

# 变密度多孔介质强化导热模型及实验研究

杨丽红, 孙金祥, 沈航明

(上海理工大学 机械工程学院, 上海 200093)

**摘 要:** 以等温容器截面为研究对象, 基于多孔介质模型, 采用变密度填充容器, 强化中心向容器壁的导热。首先, 基于稳态导热最小化热阻模型, 确定了变密度铜丝 2 层和 3 层填充方案。其次, 按确定的分层填充方案搭建实验台并测定容器有效导热系数, 与均匀填充相比, 导热系数分别增大了 52.9% 和 77.9%。最后, 对变密度填充下的瞬态导热进行了数值模拟研究, 在中心温度 200 °C 和中心热功率恒定两种情况下, 经过一定时间热传导, 变密度填充缩小了容器中心到容器壁的温度差。以上研究结果表明基于最小热阻的分层变密度填充铜丝可以强化由中心向周围的导热。

**关 键 词:** 等温容器; 多孔介质; 变密度; 强化导热; 有效导热系数

中图分类号: TK124

文献标识码: A

## 引 言

强化传热技术在众多领域均被广泛应用, 其中在管内填充金属多孔介质是一种常用的强化传热方式。清华大学陈庚研究了大空隙率金属丝强化换热的特点<sup>[1]</sup>, 指出其显著强化换热, 并且在雷诺数较低时, 阻力系数很小。Alkam 等数值模拟了填充多孔介质的管内层流发展段的对流换热<sup>[2]</sup>, 发现多孔介质的存在使管内层流充分发展段的平均努塞尔数约提高了 7 倍。Pavel 等对管式换热器管内填充多孔介质的传热与流动进行了实验研究<sup>[3]</sup>。刘伟等在管内核心流中分层填充多孔介质强化传热<sup>[4]</sup>, 采用在管内中心区域插入大空隙率的多孔介质来强化换热, 发现多孔介质的空隙率中心小、周围大, 引起的流动阻力比较小, 同时强化换热效果明显。Rocha 等针对中心冷却圆盘的体一点散热问题<sup>[5]</sup>, 研究了 2 级分层导热最优传热路径, 当管内分级填充导热材料时, 可有效减小导热热阻强化导热。

等温容器是在充放气过程中容器内温度基本保持不变的一种特殊容器, 在气动系统中有着广泛的

应用。例如: 等温容器常用来测定气动元件的流量特性, 其中, 声速流的测试误差小于 3%<sup>[6]</sup>; 等温容器可用于提高真空吸盘的动态压力响应和组成高精度、快响应减压阀控制气动隔振台<sup>[7]</sup>。但在等温容器应用过程中, 由于充放气时容器内所填充的金属丝强化换热效果不足, 往往容器中心和容器壁的温度差最大, 导致容器实际等温效果不够理想。目前的等温容器一般采用均匀填充铜丝的方式, 许多学者在研究细金属丝填充物强化换热时<sup>[6-8]</sup>, 把它看作是多孔介质。

本研究基于等温容器截面模型, 采用分层变密度填充来强化容器内多孔介质的导热, 研究了容器截面由中心向边界的热传导。从分层填充方案的确定, 实验测定有效导热系数, 瞬态导热温度场实验与仿真 3 个方面对变孔隙率强化换热进行了研究。

## 1 变密度填充方案的确定

变密度应如何填充才能达到强化换热的效果呢? 为确定多孔介质变密度填充方案, 以等温容器截面为研究对象, 假设截面中心温度区域空心且直径很小, 在稳态导热情况下热量由中心向边界传导。容器分层填充热量传导过程如同多层同心圆环传热, 如图 1 所示。

很多学者在研究强化换热时<sup>[9-10]</sup>, 用热阻来表征器件散热的能力。物体导热热阻  $R$  可以类比导电电阻定义为物体的温差  $\Delta t$  与热流  $\Phi$  之比, 即  $R = \Delta t / \Phi$ 。传热过程热阻越大则驱动相同热流所需要的温差就越大。减小热阻, 在同一时间内, 物体各点温度上升的越快, 与最高温度处的温差也就越小。因此, 可以建立容器截面分层填充导热热阻模型并求解最小热阻, 从而确定变孔隙率最佳填充方案。分层变密度填充可类比多层圆筒壁导热, 则多层圆

