

# Numerical Simulation of Heat Transfer Properties in a Kiln-Style Pyrolysis Heater

Lijie Yin<sup>1</sup>, Dezhen Chen<sup>1</sup>, Hongliang Zhang<sup>2</sup>

1. Institute of Thermal and Environmental Engineering, Tongji University, Shanghai, 200092, China;

2. Shanghai Kimkey Environmental S&T Co., Ltd., Shanghai, 201506, China

y\_lj@tongji.edu.cn

**Abstract:** The heat transfer properties in a Kiln-style pyrolysis heater were numerically studied. The influences of material flow rate, flue-gas flow rate and rotational velocity of inner cylinder on convective heat transfer coefficient were analyzed. It is found that with the decrease of material flow rate and increase of flue-gas flow rate, the convective heat transfer coefficient is increased. While with the increase of rotational velocity of inner cylinder, the convective heat transfer coefficient is first increased, and then decreased.

**Keywords:** Kiln-style pyrolysis heater; convective heat transfer coefficient; numerical simulation

## 裂解加热器换热过程的数值模拟

尹丽洁<sup>1</sup>, 陈德珍<sup>1</sup>, 张洪亮<sup>2</sup>

1. 同济大学热能与环境研究所, 上海, 200092, 中国;

2. 上海金匙环保科技有限公司, 上海, 201506, 中国

Email: y\_lj@tongji.edu.cn

**摘要:** 数值模拟了裂解加热器内换热过程, 分析了物料流量、烟气流量以及换热器内筒旋转效应的影响, 并比较了各种情况下的换热系数。计算结果表明, 对流换热系数随物料流量的减少、烟气流量的增加而增加, 随着内筒转速的增加先增加后减少。

**关键词:** 裂解加热器; 对流换热系数; 数值模拟

### 1 引言

裂解加热器是目前环保领域一种重要的换热器, 常用的转筒式裂解加热器可用套管式换热器来简化, 传热系数较大且结构简单, 在石油、化工、动力等工业领域已有广泛的应用, 前人对换热器的研究也做过一定的工作, 欧阳新萍等<sup>[1]</sup>试验研究了多管型套管式换热器传热与流阻性能。B. Sahin 等<sup>[2]</sup>采用 PIV (Particle Image Velocimetry) 技术实验研究了平直翅片管式换热器内的流动特性, 研究发现在换热器后部形成了马蹄涡。Ye Yong Kim 等<sup>[3]</sup>采用 LCM (lumped capacitance method) 实验研究了换热器的对流换热系数, 研究发现 LCM 方法是用于 Bi 小于 0.8 的对流换热系数的测量。Zahid H. Ayub<sup>[4]</sup>提出一种采用图标方法计算管壳式换热器壳程的换热系数, 并指出该图标方法可以用于工程运用。廖百胜<sup>[5]</sup>比较了同心和偏心

国家“11.5”科技支撑项目资助(批准号: 2008BAC46B06)

结构套管式换热器的对流换热能力, 研究结果表明, 随着偏心距的增加, 套管的换热效率逐步下降。

目前关于裂解加热器的计算和设计尚未有确定的方法和设计规范。已有的研究以实验为主, 尚未有定型的算法。其计算将为裂解加热器的形式设计提供依据和参考。考虑到废物裂解时和加热器壁面接触的物料均炭化, 本文以烟气和炭粒为工质, 对套管式裂解加热器的换热过程进行数值模拟, 研究加热器内的温度分布, 讨论速度、质量流率等操作参数对加热器的换热效率的影响, 优化加热器的运行, 为进一步研究和控制加热器内化学反应过程奠定基础。

### 2 数学模型

#### 2.1 流动模型

质量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

式中  $u$  和  $\rho$  分别为流体速度和密度。

动量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j}) + \rho g \quad (2)$$

式中  $\mu$  为流体粘度。对于层流流动，流体粘度可按层流粘性系数确定，对于湍流流动，可按  $k-\epsilon$  双方程模型确定。

湍动能守恒方程：

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\frac{\mu_g}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j}) + G_k - \rho \epsilon \quad (3)$$

