

冷喷涂加热器数值模拟

黄国胜^{1,2}, 顾大明¹, 李相波², 邢路阔²

(1. 哈尔滨工业大学 理学院, 150001 哈尔滨; 2. 中船重工七二五所青岛分部 海洋腐蚀与防护重点实验室, 266101 山东 青岛)

摘要: 为了缩短冷喷涂设备的研发周期和降低设计的复杂性, 采用数值模拟技术分析冷喷涂加热过程中空气的换热特性. 通过计算流体力学(CFD)软件 Star-CCM+, 分析了输入功率、加热器电阻元件结构和气体流量等因素对气体出口温度的影响. 结果表明: 管内气体的速度不会发生较大的变化, 整个加热器可以达到一个稳定的温度场分布, 加热管的温度和气体最高温度间存在较大的温度差. 合适的结构设计可提升换热效率、降低气体和螺旋管间的温度差、提高加热器的工作温度. 将螺旋管的中心距增大, 可以提升气体的湍流度, 提升换热效率; 螺旋管间距缩小才能增加出口的温度. 螺旋管的直径为 8~12 mm 时为宜, 过大过小都会导致换热效率降低.

关键词: 冷喷涂; 加热器; 数值模拟; 换热效率; 螺旋管

中图分类号: TH133; TP183

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2013)02-0077-06

Simulation for gas heater of cold spray system

HUANG Guosheng^{1,2}, GU Daming¹, LI Xiangbo², XING Lukuo²

(1. School of Science, Harbin Institute of Technology, 150001 Harbin, China; 2. Science and Technology on Marine Corrosion and Protection Laboratory, Luoyang Ship Material Research Institute, 266101 Qingdao, Shandong, China)

Abstract: To shorten the research and development period and to lower the complex of design of cold spray system, a commercial software Star-CCM+ (Version 6.04) is used to calculate the state of gas flow, the relationship between exit temperature and the structure of gas heater, flow rate and heat input. The results indicate that a steady temperature can be reached for the whole gas heater. The velocity of the gas changes little in the tube. There exists a large temperature difference between resistance tube and the gas. An optimized heater structure can increase the efficiency of heat exchanging. To ensure a high efficiency, the length of the resistance tube must be long enough; the larger the center pitch, the higher the exchange efficiency. The suitable diameter (8-12 mm) is also required for the resistance tube.

Key words: cold spray; gas heater; simulation; heat exchange efficiency; spiral tube.

冷喷涂工艺又称冷气动力喷涂法(Cold gas-dynamic spray method, CGSM). 上个世纪 80 年代, A. POPYRIN 发现当颗粒速度超过某一定值时, 颗粒的磨损效应会转化成很强的粘附力. 后来在这个基础上发展起来的表面技术称为冷喷涂^[1-2]. 由于温度低, 给冷喷涂带来很多传统热喷涂所不具备的优点, 但是其本质仍是热喷涂的一

种, 用热量将粉末颗粒软化从而使其产生尽可能大变形, 使涂层的结合尽可能紧密. 在不发生氧化和对基体热影响小的前提下, 工艺温度仍然是越高越好^[3-6]. 冷喷涂不采用燃烧、电弧和等离子等加热手段, 而是采用电阻加热. 通过炉膛间接加热的方法加热能力不够, 且加热再通过管道传输的热量损失较高; 此外, 这种加热方式的效率也较低, 每次加热耗时较长, 一次喷涂工艺后, 进行下次喷涂工艺时, 温度下降又非常耗时, 存在严重的滞后. 因此, 加热器的设计和制造, 对冷喷涂设备具有很重要的作用. 每个生产冷喷涂设备的厂家, 对加热器的设计都有其独特的特征. 如德国 CGT

收稿日期: 2012-06-30.

作者简介: 黄国胜(1977—), 男, 博士研究生;

顾大明(1956—), 男, 教授, 博士生导师.

通信作者: 顾大明, gudaming@126.com.