收稿日期: 2013 - 12 - 02; 修订日期: 2014 - 02 - 28

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51245009); 上海市自然科学基金资助项目(12ZR1420600)

作者简介: 杨丽红(1973 -), 女, 河南洛阳人, 上海交通大学博士, 副教授。

筒壁的稳态导热热阻  $R$  :

$$R = \Delta t / \Phi = \frac{\ln(d_1/d_0)}{2\pi l \lambda_1} + \sum_{i=1}^{n-2} \frac{\ln(d_{i+1}/d_i)}{2\pi l \lambda_{i+1}} + \frac{\ln(d/d_{n-1})}{2\pi l \lambda_n} \quad (1)$$

式中:  $l$ —等温容器截面厚度, mm;  $d$ —容器截面直径, mm;  $d_0$ —容器中心温度区域直径, mm;  $\Phi$ —热流量  $W$ ;  $\Delta t$ —筒壁至中心的温差, K;  $n$ —多层圆筒壁的层数,  $n > 1$ ;  $i$ —正整数在  $1 - (n - 2)$  之间;  $\lambda_i$ —各层导热系数,  $W/(m \cdot K)$ ;  $d_1 - d_{n-1}$ —各层圆筒壁的直径, mm;  $\lambda_1 - \lambda_n$ —各层圆筒壁的导热系数,  $W/(m \cdot K)$ 。

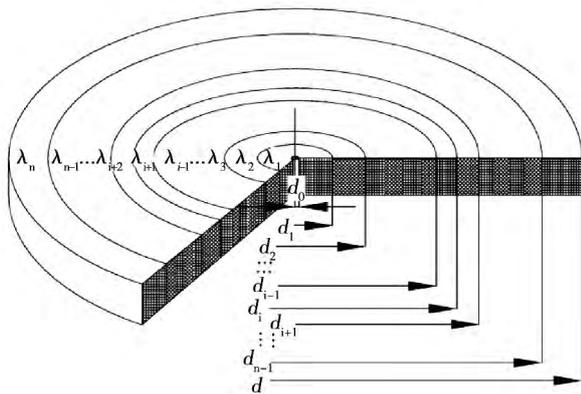


图 1 分层填充等温容器截面结构示意图  
Fig. 1 Schematic diagram of the structure of the section of an isothermal chamber filled layer after layer

对于多层圆筒壁,各层导热系数是由材料决定的,等温容器内多孔介质材料常用高导热系数的金属丝填充(一般选用细铜丝),多孔介质强化换热效果可以用有效导热系数表征,因此容器截面的各层导热系数可根据多孔介质的有效导热系数  $\lambda_e$  来计算<sup>[11]</sup> 即:

$$\lambda_e = (1 - \varphi)\lambda_s + \varphi\lambda_f \quad (2)$$

式中,  $\varphi$  为孔隙率 %;  $\lambda_s$  为固相(铜丝)导热系数  $W/(m \cdot K)$ ;  $\lambda_f$  为流体(空气)导热系数,  $W/(m \cdot K)$ 。

将式(2)代入式(1),可得多层变密度填充容器截面热阻:

$$R = \frac{\ln(d_1/d_0)}{2\pi l((1 - \varphi_1)\lambda_s + \varphi_1\lambda_f)} + \sum_{i=1}^{n-2} \frac{\ln(d_{i+1}/d_i)}{2\pi l((1 - \varphi_{i+1})\lambda_s + \varphi_{i+1}\lambda_f)} + \frac{\ln(d/d_{n-1})}{2\pi l((1 - \varphi_n)\lambda_s + \varphi_n\lambda_f)} \quad (3)$$

式中,  $\varphi_1 \sim \varphi_n$ —各层的孔隙率(即空气体积比) %。

假设容器内铜丝的填充密度是一定的,因此以平均孔隙率作为约束,即容器截面平均孔隙率  $\bar{\varphi}$  不变

$$\bar{\varphi} = \frac{\varphi_1(d_1^2 - d_0^2) + \sum_{i=1}^{n-2} \varphi_{i+1}(d_{i+1}^2 - d_i^2) + \varphi_n(d^2 - d_{n-1}^2)}{d^2 - d_0^2} \quad (4)$$