式中  $G_k$  为湍动能产生项：

$$G_k = \mu(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \quad (5)$$

式中， $\mu_g$  为流体湍流粘性系数， $\mu = \mu_l + \mu_t$ ，

$$\mu_t = C_{\mu} \rho_g k^2 / \epsilon。$$

湍动能耗散守恒方程：

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}) + \frac{\epsilon}{k} [C_1 G_k - C_2 \rho \epsilon] \quad (6)$$

系数  $C_1$  和  $C_2$  等见表1。

组分守恒方程：

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j Y_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \rho (D_i + \frac{v_t}{\sigma}) \frac{\partial Y_i}{\partial x_j} \right) \quad (7)$$

式中  $Y_i$  为组分的局部质量份额； $D_i$  为组分的分子扩散系数。

能量守恒方程：

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho C u_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{\rho v_t}{Pr} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] \quad (8)$$

式中  $C$  为气体比热； $Pr$  为气体普朗特数。

Table 1. Parameters used in the simulations

表 1 模型主要系数值

经验常数 $C_1$	1.44	经验常数 $C_2$	1.92
经验常数 $C_{\mu}$	0.09	经验常数	1.0
经验常数	1.3	经验常数	1.0

## 2.2 边界条件

常用的转筒式加热器的内筒和外筒壁面都采用无滑移边界条件， $u = k = \epsilon = 0$ ，近壁面处采用标准壁面函数。其中外筒为绝热壁面， $q_w = 0$ 。内筒采用耦合壁面，壁厚为 0.01m。

假定壁面附近粘性底层外，所计算问题的无量纲速度和温度服从对数分配定律，即

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) \quad (9)$$

无量纲速度受时均速度和湍流脉动的影响，则无量纲速度和无量纲距离可以表示为：

$$u^+ = \frac{uc_{\mu}^{1/4} k^{1/2}}{\tau_w / \rho}, \quad y^+ = \frac{yc_{\mu}^{1/4} k^{1/2}}{\mu / \rho} \quad (10)$$

根据局部平衡假设， $k = \frac{\tau_w}{\rho c_{\mu}^{1/2}}$   $\epsilon = \frac{c_{\mu}^{3/4} k^{3/2}}{\kappa y}$ 。

近壁面上区域的温度函数和组分函数分别采用下式表示：

$$T^+ = \begin{cases} Pr y^+ & y^+ < y_T^+ \\ Pr \left[ \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) + P \right] & y^+ > y_T^+ \end{cases} \quad (11)$$

$$Y^+ = \begin{cases} Sc y^+ & y^+ < y_T^+ \\ Sc \left[ \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) + P_c \right] & y^+ > y_T^+ \end{cases} \quad (12)$$

## 3 计算结果与讨论

Table 2. Parameters used for simulations

表 1 模拟所用参数

名称	符号	数值	单位
内筒直径	$D_1$	1360	mm
外筒直径	$D_2$	1520	mm
换热器长度	$L$	8600	mm
烟气进口流量	$G_1$	8200	$M^3/h$
烟气进口温度	$T_{1,in}$	973	K
物料进口流量	$G_2$	1.33	t/h
物料进口温度	$T_{2,in}$	300	K
烟气进口直径	$D_{3,in}$	450/400	mm
烟气出口直径	$D_{3,out}$	300	mm
物料进口直径	$D_{4,in}$	500	mm
物料出口直径	$D_{4,out}$	500	mm
烟气密度	$\rho_1$	1.225	$kg/m^3$
烟气比热	$C_1$	1404	J/kg-K
烟气导热系数	$\lambda_1$	0.0827	W/m-K
烟气粘度	$\mu_1$	8.7e-5	kg/m-s
物料密度		430	$kg/m^3$
物料比热	$C_2$	1200	J/kg-K
物料导热系数		0.23	W/m-K
物料粘度		1.5e-5	kg/m-s

图 1 给出了加热器结构示意图及网格划分。其中

烟气从加热器底部进入，沿环形夹套冲刷内筒，将热量通过内筒壁传递给物料后，从顶部流出。物料从内筒的左侧进入，吸收热量后从右侧流出。由于加热器结构复杂，以内筒中心轴为  $y=0$  轴，采用了混合网格，即在筒内和烟气夹套中采用六面体网格，在底部烟气槽道处采用四面体网格。计算所用参数见表 2。

