

# 不同宽度扭带传热与阻力特性试验研究

王泽宁 周强泰  
(东南大学动力系)

〔摘要〕 本文对管内扭带旋流装置在不同扭带宽度下的传热与阻力性能进行了试验研究,并得到了传热与阻力拟合式。

关键词 扭带 强化传热 湍流换热

分类号 TK222

## 1 引言

扭带是一种结构最简单的管内旋流装置,其几何结构如图 1 所示。扭带在管内旋转  $180^\circ$  轴向距离  $H$  与管子内径  $D_i$  之比,称为扭率,  $Y = \frac{H}{D_i}$  (1)

与管内粗糙表面强化方法相比,由于扭带可以方便地放入管中或从管中取出,而且可以预先加工好,因此在对现有管壳式换热器进行改造及清除积灰等方面有其独特的优势。

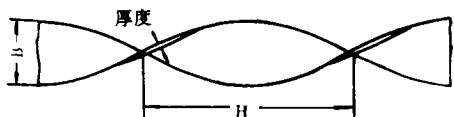


图 1 扭带的几何结构

在湍流工况下,扭带时常应用于气体和热流密度比较高的场合。研究表明,采用扭带插入物后,换热系数可提高到光管的 2 倍左右,但阻力增加得更多。因此许多研究者都在寻找一种方法使得扭带的阻力能明显下降而传热的降低又不太明显<sup>[1-2]</sup>,采用宽度不同程度上小于管内径的扭带就提供了这种可能。

同时在工业应用中为了便于扭带的置入或取出,扭带的宽度通常也小于管内径,而在文献中有关扭带宽度对传热影响这一重要现象的研究尚未见报道。

在本文中,在对 3 根不同扭率的紧配合扭带进行试验的基础上,对 6 根与管壁存在不同间隙且扭率不同的扭带进行了研究,以探索在不同扭率的情况下,扭带与管壁的间隙对传热的影响。

## 2 试验装置和扭带结构参数

### 2.1 试验装置

整个试验台系统图如图 2 所示。空气流程大致为:空气由罗兹鼓风机出来,进入过滤器及贮气筒;一部分由旁路排向大气,另一部分作为试验工质,经过调节阀、涡轮流量计及孔板流量,进入电加箱加热。由电加热箱出来的热空气进入混合箱,经过 1200 mm 长的稳定段,进入试验段。试验段长度为 1810 mm;试验段出来的空气进入出口混合箱,最后由扩压嘴排向大气。水的大致流程为水箱中的

收稿日期 1995-04-25

收修改稿 1995-06-07

水经水泵加压后,通过调节阀、涡轮流量计进入套管间,在套管内与管内空气进行逆流换热;最后进入冷却塔内冷却,再排入水箱循环使用。

从光管的试验结果与众多推荐公式的比较可看出,该试验台是比较可靠的<sup>[3]</sup>。

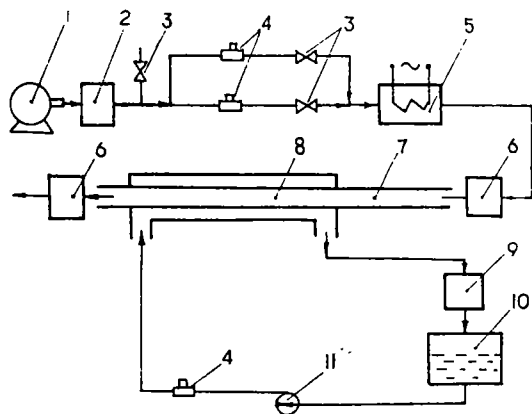


图2 试验台系统图

- 1. 罗兹鼓风机 2. 贮气罐 3. 旁路阀 4. 涡轮流量计或孔板流量计 5. 电加热箱 6. 混合箱 7. 进口稳定段 8. 试验段 9. 冷却塔 10. 贮水箱 11. 水泵

### 2.2 扭带的结构参数

用于扭带传热与阻力试验的试验管是 $\varphi 40 \times 1.5$ 的光管,传热试验段长度为1810 mm,对于阻力试验,取压孔间距离为2188 mm。

