验段、回热段、冷却段、加热器、压缩机等部分,试验测量仪器采用 EA-3 型热电偶、LUGB 型应力涡街流量计、KDLD 电磁流量计、GRT 型压力变送器和 IDCB-1 数字采集系统.

1.2 对流受热面的结构形式

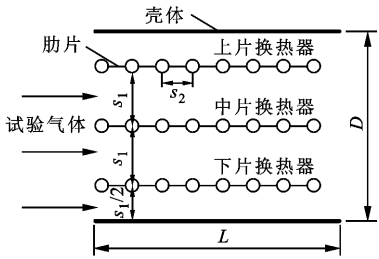
本试验选择对流受热面为膜式蛇形管平行通道形式,如图 2 所示,该平行通道由 3 组(分别为上、中、下片组)相同的膜式蛇形管片组成,试验气体在膜式蛇形管组间和管组与换热器壳体之间的通道内流动,冷却水在蛇形管内流动,换热器具体尺寸见表 1. 由于工程中应用平行通道换热器时采用的管组是大于等于 3 组的形式,而流体在平行通道内流动只有两种形式,一种是上片和下片换热器进行单侧冲刷换热的形式,另一种是流体对中片换热器的双边对称冲刷形式,因此在试验中选用 3 组相同的膜式蛇形管组换热器形式进行换热试验.

1.3 试验方法

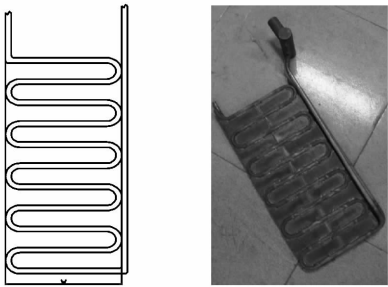
如图 1 所示,试验系统为一带有回热设备的闭合回路,试验时由高压气瓶在压缩机入口的管路上向系统充气,到达一定的压力后使之流动. 利用可控



p :压力测点; T :温度测点
图 1 试验系统



(a)换热器中气体流动形式



(b)换热器结构形式
图 2 换热器形式

表 1 蛇形管平行通道换热器结构尺寸

参数	蛇形管			膜式蛇形管		
	1	2	3	1	2	3
D/mm	10	10	10	10	10	10
δ/mm	2	2	2	2	2	2
$s_1 \cdot d^{-1}$	3	2.5	2	3	2	1.6
$s_2 \cdot d^{-1}$	3	3	3	3	4	4
$L \cdot d^{-1}$	40	40	40	40	40	40
$W \cdot d^{-1}$	19	19	19	19	19	19

电加热器对气体进行加热,试验段进口温度达到试验要求后开始采集试验数据,试验段的蛇形管内由水泵提供冷却水吸收试验气的热量。每一气体工况均从常压开始进行试验,利用电加热器控制试验温度,试验时每 0.5 MPa 为 1 个试验工况,每个工况的温度变化范围为 150~450 °C,压力变化范围为 0.5~3 MPa。

2 对流换热试验数据处理方法

试验中蛇形管和膜式蛇形管平行通道换热器的定性尺寸 d_c 取蛇形管的直径^[8]。

试验中蛇形管和膜式蛇形管平行通道换热器的换热面积按蛇形管的光管换热面积计算,即计算每一片换热器蛇形管的长度与蛇形管外圆周长的乘积^[9]

$$S = \pi dl \quad (1)$$

式中: S 为换热面积, m^2 ; d 为蛇形管外径, mm ; l 为蛇形管的总长度, mm 。

雷诺数的计算式为

$$Re = \rho w d_c / \mu \quad (2)$$

式中: ρ 为环形通道平均温度下的工质密度, kg/m^3 ; w 为环形通道内的最大流速, m/s ; d_c 为环形通道的当量直径, m ; μ 为环形通道平均温度下工质的动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