引入多孔介质有效导热系数与多层圆筒壁导热热阻公式相结合,得出多层变密度填充容器截面的导热热阻公式,并以平均孔隙率为约束条件,当等温容器参数一定时,可求解出容器截面在不同填充情况下的最小热阻。

在平均孔隙率  $\bar{\varphi}$  取 97% 不变的条件下,已知截面直径 200 mm,中心温度区域直径 10 mm,容器截面厚度取一个单位长度,铜丝导热系数  $\lambda_s = 399 W/(m \cdot K)$ ,忽略温度对空气导热率的影响,空气导热率  $\lambda_f = 0.0255 W/(m \cdot K)$ 。将参数代入公式,利用 MATLAB 优化求解出均匀填充、2 层和 3 层填充时的最小热阻及相关尺寸如表 1 所示。

表 1 模型优化结果

Tab. 1 Optimized results by using the model

	均匀填充	2 层填充		3 层填充		
		第 1 层	第 2 层	第 1 层	第 2 层	第 3 层
分层尺寸/mm	10 - 200	10 - 64.37	64.37 - 200	10 - 38.96	38.96 - 98.62	98.62 - 200
孔隙率/%	97	91.08	97.67	86.62	95.41	97.92
最小热阻/ $m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$	0.0489		0.0305		0.0277	

从表 1 最小热阻的中可以看出 2 层变密度填充下热阻相比均匀填充时减小 37.7% 3 层变密度填充热阻相比其减小 43.7%。可见在平均孔隙率保持不变的情况下, 分层变密度填充相对于均匀填充导热热阻显著减小, 说明变密度填充下容器截面导热效率有明显提高。同时, 对比 2 层和 3 层变密度填充时的优化结果可以看出, 中心层的孔隙率都是最低的 随着直径的增大, 孔隙率增大, 并且随着优化层数的增加最小导热热阻减小。

## 2 变密度填充下多孔铜丝有效导热系数的测定

在多孔介质研究中, 有效导热系数表征了材料的导热性能, 史玉凤等应用实验与数值模拟相结合的方法研究了多孔介质的有效导热系数<sup>[12]</sup>。大部分多孔介质导热系数很小, 常常采用非稳态法测定其导热系数, 王补宣利用热线法测定含湿多孔介质有效导热系数<sup>[13]</sup>, 同时测定实验材料的导温系数。本研究搭建实验台, 测定均匀填充、2 层和 3 层变密度填充下多孔铜丝的有效导热系数, 对比其试验结果。实验采用容器中心放置热线由内向外导热, 选用平行热线法对容器内多孔铜丝的有效导热系数进行测定。

### 2.1 实验装置

实验根据容器导热模型建立测量导热系数实验台, 如图 2 所示, 实验台主要由加热系统、测温系统、数据采集系统等 3 部分组成。为避免垂直径向导热, 铜丝填充长度控制在 50 mm 内且位于容器中间部分, 其余部分均用隔热材料填充。测温部分使用 200 ms K 型快速响应热电偶。温度采集采用 NI USB-6361 数据采集卡, 接 LABVIEW 采集程序实现多通道快速采集。热线源使用直径 0.08 mm 镍铬线热源, 24 V 电压转换器输出以便输出恒定电压。测定导热系数时将一支热电偶临近线热源 10 mm 左右, 其他几支热电偶在容器内径向均匀分布, 以便实时测出加热时容器在径向上的温度分布。

### 2.2 平行热线法测量原理

实验选用平行热线法对容器内铜丝的导热系数进行测定。平行热线法是根据无限大物体在线热源作用下, 温度场随时间变化的规律进行测量。根据平行热线法测温原理热线源发热  $\tau$  时刻时介质在  $r$  处的温升为<sup>[14]</sup>:

$$\theta_{r\tau} = \frac{q}{4\pi\lambda} \cdot E_1(r^2/4\alpha\tau) \quad (5)$$

式中:  $\theta_{r\tau}$ —介质在  $r$  处  $\tau$  时刻的温升, K;  $q$ —热线源单位长度的发热功率, W;  $r$ —测温点到线热源的距离, mm;  $\tau$ —线热源开始加热所经历的时间, s;  $\alpha$ —介质的热扩散系数,  $m^2/s$ ;  $\lambda$ —测试材料的导热系数,  $W/(m \cdot K)$ ;  $E_1(r^2/4\alpha\tau)$  是一个指数积分。