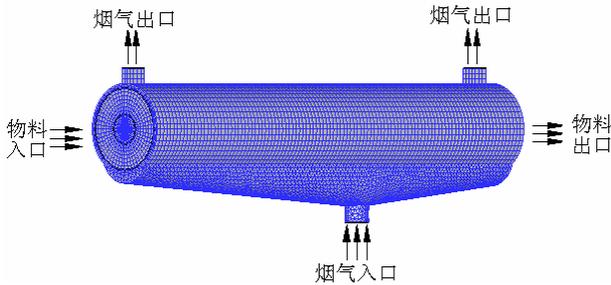


Figure 1. Structure scheme of Kiln-style pyrolysis heater  
图 1 转筒式加热器结构示意图

### 3.1 换热器内温度分布

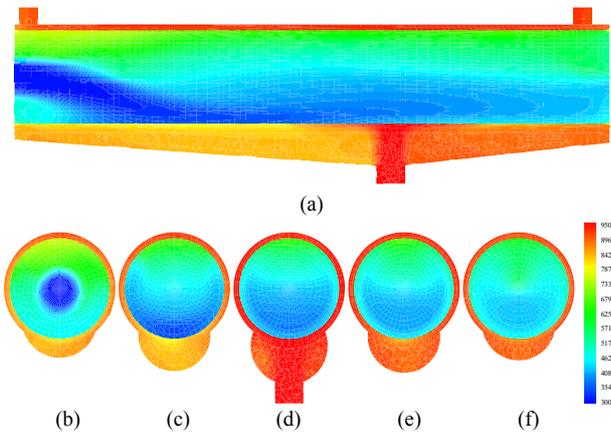


Figure 2. Contours of temperature in the heat exchanger  
图 2 加热器内温度分布

图 2 给出了裂解加热器内不同截面上的温度分布，其中图(a)表示沿  $yz$  平面的分布，图(b)~(f)分别表示垂直于物料流动方向， $x=0.5m$ 、 $3.0m$ 、 $5.5m$ 、 $7.0m$ 、 $8.5m$  截面上的温度分布。从图中可以看出，内筒中物料的温度沿流动方向逐渐升高；由于物料的密度比较大，物料从内筒的中间进入换热器后在重力的作用下向下运动，因此沿高度方向呈现顶部高，底部低的分布趋势。夹套内烟气的温度沿圆周分布比较均匀，其中靠近左侧物料入口处烟气由于逆流换热，换热强度较高，因此温度较低。

图 3 给出了内筒中物料温度沿轴向（流动方向）和高度方向的分布，其中(a)表示沿轴向分布，(b)表示沿高度方向分布。从图中 (a) 可以看出，沿轴向方向，物料的温度整体呈现先降低后增高的分布趋势，其中在靠近左侧入口处物料的温度较高，是由于在入口上下侧都出现了涡所造成的。从图 (b) 中可以看出，沿高度方向，在底部靠近内筒壁面的区域温度较高，中心区域温度较低，靠近顶部壁面区域的温度最高。

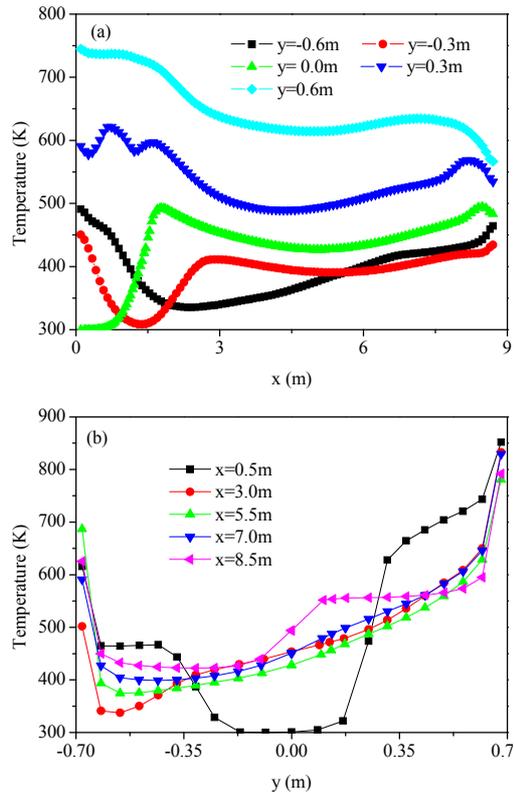


Figure 3. Temperature of material in axial and vertical direction  
图 3 物料温度沿轴向和高度方向分布