公司的加热器就经历几个不同的阶段^[7], 最初的型号为 CGT4000/30 kW 型号, 加热器和喷枪分开, 一个加热器的功率为 30 kW, 由于和喷枪之间隔离的较远, 因此热损失非常大, 而且为了降低热损失, 管路外部的保温层也较大, 影响了设备的灵活性. 后在此基础上设计了 CGT4000/47 kW 型号, 在喷枪的前部, 集成了一个 17 kW 的加热器, 也是螺旋管式, 这样就能使温度达到 1 073 K, 可满足多种高端材料的加工和制备. 但是这个设备存在几个问题: 需要外加空冷, 且喷枪的重量较大. 目前在加热保温方面, 日本 Giken 公司的加热器也是高端产品^[8-9], 直接将喷嘴和加热器集成, 加热器功率 70 kW, 温度可升至 1 373 K, 这个设备降温也需要较长时间, 喷嘴采用的是水冷, 其重量在 25 kg 以上, 对机械手的要求较高, 文献报道该加热器由 Inconel600 管组成, 其构造复杂. Inovati 公司的动力金属成型装置的加热器也是和喷嘴集成在一起的, 和 CGT 公司的喷嘴的设计思路相似, 但是由于喷嘴采用的是 CB 结构设计, 使其对气流量的要求明显降低, 因此加热功率要求较小, 其对机械手的要求则明显降低. 而低压冷喷涂设备^[10], 其加热方式都是采用电热丝加热, 镍铬电热丝的电阻非常大, 采用市电通常都可以达到加热目的. 但是电热丝的损耗通常较快, 且对装配、绝缘等都有很高的要求, 加工工艺比较复杂. 由现有文献报道可以看出, 关于加热器的设计是基于经验的, 对于加热器是否可以更为紧凑, 效率是否可以提高, 则没有相应的介绍. 对于加热元件的结构对热交换效率的影响, 加热器尺寸的优化等方面的研究, 传统方法显然会导致工作量过大, 用数值模拟技术, 则能有效降低研发成本. 本文利用流体力学软件, 模拟计算各种结构条件下冷喷涂加热器的加热效果, 为冷喷涂加热器设计提供一种新方法.

1 试验方法和物理模型

1.1 加热器的一些要求和边界条件

按照换热流体力学理论, 加热器必须满足以下几个基本要求^[2].

条件 1 某个选定的最大加热温度:
 $\Delta T_{\text{hmax}} = (T_{\text{hex}} - T_{\text{hin}})_{\text{max}} = 523 \text{ K}$.

条件 2 在最高温度处, 温度不应该高于材料耐力强度(如普通不锈钢 1 073 K): $T_{\text{wex}} - T_{\text{hex}} \leq 723 \text{ K}$.

条件 3 必须导致强烈的湍流以保证管路中的气体和钢管之间最高限度的热交换: $Re_{\text{h}} \geq$

10^4 .

条件 4 水力损失 $\Delta p_{\text{h}} \leq 0.1 \text{ MPa}$.

条件 5 加热管的总横截面必须不小于 2 倍的临界面积:

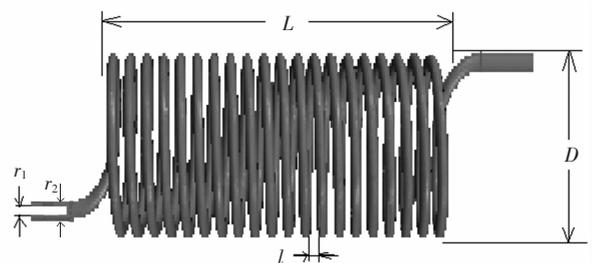
$$N_{\text{h}} \frac{\pi d_{\text{h}}^2}{4} \geq 2S_{\text{scr}}$$

其中: ΔT_{hmax} 为需要加热到的最大温度, 为出气口气体温度和进气口气体温度之差; T_{hex} 为气体最大加热温度; T_{wex} 为加热元件表面温度.

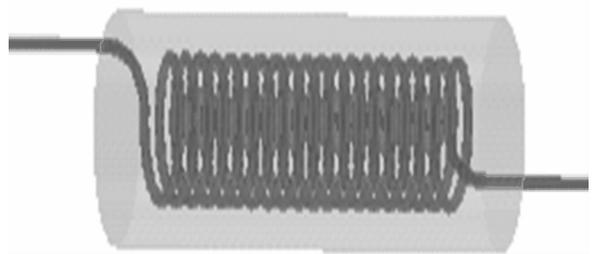
为了保证上述几条要求, 并考虑到加热器的尺寸, 必须把金属管弯成螺旋状, 才能满足最大效率的换热系数, 达到所要求的加热温度, 同时也要满足压降的要求.