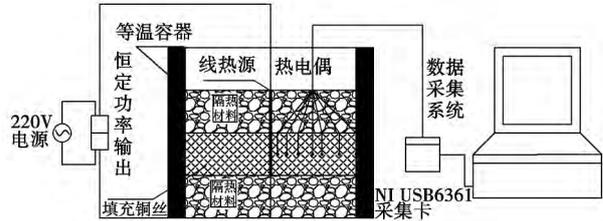


图 2 实验装置示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the test device

若在  $\tau_1 = \tau/2$  时刻测得  $r$  处温升为  $\theta_1$ , K, 在  $\tau_2 = \tau$  时刻测得温升为  $\theta_2$ , 可根据  $\theta_2/\theta_1$  比值  $k$ , 结合 (5) 式, 就可以确定  $E_1(r^2/4\alpha\tau)$  的值<sup>[15]</sup>, 即求得导热系数  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{q}{4\pi\theta_2} \cdot E_1(r^2/4\alpha\tau) \quad (6)$$

### 2.3 实验结果

实验在线热源 10 mm 处平行放置热电偶测定温度值, 加热电源稳定输出 24 V 电压, 热线长度 0.05 m 电阻值 11.3  $\Omega$ , 可求出  $q = 431.6$  W/m。实验用的热线是电阻丝, 热性质不同于铜丝, 另外电阻丝与铜丝之间存在接触热阻以及热电偶测温还具有热惯性, 这些因素造成的误差最终都反映在测试时间的迟后量  $\Delta\tau$  上。因此, 测试时间初始采样点应选择稍后一点, 选取加热时间在 60, 100, 150, 200 s 4 个时刻记录数据, 数据整理如表 2 所示。

可计算出均匀填充与 2 层 3 层变密度填充有效导热系数均值分别为 4.27、6.53 和 7.6  $W/(m \cdot K)$ , 这一结果与理论模型中依据孔隙率计算出的各层导热系数有一定的差距。这是由于模型中导热系数按多孔介质有效导热系数最大值公式计算, 实验测定的有效导热系数介于多孔介质有效导热系数理论最大值与最小值之间<sup>[5]</sup>, 属合理误差范围内。

从实验结果可看出, 在容器平均填充密度相同的情况下, 2 层填充和 3 层填充相比均匀填充时的有效导热系数分别增加了 52.9% 和 77.9%。相同的导热条件下, 材料的导热系数越大, 传热效果越好,

可见变密度填充可有效强化导热。

表 2 测试数据及计算结果

Tab.2 Testing data and calculation results

时间 $\tau / s$	均匀填充			2 层填充			3 层填充		
	温升 $\theta_2 / K$	$E_1(x)$	$\lambda / W(m \cdot K)^{-1}$	温升 $\theta_2 / K$	$E_1(x)$	$\lambda / W(m \cdot K)^{-1}$	温升 $\theta_2 / K$	$E_1(x)$	$\lambda / W(m \cdot K)^{-1}$
60	25.71	0.256	4.297	32.92	0.501	6.57	34.83	0.61	7.56
100	60.09	0.59	4.237	66.9	1.03	6.47	69.05	1.22	7.62
150	94.18	0.93	4.26	102.15	1.554	6.56	105.06	1.86	7.6
200	110.75	1.103	4.3	115.7	1.756	6.55	118.99	2.109	7.65

### 3 变密度多孔介质瞬态导热数值模拟与实验研究

同时对变密度填充下的瞬态导热进行了数值模拟研究,在中心温度 200℃ 和中心热功率恒定两种边界条件下,经过一定时间导热,研究容器 3 种填充状态下的数值模拟温度分布云图。通过实验测定温度曲线,与中心热功率恒定条件下的数值模拟温度曲线进行对比验证。