### 3.2 物料流量对换热效率的影响

图 4 表示不同物料流量时内筒中的物料温度沿轴向分布，从图中可以看出，不同物料流量时，物料的温度沿轴向分布趋势是相同的，物料的量越少，单位质量的物料吸收的热量越多，内筒中物料的温度越高，出口处物料的温度越高。实际运行中，若烟气的量一定，考虑到物料发生反应所需的最佳温度，可通过调节物料的量来进行控制。

对流换热系数反映了加热器的换热强度，通常采用下面的公式：

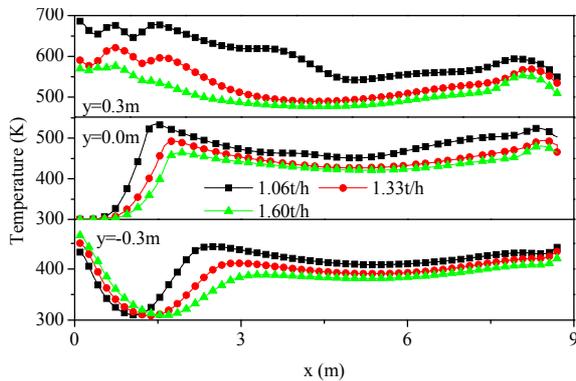


Figure 4. Effect of material flow rate on temperature  
图 4 物料流量对温度分布的影响

$$h = \frac{Q}{A\Delta T_m} \quad (13)$$

式中, h 表示对流换热系数, Q 表示换热量, A 表示换热面积,  $\Delta T_m$  表示平均温差。

$$\Delta T_m = \frac{(T_{1,in} - T_{1,out}) - (T_{2,out} - T_{2,in})}{\ln\left(\frac{T_{1,in} - T_{1,out}}{T_{2,out} - T_{2,in}}\right)} \quad (14)$$

式中  $T_{1,in}$ ,  $T_{1,out}$ ,  $T_{2,in}$ ,  $T_{2,out}$  分别表示烟气和物料的进口温度以及出口温度。

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} \quad (15)$$

D 表示当量直径, 这里取加热器内筒直径;  $\lambda$  表示导热系数。

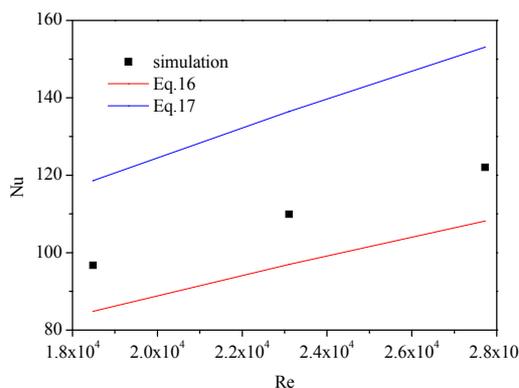


Figure 5. The convective heat transfer coefficient as a function of Re.  
图 5 不同雷诺数下的对流换热系数

图 5 给出了不同雷诺数下的对流换热系数, 不同的雷诺数对应不同的物料流量。从图中可以看出, 随着雷诺数的增加, 换加热器的对流换热系数不断增加。

物料流量降低为 80%, Nu 数降低为原来的 87.98%, 物料流量增加 20%, Nu 数增加 11.05%。

$$Nu = 0.26Re^{0.6}Pr^{0.37}\left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0.2} \quad (16)$$

$$Nu = 0.27Re^{0.63}Pr^{0.36}\left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0.2} \quad (17)$$

研究者们对加热器的对流换热系数已有大量的研究, 并且根据实验结果总结了各种各样的经验公式。公式 (16) 是空气横掠圆柱时的总结的经验公式, 公式 (17) 是横向冲刷管束的平均放热的经验公式。图中同时给出了根据经验公式 (16) 和 (17) 计算的结果, 本文的计算结果介于两者之间, 可能由于本模拟中取的是炭粉的表现物性, 因此距离两个公式计算结果都比较远。