1.2 加热管的物理模型及网格划分

冷喷涂加热器主体结构如图 1 所示. 螺旋管置于金属套筒内, 两者之间用保温棉填充隔离. 为简化计算, 将金属套筒和保温棉设为保温层, 实际上考虑了导热率和热容量的关系后, 这种处理对计算结果影响不大. 面网格划分策略如图 2 所示, 螺旋管最小网格长度为 2 mm, 目标网格长度为 3 mm. 保温层的最小网格长度为 2 mm, 目标网格长度为 10 mm. 加热器面网格总数为 50 ~ 70 万.



(a) 螺旋管及其特征尺寸



(b) 含保温层的加热器

图 1 加热器几何结构示意图

体网格如图 3 所示, 类型为多面体网格, 体网格总数为 100 ~ 130 万. 边界层总厚度为 0.4 mm, 分两层, 第 2 层厚度为第 1 层的 1.2 倍, 经过 Y+ 检验, Y+ 值在 30 ~ 60 之间.



图 2 加热器面网格划分

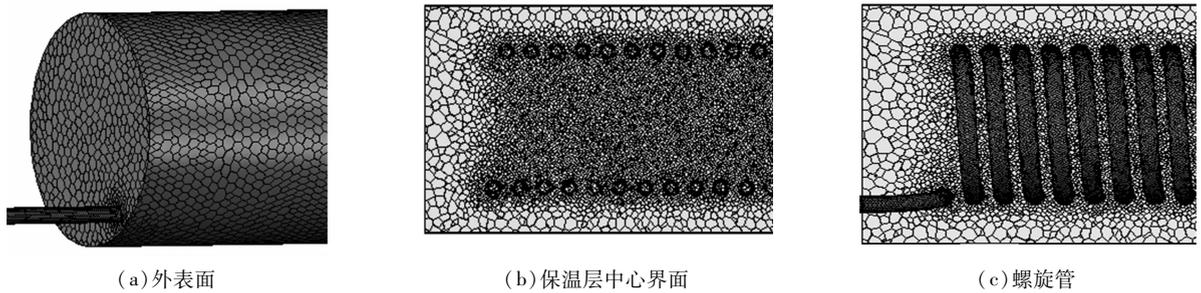


图 3 加热器各部位的体网格划分

1.3 计算工况的边界条件

计算条件按典型的冷喷涂工艺条件选取,压力在 2.0 ~ 3.5 MPa 之间,气体流量在 80 ~ 150 kg/h,密度和流速则根据管径和压力进行理想气体转换.经过分析,这种工况属于不可压缩理想气体定常条件,可采用稳态湍流方法计算,计算软件为 STAR-CCM + 6.02.009.湍流模型为标准 K-Epsilon 湍流模式.进气口设置为速度入口 Velocity inlet(根据换算得到的速度,约在 5 ~ 30 m/s 之间),出气口则设置为压力出口 Pressure outlet(大气压).发热管为镍铬合金材料,在计算温度范围内,认为电阻均匀分布,发热管则为体发热单元,单位体积的发热量由总输入功率和体积求得.

压缩空气动力粘性系数为 1.855×10^{-5} Pa · s,比热容为 1 033.62 J/(kg · K),热传导率 0.026 03 W/(m · K).热电阻螺旋管为镍铬合金,密度为 8 740 kg/m³,比热容为 440 J/(kg · K),热传导率为 60 W/(m · K),

电阻率温度系数约为 0.03%.保温材料为硅酸铝毡,密度为 400 kg/m³,比热容为 2 000 J/(kg · K),热传导率为 0.065 W/(m · K).保温层外部为大气环境,对流换热边界条件环境温度 300 K,对流换热系数为 4 W/(m² · K).