#### 3.1 数值模拟

数值模拟在非稳态导热情况下,模拟容器截面在 3 种填充情况下的瞬态温度分布。在模拟时,输入实验测定的导热系数。采用 ANSYS 软件,分别建立 3 种填充状态下的数值模型。选择 4 节点平面单元 PLANE55 做二维瞬态传热分析。模型材料及相

关热物理参数,采用实验时测定的各层导热系数值及相对应的密度和比热值。模拟容器由内到外的导热温度状态分布,数值模拟采用两种传热边界条件进行研究。

首先,初始状态下室温 20℃,中心边界温度 200℃,容器由内向外导热 300 s。通过后处理器 POST1 获取数值模拟结果。在导热时间 300 s 后,3 种填充状态的温度分布如图 3 所示。从图 3 可以看出,在相同传热条件下,2 层与 3 层填充边界温度分别为 44.64℃ 和 46.80℃,均匀填充温度值则为 41.62℃。相同传热时间里,变密度填充边界温度相比均匀填充有所提升,即数值模拟证明,在中心温度为 200℃ 条件下,相同传热时间里,分层变密度填充缩小了容器壁与中心的温差,提高了容器瞬态导热效率。

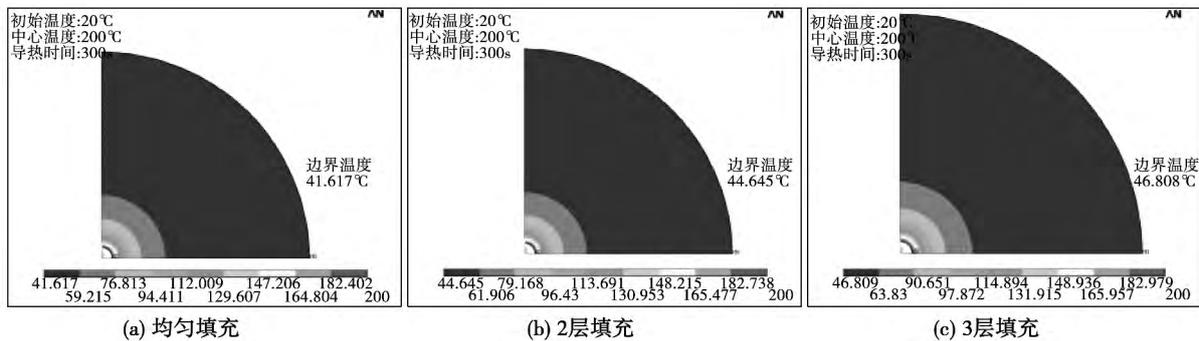


图 3 中心温度恒定条件下 3 种填充方式的温度分布云图(℃)

Fig. 3 Atlas showing the temperature distribution in the three filling modes under the condition of the central temperature being constant(℃)

其次,选择初始温度 20℃,中心恒定热流密度向外导热。同样在导热时间 300 s 后,3 种填充状态的温度分布如图 4 所示,从图 4 可以看出,相同热功率传热条件下,2 层和 3 层填充中心温度分布为

236.98℃ 和 235.41℃,均匀填充中心温度 239.70℃,边界温度 2 层和 3 层填充分别为 47.84℃ 和 49.87℃,均匀填充为 44.98℃,相同传热时间里,变密度填充缩小容器中心与边界温度差,强化了容