### 3.3 烟气流对换热效率的影响

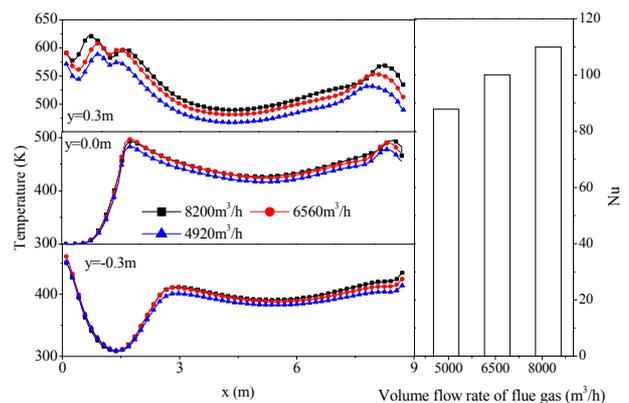


Figure 6. Effect of flue-gas flow rate on material temperature and convective heat transfer coefficient  
图 6 烟气流对物料温度和对流换热系数的影响

图 6 表示烟气流对物料轴向温度分布以及换热器对流换热系数的影响。从图中可以看出, 不同烟气流时, 物料温度沿轴向分布趋势类似, 烟气流越大, 单位时间内通过内筒壁传递给物料的热量越多, 内筒中物料的温度越高, 出口温度越高, 并且烟气流对内筒中上半部分物料的温度影响比较大。图中同时给出了不同烟气流下的 Nu 数, 烟气流越小, Nu 数越小, 其中烟气流为原来的 80%, 则 Nu 数降为原来的 91.04%, 烟气流为原来的 60% 时, Nu 数降为原来的 79.91%。

### 3.2 旋转内筒对换热效率的影响

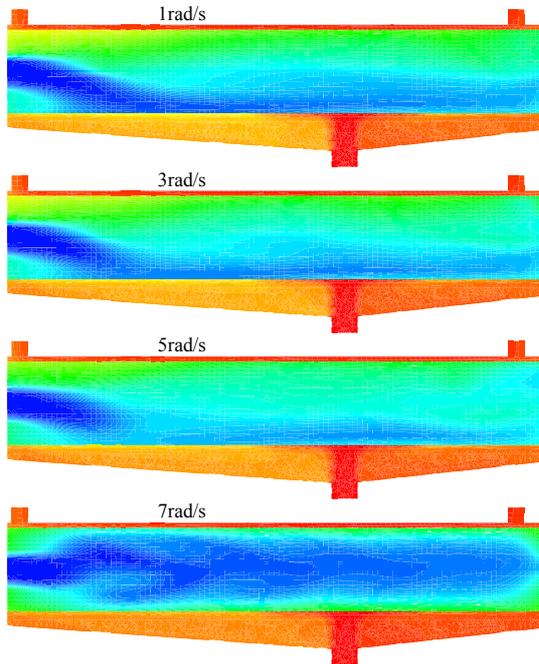


Figure 7. Contours of temperature at different rotational velocities of inner cylinder  
图 7 不同转速下加热器内温度分布

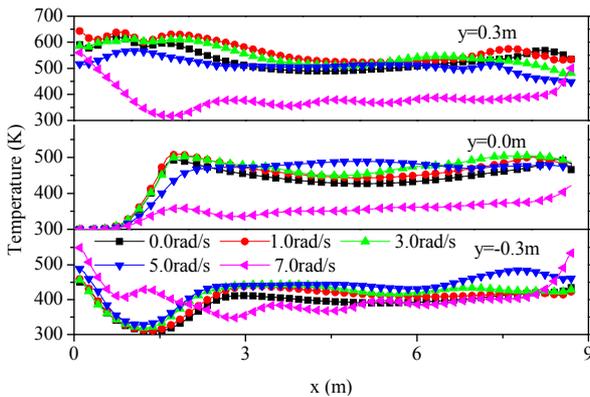


Figure 8. Effect of rotational velocity of inner cylinder on temperature  
图 8 内筒转速对物料温度的影响