扭带由2 mm厚的扁钢扭制而成,材料为A3钢。宽度为36.5 mm、32 mm、27 mm的扭带各三根,共计9根,长度均为1.85 m左右,结构参数如表1所示。

对于间隙扭带,在扭带两侧相对应的数点用铜焊条堆焊,再用挫刀挫成符合置入光管中的宽度。

## 3 试验结果与分析

### 3.1 阻力试验结果与分析

图3、4和5分别示出了扭率 $Y$ 约为5.2、3.5、2.5时,扭带宽度的不同对摩擦系数的

影响。

表1 扭带的结构参数

| 符号 | 宽度 $B$<br>(mm) | 节距 $H$<br>(mm) | 扭率 $Y$<br>( $H/D$ ) | 扭角 $\theta$<br>( $\text{arc tg } \frac{\pi B}{2H}$ ) |
|----|----------------|----------------|---------------------|--|
| ■  | 36.5           | 91             | 2.46                | 32.2°  |
| ▲  | 36.5           | 131            | 3.54                | 23.6°  |
| ●  | 36.5           | 191            | 5.16                | 16.7°  |
| □  | 32.0           | 90             | 2.43                | 29.2°  |
| △  | 32.0           | 130            | 3.51                | 21.1°  |
| ○  | 32.0           | 195            | 5.27                | 14.5°  |
| ◻  | 27.0           | 91             | 2.46                | 25.0°  |
| △  | 27.0           | 130            | 3.51                | 18.1°  |
| ⊙  | 27.0           | 191            | 5.16                | 12.5°  |

对于紧配合扭带,图中还分别示出了 Manglik and Bergles<sup>[4]</sup>、Donevski *et al.*<sup>[5]</sup> 和 Watanabe *et al.*<sup>[6]</sup> 摩擦系数计算公式的预测值。从图中可见,紧配合扭带摩擦系数的试验结果与各计算公式都比较一致,其中与 Donevski *et al.* 计算公式符合得最好,在扭率 $Y$ 比较小的情况下,Watanabe *et al.* 计算公式的预测值在大 $Re$ 数范围( $Re > 4 \times 10^4$ )与试验结果相比略有偏高。