3 结果与分析

3.1 压力对蛇形管和膜式蛇形管平行通道换热系数的影响

图 3 和图 4 给出了压力对两组平行通道换热系数的影响。从图中可以看出,在相同温度下,换热系数随压力的增大逐渐增大,但其增大的幅度逐渐变小,中片换热器的对流换热系数要大于上片和下片换热器的对流换热系数。这是因为上片和下片换热器受流体非对称冲刷导致换热能力较弱造成的。

3.2 横向节距对平行通道对流换热的影响

对不同横向截距下蛇形管和膜式蛇形管平行通道分别对应的 3 组在 300 °C 时的试验数据进行整理,得到换热系数与压力的变化关系,其对比结果如图 5 和图 6 所示。

从图 5 和图 6 可以看出,相同压力和温度下,6 组换热器的对流换热系数随压力的变化趋势相同,试验条件下横向节距减小,对流换热系数增大。由此推断,通过增大压力和减小横向节距来提高换热器的热效率是可行的,但并不是压力越大、横向节距越

小越好。在生产实践中,要考虑到压气设备及承压设备的投资及在生产压力下的气化效率,还要考虑气体的洁净度是否会堵塞流通通道,进而得出更为高效的工作压力和合理的流通截面积。

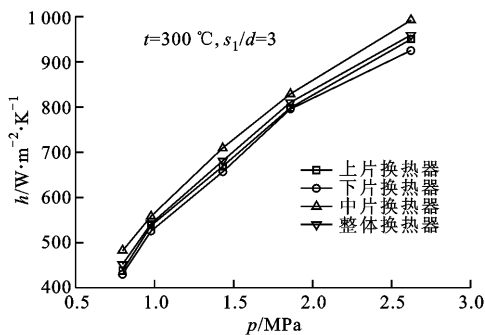


图 3 压力对第 1 组蛇形管平行通道换热系数的影响

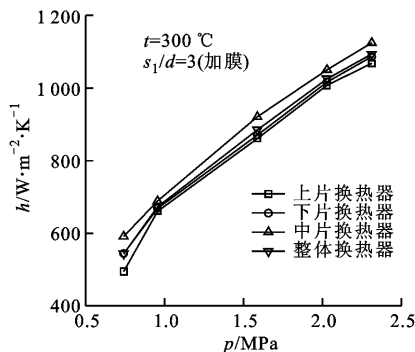


图 4 压力对第 1 组膜式蛇形管平行通道换热系数的影响

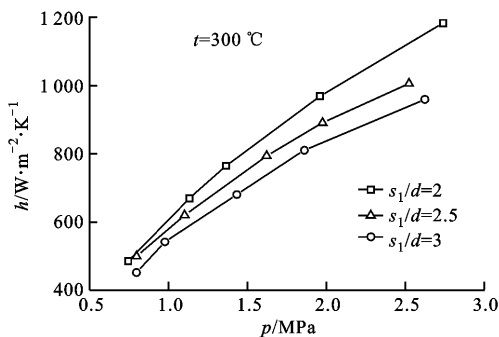


图 5 横向节距对蛇形管平行通道换热系数的影响

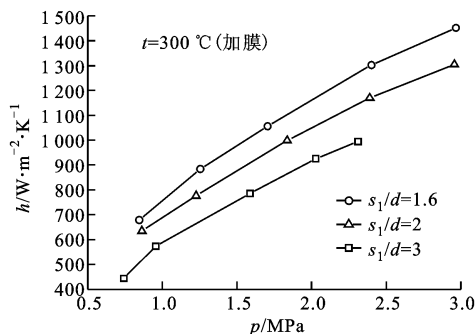


图 6 横向节距对膜式蛇形管平行通道换热系数的影响

3.3 蛇形管和膜式蛇形管平行通道换热系数对比

将具有相同横向节距的蛇形管和膜式蛇形管在 $t=300\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时的对流换热系数进行对比,结果如图 7 所示.