器由中心向边界的导热。

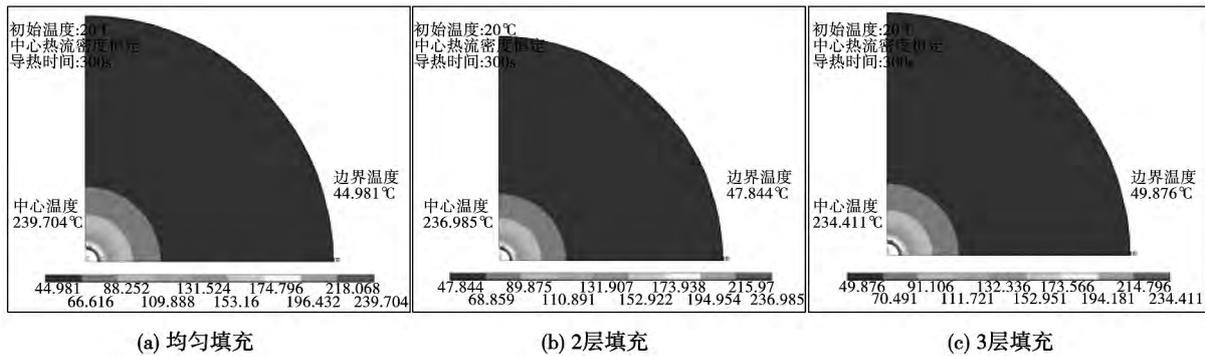


图 4 中心热流密度恒定条件下 3 种填充方式的温度分布云图

Fig. 4 Atlas showing the temperature distribution in the three filling modes under the condition of the central heat flux density being constant

因此,数值模拟证明,在中心温度恒定和中心热流密度恒定两种情况下,变密度填充都缩小了容器中心到边界的温差,提高了容器由内向外的导热。

### 3.2 实验研究

实验在测定容器不同填充状态下的导热系数的同时,依次在容器半径为 20、32、49、60、80 和 100 mm 放置 6 个热电偶,记下不同时刻不同位置处容器的温度变化状况。同样数值模拟取相同测温点温度值与实验数值对比,实验和数值模拟都在中心功率恒定条件下,导热时间 300 s 后,3 种填充状态的实验与数值模拟温度曲线如图 5 所示,横坐标代表测温点距中心的距离,纵坐标代表温度:

从实验温度曲线来看,在相同时间里变密度填充各测温点相比均匀填充测温点的温度都有提升。从边界点温度值看,在初始温度相同的情况下,实验部分 2 层和 3 层变密度填充在传热 300 s 时刻边界温度分别为 37.60 °C 和 41.42 °C,均匀填充时边界温度只有 33.11 °C,对比数值模拟边界温度值可以看出,实验测定的温度值与数值模拟相差 8-10 °C,这是由于实验时铜丝的摆放以及边界导热条件与数值模拟的理想导热条件不同,从而产生误差,误差在合理范围内。

实验和数值模拟在相同时间里变密度填充各测温点相比均匀填充测温点的温度都有提升,变密度填充无论在数值模拟还是实验导热效果都优于均匀填充。在相同传热时间里,距容器中心热源相同距离的地方,变密度填充比均匀填充温度高,同样条件下传热变密度填充传热效果更佳。实验测得的温度曲线边界变化值相对数值模拟曲线较大,这是由于

实验时铜丝摆放不完全均匀造成一定的误差。数值模拟在理想模型下传热,相同条件下的温度值略高于实验测定的温度值。

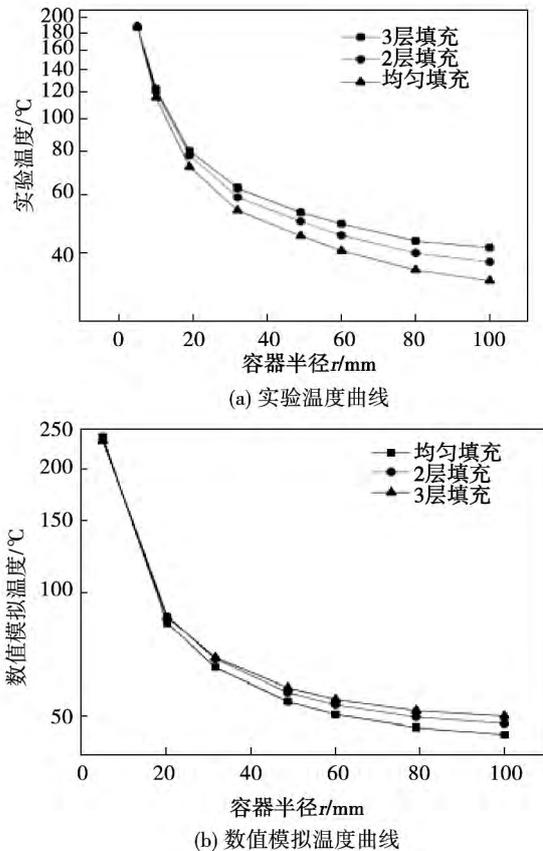


图 5 实验与数值模拟温度曲线图

Fig. 5 Chart showing the curves of the temperature obtained from the test and numerical simulation