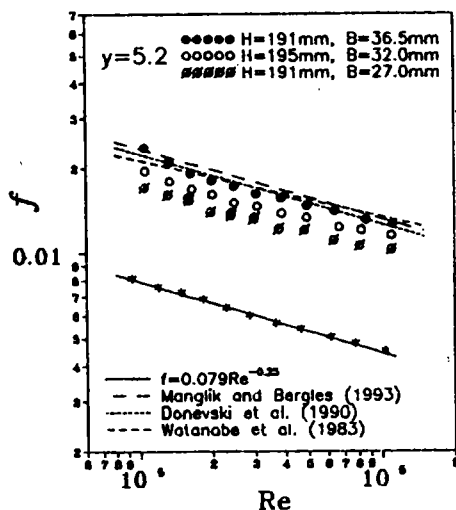


图3 扭率 $Y$ 为5.2时,扭带的宽度对摩擦系数的影响

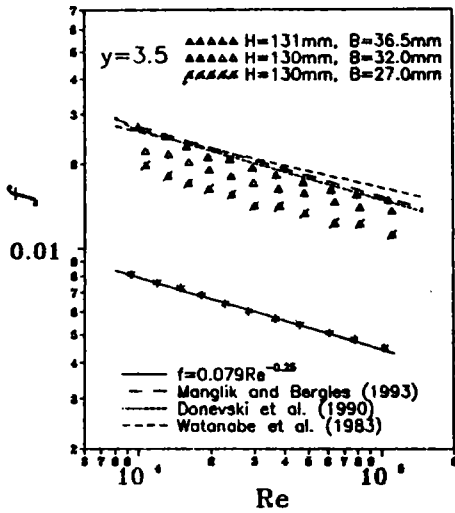


图 4 扭率 Y 为 3.5 时,扭带的宽度对摩擦系数的影响

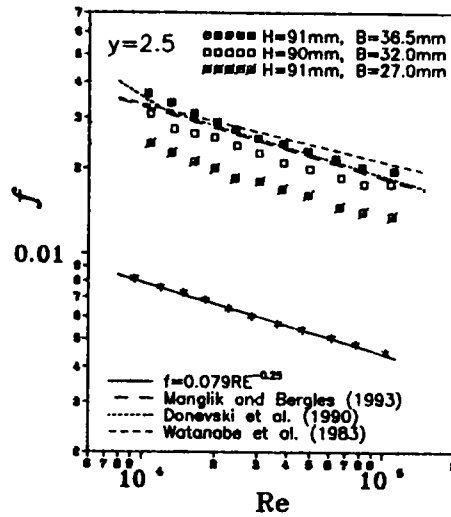


图 5 扭率 Y 为 2.5 时,扭带的宽度对摩擦系数的影响

对于扭带宽度对摩擦系数的影响,从图中可看出,摩擦系数随着扭带宽度的减小而下降,对于不同的扭率(2.5 < Y < 5.2),宽度为 32 mm 和 27 mm 扭带的摩擦系数下降幅度分别可达 8% ~ 16% 和 20% ~ 35%, Ayub and Al-Fahed<sup>(1)</sup> 在其关于间隙扭带摩擦系数的试验中发现,对于扭率 Y = 3.6 的扭带,摩擦系数随着扭带宽度的减小并非单调下降,某些情况下间隙扭带的摩擦系数反而高于紧配合扭带,这一点在本文试验中没有得到证实。此外, Ayub and Al-Fahed 未能给出试验结果拟合公式,因此在这里没有与本文试验结果进行比较。

### 3.2 传热试验结果与分析

图 6、7 和 8 分别示出了扭率 Y 约为 5.2、3.5 和 2.5 时,不同扭带宽度 B 对传热的影响。在图中还将本文紧配合扭带试验结果与 Manglik and Bergles, Donevski et al. 和 Watanabe et al. 推荐的计算公式进行了比较。

从图中可见,在高 Re 数 (Re > 4 × 10<sup>4</sup>), 情况下试验结果与 Manglik and Bergles, Donevski et al. 计算公式非常接近,而

Watanabe et al. 计算公式偏低于试验结果及其它计算公式。在低 Re 数时 (Re < 4 × 10<sup>4</sup>), 试验结果与 Donevski et al.、Watanabe et al. 计算公式比较相符,相比之下, Watanabe et al. 计算公式与试验结果符合得更好。Manglik and Bergles 计算公式在低 Re 数范围明显偏低于试验结果及其它推荐公式。

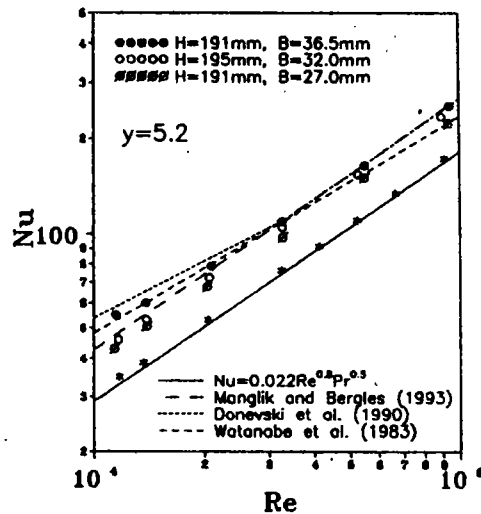


图 6 扭率 Y 为 5.2 时,扭带的宽度对传热的影响

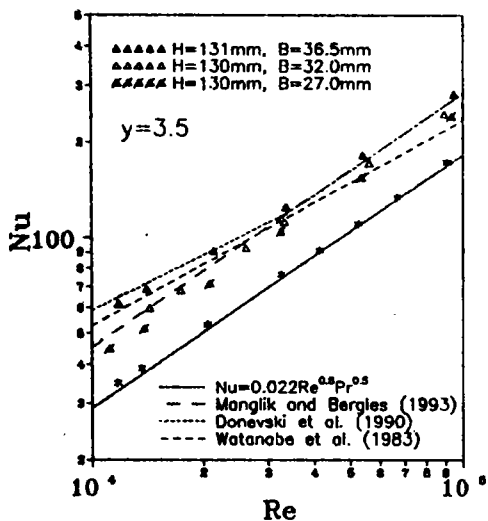


图 7 扭率  $Y$  为 3.5 时,扭带的宽度对传热的影响

对于扭带宽度的影响,从图中可见,随着扭带宽度的减小,换热系数有着不同程度的降低。对于不同扭率的扭带,当宽度  $B$  分别为 32 mm 和 27 mm 时,换热系数相对于紧配合扭带分别降低 7% ~ 16% 和 18% ~ 25% 左右。