从图 7 可以看出,在相同的温度下,膜式蛇形管比蛇形管的对流换热系数大,增幅最多可达 30%.由此可见,膜式蛇形管可以很好地强化传热、缩小设备面积,达到既节省材料又节约能源的目的,而且在该系统中,蛇形管加膜可以降低气体冲刷给蛇形管带来的磨损,所以在条件和技术允许的情况下,应尽可能的采用加膜结构.

3.4 蛇形管和膜式蛇形管平行通道换热关联式

在对流换热研究中,以已定准则的幂函数形式整理试验数据的实用方法取得了很大的成功,如^[9]

$$Nu = C Re^n \tag{3}$$

$$Nu = C Re^n Pr^m \tag{4}$$

本试验采用关联式(3),这是由于试验条

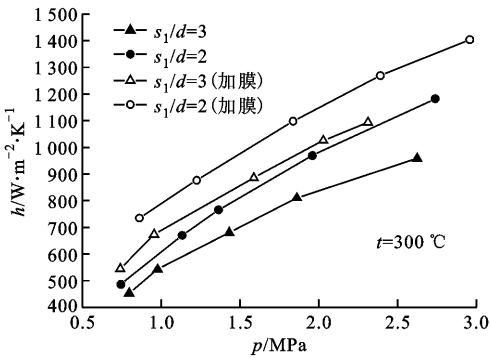


图 7 蛇形管和膜式蛇形管平行通道换热系数的对比

件下试验气体均远离临界点,不会发生相变,在纯气相条件下,温度对 Pr 的影响很小, Pr 变化不大,故试验关联式中不考虑 Pr 的影响.

图 8 和图 9 给出了 $s_1/d=1.6$ 时,两种冲刷方式下膜式蛇形管 Nu 和 Re 的试验数据.由这些试验数据可以整理出 Nu 和 Re 的关联式,其他蛇形管换热器同样用这个方法来获得 Nu 和 Re 的关联式,如表 2 和表 3 所示.这些关联式的适用范围是: Re 为 $3.9\times 10^3\sim 3\times 10^5$,压力为 $0.5\sim 3.5\text{ MPa}$.测量数据和关联式的误差均小于 10%.

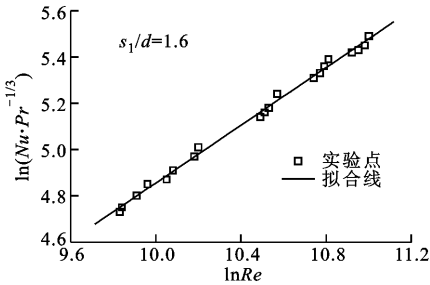


图 8 对称冲刷数据拟合曲线

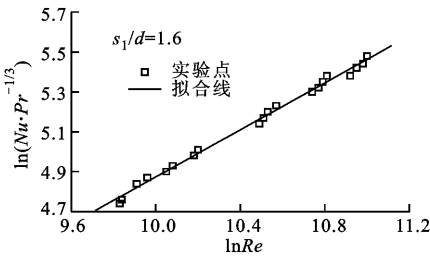


图 9 非对称冲刷数据拟合曲线

表 2 蛇形管平行通道试验关联式

纵向截距	横向截距	蛇形管平行通道试验关联式		
		中平板	外平板	全通道
	$s_1/d=2$	$0.094Re^{0.739}$	$0.393Re^{0.590}$	$0.149Re^{0.692}$
$s_2/d=3$	$s_1/d=2.5$	$0.455Re^{0.604}$	$0.246Re^{0.655}$	$0.307Re^{0.637}$
	$s_1/d=3$	$0.382Re^{0.640}$	$0.247Re^{0.668}$	$0.290Re^{0.657}$

表 3 膜式蛇形管平行通道试验关联式

纵向截距	横向截距	膜式蛇形管平行通道试验关联式		
		中平板	外平板	全通道
	$s_1/d=1.6$	$0.386Re^{0.605}$	$0.433Re^{0.581}$	$0.419Re^{0.593}$
$s_2/d=4$	$s_1/d=2$	$0.491Re^{0.606}$	$0.451Re^{0.603}$	$0.467Re^{0.604}$
$s_2/d=3$	$s_1/d=3$	$0.535Re^{0.618}$	$0.338Re^{0.655}$	$0.398Re^{0.642}$