## 4 结 论

从 3 个方面论证说明变密度填充强化导热研究 得出以下结论:

(1) 在稳态导热情况下,优化容器截面中心向边界传热的导热热阻模型,确立了 2 层和 3 层的变密度填充方案,其热阻相比均匀填充分别减小了 37.63% 和 43.7%。

(2) 采用平行热线法测定的变密度填充有效导热系数相比均匀填充分别提高了 52.9% 和 77.9%,说明变密度多孔介质可以提高导热效率。

(3) 数值模拟结果表明在相同传热时间里,距容器中心热源相同距离的地方,变密度填充比均匀填充温度高,变密度填充可以提高瞬态传热速率。

以上结果表明多孔介质按由内到外孔隙率依次增大变密度填充能有效强化圆形截面内中心向边界的导热。

### 参考文献:

- [1] 陈 庚,罗棣庵.用大空隙率多孔体强化管内换热的研究[J].工程热物理学报,1995,16(3):344-348.  
CHEN Geng,LUO Li-an. Study of the heat exchange inside tubes intensified by porous bodies with a large porosity [J]. Journal of engineering thermophysics. 1995,16(3):344-348.
- [2] Alcam M K,Alnimr M A. Transient Non-darcian Forced Convection Flow in a Pipe Partially Filled with a Porous Material [J]. International Journal of Heat Mass Transfer,1998,41(2):347-356.
- [3] Pavel B I,Mo hamad A A. An Experimental and Numerical Study on Heat Transfer Enhancement for Gas Heat Exchangers Fitted with Porous Media [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2004,47(23):4939-4952.
- [4] 刘 伟,明廷臻.管内核心流分层填充多孔介质的传热强化分析[J].中国电机工程学报,2008,28(32):66-71.  
LIU Wei,MING Ting-zhen. Analysis of the heat transfer of the core flow inside tubes intensified by porous media stratified and filled [J]. Chinese Journal of Electric Machinery Engineering,2008,28(32):66-71.
- [5] Rocha L A O,Lorente S,Bejan A. Constructal design for cooling a disc-shaped area by conduction [J]. Heat Mass Transfer,2002,45(8):1643-1652.
- [6] Kawashima K,Kagawa T,Fujita T. Instantaneous flow rate measurement of ideal gases [J]. Journal of Dynamic Systems,Measurement and Control,2000,122(1):174-178.
- [7] Kato T,Kawashima K,Funaki T. A new,high precision,quick response pressure regulator for active control of pneumatic vibration isolation tables [J]. Precision Engineering,2010,34(1):43-48.
- [8] Angirasa D. Forced convective heat transfer in metallic fibrous materials [J]. Journal of Heat Transfer,2002,124(4):739-745.
- [9] 陈 春,钱春香,许燕波.基于最小热阻理论的混凝土导热系数计算模型[J].东南大学学报:自然科学版,2012,42(2):383-387.  
CHEN Chun,QIAN Chun-xiang,XU Yan-bo. Model for calculating the heat conduction coefficient of concrete based on the minimum heat resistance theory [J]. Journal of Southeast University: Natural Science Edition,2012,42(2):383-387.
- [10] 吴 晶,夏 梦,叶 莉,等.板式换热器强化传热数值研究及热阻分析[J].工程热物理学报,2012,33(11):1963-1966.  
WU Jing,XIA Meng,YE Li,et al. A numerical study and heat resistance analysis of the intensified heat transfer in a plate type heat exchanger [J]. Journal of engineering thermophysics,2012,42(2):383-387.
- [11] 林瑞泰.多孔介质传热传质引论[M].北京:科学出版社,1995.  
LIN Rui-tai. Introduction to the heat and mass transfer in porous media [M]. Beijing: Science Press,1995.
- [12] 史玉凤,刘 红,孙文策.多孔介质有效导热系数的实验与模拟[J].四川大学学报(工程科学版),2011,43(3):198-203.  
SHI Yu-feng,LIU Hong,SUN Wen-ce. Experiment and numerical simulation of the effective heat conduction coefficients of porous media [J]. Journal of Sichuan University (Engineering Science Edition),2011,43(3):198-203.
- [13] 王补宣,虞维平.热线法同时测定含湿多孔介质导热系数和导温系数的实验技术[J].工程热物理学报,1986,7(4):381-386.  
WANG Bu-xuan,YU Wei-ping. Experimental technologies for concurrently measuring the heat conduction coefficient and temperature conduction coefficient of humidified porous media by using the hot wire method [J]. Journal of engineering thermophysics,1986,7(4):381-386.
- [14] 唐明云,张国枢.平行热线法测定松散煤体导热系数试验[J].矿业安全与环保,2006,33(5):13-15.  
TANG Ming-yun,ZHANG Guo-shu. Experiment to determine the heat conduction coefficient of loosened coal bulk by using the parallel hot wire method [J]. Mining Safety & Environmental Protection,2006,33(5):13-15.
- [15] 张忠进,金文桂.平行线法测量材料热物性的原理和方法[J].吉林工业大学学报,1991,1(1):47-54.  
ZHANG Zhong-jin,JIN Wen-gui. Principles and method for measuring the thermophysical properties of materials by using the parallel wire method [J]. Journal of Jilin University of Technology,1991,1(1):47-54.