1.4 模拟结果验证实验

图 4 为用于验证模拟计算结果的实验装置图,实验用的保温材料.监测的温度位置共 4 个,分别为图中的温度监控点 A、B、C 和出口后冷喷涂喷枪的前气室 D.前气室采用密封装置,出口温度方便测量;前气室距离出口较近,温度损失不会太大.当前气室温度趋于稳定,电源的输入电流波动较小时,记录下各监测点的温度数值.分别测量其他条件时,不同输入功率和气体流量下出口温度的变化情况,与数值模拟结果进行对比,验证数值计算结果的可靠性.

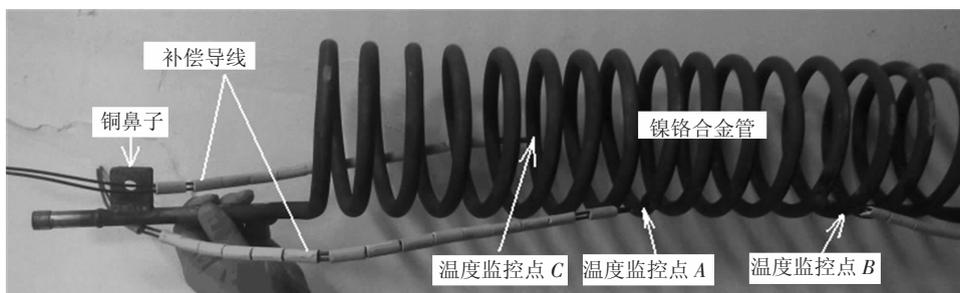


图 4 用于计算结果验证的加热器内部加热元件结构及温度监控位置图

2 计算结果与分析

当压力为 2.5 MPa, 流量为 80 kg/h, 输入功率为 10 kW, 螺旋管内径为 10 mm, 外径为 14 mm 时, 螺旋管总长约为 7 m, 螺距为 10 mm, 螺旋中心距为 60 mm 工况下, 通过数值模拟获得的结果分别如图 5~10 所示. 其中图 5 为螺旋管近壁面气流速度分布, 图 6 为螺旋管内气体流速, 气体在壁面的气流速度由于粘性明显低于管内主体气流流速, 整个管道内的流速变化不大. 从管道横截面上看气流的速度分布并不均匀, 靠螺旋管的内部, 流速较低, 但相差不明显, 这和气体流动方向有关.

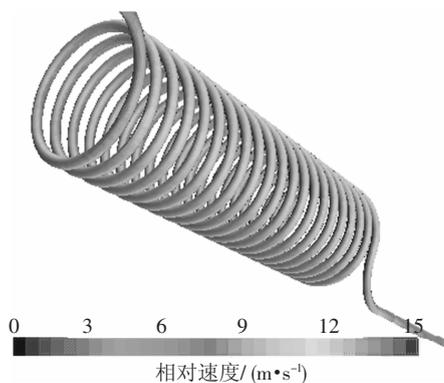


图 5 螺旋管壁面的气流速度分布图



图 6 螺旋管内部气流速度分布图

图 7 为螺旋管内壁的温度分布情况, 图 8 为螺旋管外壁的温度分布情况, 图 9 为螺旋管内气体的温度分布情况. 从图 7、8 可以看出, 对于金属管来说, 内壁和外壁的温度基本是相同的, 这是由其导热系数和热容量所决定的, 而气体的温度则相差 100 K 以上, 其他的计算情况也表明, 结构和流量的不同, 会导致这种温差有很大的变化. 如果温差过大, 则会出现气体温度不能加热到所需温度, 而螺旋管已经被熔断的情况. 该算例中的气体温度升高有 355 K 左右, 很显然, 还不能满足加热能力的要求.

图 10 为整个加热器保温层外壳的温度分布, 图 11 为整个中心剖面的温度分布, 最高温度位于于气体出口处, 表面温度升高了 473 K, 与气体的温度相比低了约 155 K. 很明显, 这种保温隔热效果是不理想的. 其原因是出口的位置过于靠近保温

层外壁面, 这可以通过将螺旋管位置调至中央来改善. 但是其他位置的温度升高也有 100 K 左右. 在更高温度工况下, 会给操作带来诸多不便, 对人体也会产生危害, 在该位置无法安装某些监测探头. 选用隔热效果更好的保温材料或者增厚保温层, 能改善保温效果, 降低热损失, 但是需要综合考虑尺寸和成本问题.