为了使物料比较均匀的受热，通常采用将内筒转动的方式。图 7 给出了内筒不同转速下加热器内的温度分布。从图中可以看出，随着转速的增加，内筒中物料沿垂直方向温度分布逐渐均匀，但是当转速增加到 7rad/s 时，内筒中物料温度沿垂直方向逐渐对称。图 8 给出了不同转速下物料温度沿轴向分布。从图中可以看出，转速小于 5.0rad/s 时，物料沿轴向的温度

分布趋势与不旋转内筒时类似，转速越高，内筒中物料的温度越高；当转速达到 7.0rad/s 时，物料的温度反而降低，其中在靠近内筒上部区域的温度下降幅度更大，最大可达 250℃ 多。

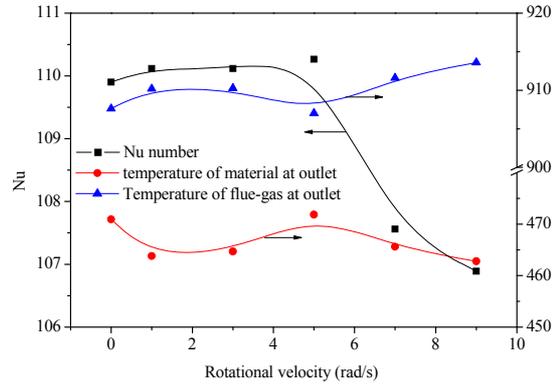


Figure 9. Effect of rotational velocity of inner cylinder on heat transfer efficiency  
图 9 转速对换热效果的影响

图 9 给出了不同转速下烟气和物料的出口温度以及加热器的 Nu 数。从图中可看出，旋转内筒后，物料温度沿高度方向逐渐变得均匀，底部的低温区域向上移动，物料的出口温度有所降低，烟气出口温度有所增加，结合图 7 和图 8，由于烟气与物料之间的温差增加，使得加热器的换热效率增加；随着转速的增加，内筒中物料温度分布越来越均匀，烟气与物料之间的换热强度逐渐增加，因此出口处物料的温度升高，烟气的温度降低，加热器的对流换热系数增大；进一步增加转速，在内筒中形成了低温通道，导致物料出口温度降低，烟气出口温度升高，加热器的对流换热系数下降。

综合图 7-9 可以看出，旋转内筒可以强化换热，但并非转速越大越好，随着转速的增加，内筒中物料由于离心作用出现了贴壁现象，在轴心处形成一个低温流动通道，不利用物料的统一受热，同时增加了烟气与物料之间的热阻，降低了换热效率。

## 4 结论

以烟气和炭粉为工质，对转筒式裂解加热器的换热过程进行了数值模拟，模拟中得到了加热器内的温度分布以及换热效率，模拟结果表明，内筒中物料温度沿高度方向逐渐增加，靠近上壁面区域温度最高；沿流动方向，轴心下方的温度逐渐增加，轴心上方由

于受加热器设计结构的影响，在靠近烟气出口的地方温度较高。加热器的换热效率随物料流量的增加而降低，随烟气流量的增加而增加。考虑内筒的旋转效应后，加热器的对流换热系数增加，但是当转速大于5rad/s时，内筒中的物料由于离心效应出现了贴壁现象，使得换热器的换热效率下降。

### References (参考文献)

- [1] OuYang Xinping, Liu Baoxing, Wu Guomei. Experimental Investigation of the Heat Transfer and Flow Resistance Performance of a Multi-tube Type of Double-tube Heat Exchanger. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*. 2002,17(99),235-238
- [2] B. Sahin, A. Akkoca, N.A. Öztürk, H. Akilli. Investigations of flow characteristics in a plate fin and tube heat exchanger model composed of single cylinder. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2006,27,522-530
- [3] Ye Yong Kim, Kui Soon Kim, Gi Ho Jeong, Sooin Jeong. An experimental study on the quantitative interpretation of local convective heat transfer for a plate fin and tube heat exchanger using the lumped capacitance method. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2006,49,230-239
- [4] Zahid H. Ayub. A new chart method for evaluating single-phase shell side heat transfer coefficient in a single segmental shell and tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*. 2005, 25,2412-2420
- [5] Liao Baisheng. simulation research of impact of heat exchanger capacity of Heat exchanger casing's structural changes. *Refrigeration & Air Condition*.2010,24(1),40-44