(陈 滨 编辑)

factors being taken into account in a comprehensive way ,the lateral and longitudinal spacing of the spirally grooved tube bundles should be chosen as  $s_1 = 1.75$  to  $2 d$  and  $s_2 = 1.5$  to  $1.75 d$  respectively and the pitch should be chosen as  $P = 25$  to  $30$  mm while the groove depth should be chosen as  $e = 0.4$  to  $1$  mm. **Key Words:** spirally grooved tube , lateral/longitudinal spacing , pitch , groove depth , convection-based heat exchange outside tubes , heat transfer enhancement

**变密度多孔介质强化导热模型及实验研究 = Model for the Enhanced Heat Conduction of a Variable Density Porous Medium and Its Experimental Study** [刊 汉] YANG Li-hong , SUN Jin-xiang , SHEN Hang-ming ( College of Mechanical Engineering , Shanghai University of Science and Technology , Shanghai , China , Post Code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2014 29( 5) . - 515 - 520

With the section of an isothermal vessel serving as the object of study ,based on the model for porous media ,the vessel was filled at a variable density to enhance the heat conduction from the center to the wall of the vessel. Firstly , based on a model for the minimized heat resistance of the heat conduction in the steady state ,the two-layer and three-layer copper wire filling scheme at a variable density were determined. Secondly ,a test rig was set up according to the layered filling scheme and the effective heat conduction coefficient of the vessel was determined. Compared with the uniform filling scheme ,the heat conduction coefficient increased by 52.9% and 77.9% respectively. Finally ,a numerical simulation study was performed of the transient heat conduction under the condition of the vessel being filled at a variable density. Under the condition of the central temperature being  $200$  °C and the central thermal power being constant ,through the heat conduction for a certain time period ,the filling at a variable density minimized the temperature difference between the center and wall of the vessel. The foregoing research results show that based on the minimized heat resistance ,layered filling with copper wires at a variable density can enhance the heat conduction from the center to its surroundings. **Key Words:** isothermal vessel ,porous medium ,variable density ,enhanced heat conduction ,effective heat conduction coefficient

**碳纳米管堆积床导热及热松弛 = Heat Conduction and Thermal Relaxation of a Carbon Nano-tube Pile-up Bed** [刊 汉] KAN Wei-min , XIAO Xiao-qing ( Guangdong Academy of Electric Power Sciences , Guangzhou , China , Post Code: 510600) , ZHANG Xian-tao , CHENG Ting ( College of Power and Mechanical Engineering , Wuhan University , Wuhan , China , Post Code: 430072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2014 29( 5) . - 521 - 525

By employing the hot-wire method ,tested and measured were the heat conduction coefficient and heat transfer relax-