4 不确定度分析

试验结果的准确性主要依赖于试验部件的加工精度和测量设备的精度,由于试验设备加工精度的问题,换热面积的不确定度为 $2 \times 10^{-6} \text{ m}^2$,加热器功率的不确定度为 3%。

由所用的测量仪器可知,热电偶的不确定度为 $0.1 \text{ }^\circ\text{C}$,压力传感器的不确定度为 1.4%,流量传感器的不确定度为 0.18%。通过最终计算可得 Nu 和 Re 的不确定度为 4.2%和 3.4%。由于在换热器中气体温度可高达 $450 \text{ }^\circ\text{C}$,故存在辐射换热,通过计算,气体及壁面的辐射换热量最大为其总换热量的 2.7%。

5 结 论

(1)本文在加压条件下研究对流换热特性,通过对 $0.5 \sim 3 \text{ MPa}$ 的气体进行对流换热特性的试验研究,获得了蛇形管和膜式蛇形管平行通道换热器的试验关联式,其适用范围为雷诺数 $3.9 \times 10^3 \sim 3 \times 10^5$ 、压力 $0.5 \sim 3.5 \text{ MPa}$ 。

(2)压力对换热系数存在影响,相同温度下随着压力的升高,换热系数升高,但升幅逐渐变小。

(3)试验条件下横向节距减小,对流换热系数增大,两组试验数据的对比结果显示,在相同温度、相同雷诺数条件下,第 2 组的换热系数较第 1 组大 1.1 倍左右。

(4)在相同的条件下,膜式蛇形管比蛇形管的对流换热系数大,增幅最多可达 30%,而且在该系统中,蛇形管加膜可以降低气体冲刷给蛇形管带来的磨损,所以在条件和技术允许的情况下,应尽可能采用加膜结构。

(6)试验条件下拟合的关联式与试验数据间的误差范围在 10%以内,所得换热关联式是每一片换热器换热关联式的面积加权平均。

如前所述,现在大多数气化炉的对流废锅等余热回收装置及蒸汽发生装置采用这种形式的换热器,所以本试验研究对工程上该种形式换热器的设

计方法和制造技术具有一定的指导意义。

参考文献:

- [1] 潘继红,田茂诚.管壳式换热器的分析与计算[M].北京:科学出版社,1996.
- [2] 赵镇南,时雨荃,张毅,等.相变乳状液在蛇形管中的流动和传热特性[J].工程热物理学报,2002,23(6):730-732.
ZHAO Zhennan, SHI Yuquan, ZHANG Yi, et al. Flow and heat transfer characteristics of phase-change emulsion in a coiled double-tube heat exchanger[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2002, 23(6): 730-732.
- [3] 孟勐,彭晓峰.蛇形管流动沸腾弯头处传热的非均匀性[J].工程热物理学报,2009,30(3):498-500.
MENG Meng, PENG Xiaofeng. The heat transfer heterogeneities of bends in flow boiling of hairpin tubes [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(3): 498-500.
- [4] ROSAGUTI N R., FLETCHER D F. Laminar flow and heat transfer in a periodic serpentine channel with semi-circular cross-section [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49(17/18):2912-2923.
- [5] SAN J Y, LIN G S, PAI K L. Performance of a serpentine heat exchanger: part I effectiveness and heat transfer characteristics[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(14/15): 3081-3087.
- [6] SAN J Y, PAI K L. Performance of a serpentine heat exchanger: part II second-law efficiency[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(14/15): 3088-3093.
- [7] CHOI J M, ANAND N K. Turbulent heat transfer in a serpentine channel with a series of right-angle turns [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1995, 38(7): 1225-1236.
- [8] 董其伍,张垚.换热器[M].北京:化学工业出版社,2008.
- [9] 杨世铭,陶文铨.传热学[M].北京:高等教育出版社,1998.

(编辑 荆树蓉)