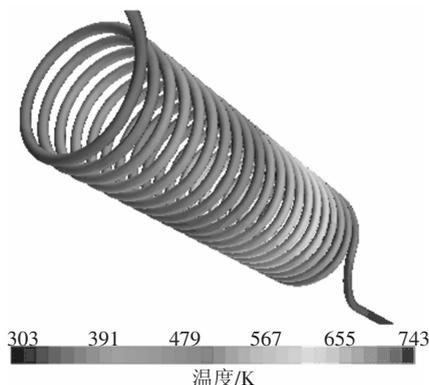


图 7 螺旋管内壁温度分布图

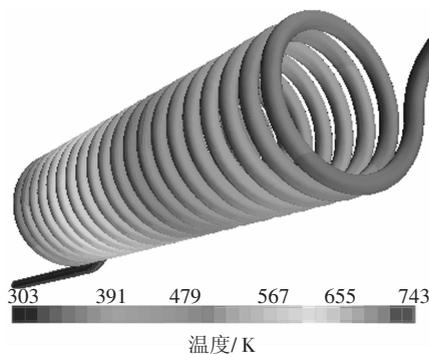


图 8 螺旋管外壁温度分布图



图 9 螺旋管内气流的温度分布图

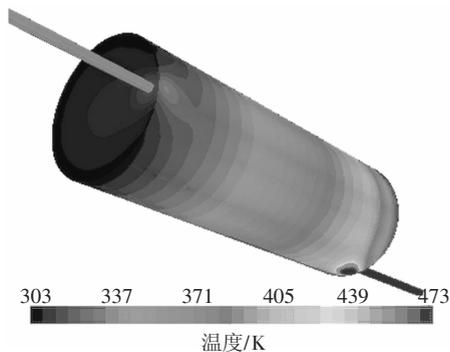


图 10 加热器外壳的温度分布图

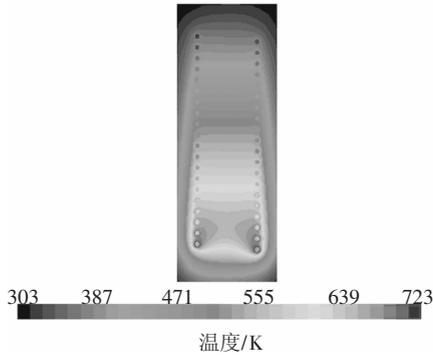


图 11 加热器整体的截面温度分布图

综合上述分析特点,选取几个评价指标:出口气体温度、螺旋管最高温度、出口气体最高温度和螺旋管最高温度差,可评价各种加热器结构的优劣,在计算单一因素影响时,所有其他因素都如前所述,除非有特殊说明.其中功率和出口温度的关系如图 12 所示,输入功率的提高,能提高出口温度,但是输入功率高于 40 kW 时,该结构的加热器对气体的温度升高影响不大.输入功率过大时,会由于热量来不及被气体带走而熔化螺旋管.

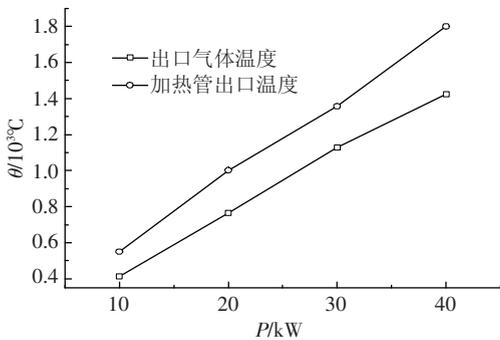


图 12 不同输入功率下气体出口温度的变化情况

图 13 为出口温度随气体流量升高的变化情况及相应的试验验证结果.由图可知,气体在出口的温度随流量升高而降低,但是下降趋势不是线性关系.气体流量增加,在固定截面的流速就会增加,湍流程度增大,所以换热效率要略高于流量小的时候.因此随着流量的增加温度降低趋缓.数值计算结果和模拟结果的吻合得较好,在前气室的 D 点,气体流量较大时,数值计算结果和实验结果相差大些,但在工程数值计算所允许的范围内,可能是因为流量大,在 D 点的热量散失比例小.在 A 监测点的误差较大一些,但也在允许范围内,这与焊接点的大小与焊点位置的准确性有关.

图 14 给出了出口温度随螺旋管中心距 D 的变化情况.可以看出,螺旋管的中心距对加热温度也有较大的影响,虽然长度没有改变,但是换热效率大幅度提升.当螺旋管的中心距增大,气体的矢量方向趋于更加混乱,湍流强度增强.如果螺旋管中心距逐渐减小,气流向层流发展,换热效率则会

大幅度降低.这就是加热器不能采用直管的原因.

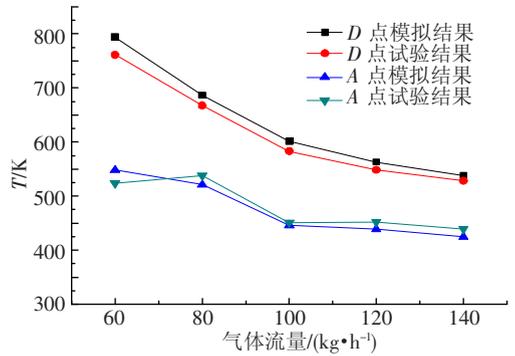


图 13 出口温度随气体流量升高的变化情况

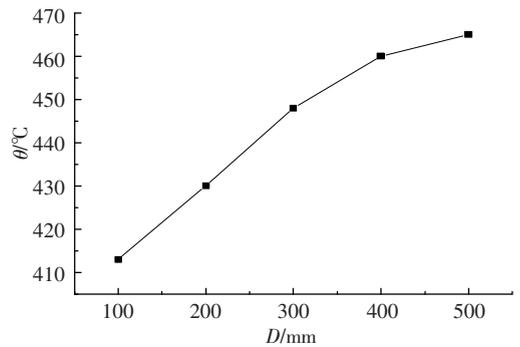


图 14 出口温度随螺旋管中心距的变化情况

图 15 为出口温度随螺旋管内径的变化情况.由图可知,螺旋管的直径并不是越大越好,也不是越小越好.其中有一个最佳的值.在流量一定时,螺旋管内径越大,气体的流动速度降低,换热的的时间增加,但是气体在管壁的扰动程度会降低,整体效果是直径过大,加热效率降低.从图中可以看出,直径为 9 mm 时,其获得的最高出口温度最大.由图中的趋势可以看出,为了保证一定的效率,在其他条件一定时,螺旋管的内径 r_1 最好保持在 8 ~ 12 mm 之间.

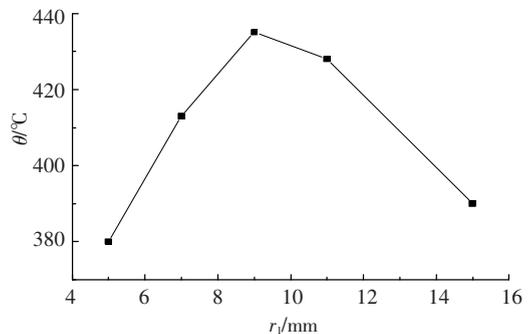


图 15 出口温度随螺旋管内径的变化情况

理论上,在加热器内部,热利用率等于气体带走的热量除以电源输入的功率,其他热量通过保温层扩散传出去.

$$\eta = \frac{Q_g}{W_i} = \frac{nc_p \Delta T}{W_i}$$

其中: n 为单位时间通过出口的气体量, c_p 为气体的比热容, ΔT 为气体的温度变化, W_i 则为电源输入功率.对于流量为80 kg/h的气体,如果10 kW热量全部被气体吸收,那么温升会达到718 K,而实际模拟的出口温度为686 K,加热效率达到92.8%.随着气体流量的增加,出口温度没有呈线性降低,其热利用率升高.而对于温度较高时的情况,由于保温层本身的热传递和辐射增大,其热利用效率明显降低.由上述分析可以看出,加热器的结构对换热效率的影响非常重要.此外在较高温度时,由于无法耦合加热管的力学性能,升高到材料的破坏温度也无法自动识别.同时,螺旋管的厚度在这里也值得一提,对于镍铬合金材料的热容量来说,其厚度对加热过程的影响并不大,但是其电阻 R 对于电源的输入影响却很大.

$$R = \frac{\rho L}{A} = \frac{\rho L}{\pi \left(\frac{r_2 - r_1}{4} \right)^2},$$

$$W_i = I^2 R.$$

其中: ρ 为材料的电阻率, R 为电阻, I 为输入电流, L 为加热电阻的总长度, r_2 为螺旋管的外径, r_1 为螺旋管的内径.

r_2 和 r_1 的大小决定了螺旋管的厚度,如果两者的值过大,或者差值过大,其电阻则较小,这样输入电流则会急剧增加,对电源的要求就很高.但是螺旋管也不能无限薄,高温下,薄金属管的耐压能力更加小,因此必须根据需要设计最佳值.

3 结 论

1)在冷喷涂的典型工况范围内,加热管内气体的速度不会发生较大的变化,整个加热器可以达到一个稳定的温度场分布,加热管和气体最高温度间存在较大的温度差.气体在加热器出口的温度和输入功率呈线性关系;出口温度随气体流量增加而减小,随螺旋管中心距增加而增加,但没有严格的线性关系.

2)螺旋管的中心距较大时,可以提升气体的湍流度,提升换热效率.螺旋管的直径为8~12 mm时为宜,过大或过小都会导致换热效率降低.合适的结构设计可提升换热效率,降低气体和螺旋管间的温度差,提高加热器的工作温度.

3)数值模拟技术用于加热器的设计,具有经济、快速、便捷的特点.其结果与实验结果基本一致,因此用于加热器优化设计是可行的.但是加热

器的另一个核心的问题就是加热速度,即加热到指定温度所需的时间,由于涉及到瞬态计算,需要更进一步的研究.

参 考 文 献

- [1] ALKHIMOV A, POPYRIN A, KOSAREV V, *et al.* Gas-dynamic spray method for applying a coating; US, 5302414[P]. 1994-04-02.
- [2] POPYRIN A, KOSAREV V, KLINKOV S. Cold spray technology [M]. Oxford: Elsevier, 2006.
- [3] RALETZ F, VARDELLE M, EZOO G. Critical particle velocity under cold spray conditions [J]. Surface & Coatings Technology, 2006, 201(5): 1942-1947.
- [4] LEE M, PARK J, KIM D. Numerical studies on the effects of stagnation pressure and temperature on supersonic flow characteristics in cold spray applications [J]. Journal of Thermal Spray Technology, 2011, 20(5): 1085-1097.
- [5] STOLTENHOFF T, KREE H, RICHTER H, *et al.* Optimization of the cold spray process [C]//BERNDT C, KHOR K. Thermal Spray 2001: New Surfaces For A New Millennium. Ohio: ASM International, 2001: 409-416.
- [6] FUKANUMA H, HUANG R. Research on gas heater for high temperature cold spray system [C]//Thermal Spray 2009 Proceedings From the ITSC&Exp. Las Vegas: ASM International, 2009:509-518.
- [7] BINDER K, GOTTSCHALK J, KOLLEND A M, *et al.* Influence of impact angle and gas temperature on mechanical properties of titanium cold spray deposits [J]. Journal of Thermal Spray Technology, 2011, 20(1/2) 234-239.
- [8] MENG X, ZHANG J, ZHAO J, *et al.* Influence of gas temperature on microstructure and properties of cold spray 304SS coating [J]. Journal Materials Science Technology, 2011, 27(9): 809-815.
- [9] LEGOUX J, IRISSOU E, MOREAU C. Effect of substrate temperature on the formation mechanism of cold-sprayed aluminum zinc and tin coatings [J]. Journal of Thermal Spray Technology, 2007, 16(5/6): 61-68.
- [10] SCHMIDT T, GAERNTER F, KREYE H. New developments in cold spray based on higher gas and particle temperatures [J]. Journal of Thermal Spray Technology, 2008, 15(4):488-497.

(编辑 魏希柱)