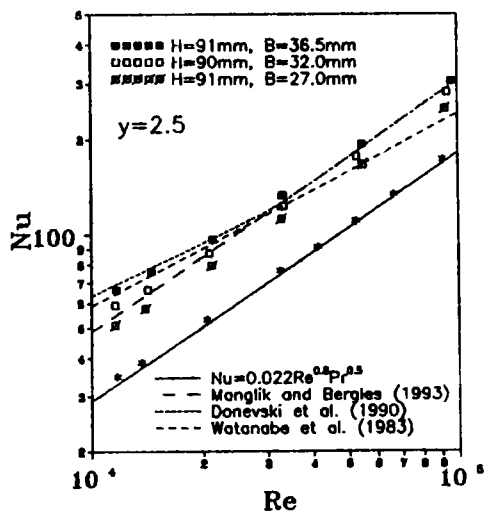


图 8 扭率  $Y$  为 2.5 时,扭带的宽度对传热的影响

#### 4 阻力与换热关联式

如果将间隙扭带的摩擦系数与扭带宽度、扭率及  $Re$  数等参数直接进行关联,由于试验数据点有限,可能不能得到具有代表性的关联式。

若假定间隙扭带的摩擦系数由两部分构成:(1)光管的摩擦系数;(2)扭带的存在导致摩擦系数增加的部分,其中后一部分与扭带的宽度有关,则摩擦系数拟合式的形式为,

$$f = (f_{h-u_1} - f_s) \left(\frac{B}{D_i}\right)^p + f_s \quad (2)$$

式中,

$f_s$ ——光管的摩擦系数,这里采用 Blasius 公式,  $f_s = 0.079Re^{-0.25}$ ;

$f_{h-u_1}$ ——紧配合扭带的摩擦系数,从前面的讨论可知,Donevski *et al.* 计算公式与本文试验结果最为接近,因此紧配合扭带的摩擦系数采用该公式进行计算。

对于式(2)中  $(B/D_i)$  的指数  $p$ ,对 9 根不同宽度和截距的扭带 102 个试验点拟合得到,采用式(2)计算得到的摩擦系数与试验结果的最大相对偏差为 8.9%,平均相对偏差为 2.89%。

$$p = 1.4 \quad (3)$$

同样,对于管内换热关联式也采用类似的形式,即

$$Nu = (Nu_{h-u_1} - Nu_s) \left(\frac{B}{D_i}\right)^q + Nu_s \quad (4)$$

式中,

$Nu_s$ ——光管的  $Nu$  数,  $Nu_s = 0.022Re^{0.8}Pr^{0.5}$ ;

$Nu_{h-u_1}$ ——紧配合扭带  $Nu$  数,在低  $Re$  数 ( $Re \leq 4 \times 10^4$ ) 时,采用 Watanabe *et al.* 公式计算;在高  $Re$  数 ( $Re > 4 \times 10^4$ ) 时,采用 Manglik and Bergles 公式计算。

对于上式中(B/D)指数q,对9根扭带54个试验点拟合得到,

$$q = 1.35 \quad (5)$$

采用式(4)计算得到的Nu数与试验值的最大相对偏差为8.0%,平均相对偏差为3.18%。

### 5 结论

(1) 对于紧配合扭带,阻力试验结果与Manglik and Bergles, Donevski *et al.* 计算公式符合得较好;传热试验结果在低Re数( $Re < 4 \times 10^4$ ) 时与Watanabe *et al.* 计算公式比较一致,在高Re数( $Re > 4 \times 10^4$ ) 时与Manglik and Bergles 和 Donevski *et al.* 计算公式比较接近。

(2) 对于间隙扭带,摩擦系数和换热系数随着扭带宽度的减小而单调地降低。

(3) 文中得到了间隙扭带的传热与阻力拟合式,该拟合式反映了扭带宽度对传热与阻力的影响。

附录:

Manglik and Bergles<sup>[4]</sup>, Donevski *et al.*<sup>[5]</sup>, Watanabe *et al.*<sup>[6]</sup> 推荐的计算公式。

由于公式太长,请参见文献[3],或原始文献。

### 参 考 文 献

- 1 Ayub Z H and Al-Fahed S F. The Effect of gap width between horizontal tube and twisted tape on the pressure drop in turbulent water flow. *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 1993,14(1),64-67
- 2 Saha S K, Gaitonde U N and Date A W. Heat transfer and pressure drop characteristics of turbulent flow in a circular tube fitted with regularly spaced twisted-tape elements. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1990,3,632-640
- 3 王泽宁.管内单相流体复合强化传热研究.东南大学博士学位论文,1995
- 4 Manglik R M and Bergles A E. Heat transfer and pressure drop calculations for twisted-tape inserts in isothermal tubes, Part I - transition and turbulent flows, *ASME J. Heat Transfor*, 1993,115,890-896
- 5 Donevski B *et al.* Analysis of tubeside laminar and turbulent flow heat transfer with twisted tape inserts. *Heat Transfer Enhancement and Energy Conservation*. Hemisphere Pub. Co. . 1990.175-185
- 6 Watanabe K *et al.* Heat transfer augmentation in tubular flow by twisted tapes at high temperatures and optimum performance. *Heat Transfer -Japanese Research*. 1983. 12(3):1-31

(渠源 编辑)

作者简介: 王泽宁,1969年生,1995年5月东南大学动力系电厂热能动力工程专业毕业,获工学博士学位。现从事火电厂生产过程自动化,锅炉数学模型及能源利用等方面的研究。(通讯处:210003南京323信箱自控所)

技术交流、产品动态栏目为您服务

氢燃联合循环中两种回热网络的优化与比较=The Optimization and Comparison of Two Kinds of Regenerative Network in a Combined Hydrogen and Gas Turbine Cycle[刊,中]/Xiong Mengqing, Gu Ruiying, Liu Xianbao(Xi'an Architectural University of Science & Technology)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power.-1996,11(3):129~133

In a combined hydrogen and gas turbine cycle the heat capacity of gas turbine exhaust is greater than that of compressed air and considerably greater than that of hydrogen. The gas turbine exhaust is first divided into two flows, which are utilized to respectively preheat the compressed air and hydrogen, and then the two flows are united to heat the regenerative network of low-temperature hydrogen. Such an approach as compared with the regenerative network, under which the gas turbine exhaust first preheats the compressed air and then preheats hydrogen, can effectively increase the entry temperature of the hydrogen turbine, thereby augmenting the specific power output and thermal efficiency of the combined cycle and reducing the fuel hydrogen consumption. In this paper a process energy combination method is used to conduct the optimization analysis of two kinds of regenerative network. In addition, a quantitative comparison is performed of the combined cycle performance of the regenerative network after using the two kinds of optimization. Key words: liquid hydrogen, combined cycle, hydrogen turbine, gas turbine, process energy combination

不同宽度扭带传热与阻力特性试验研究=An Experimental Study of Different-width Twisted Band Heat Transfer and Resistance Characteristics[刊,中]/Wang Zening, Zhou Qiangtai(Southeastern University)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 1996,11(3):134~138

An experimental study has been conducted of the heat transfer and resistance characteristics of different-width twisted bands for a vortex flow device with inner-tube twisted bands. Also obtained is a fitting equation of heat transfer and resistance. Key words: twisted band, intensified heat transfer, turbulent flow heat transfer

无烟煤飞灰循环增压流化床燃烧试验研究=Experimental Investigation on Anthracite Combustion Characteristics in a Pressurized Fluidized Bed with Fly-ash Recycling[刊,中]/Liu Qianxin, Liu Kunlei, Zhang Mingyao(Heat Engineering Research Institute of Southeastern University)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 1996,11(3):139~142

Yangquan anthracite combustion test was conducted on a SEU-PFBC plant. Studied was the effect on combustion efficiency of fluidizing speed, fluidized bed depth and temperature. Test results show that a combustion efficiency of 99.8% can be attained with the use of recycled fly-ash. Key words: fluidized bed, combustion/pressurization, fly-ash recycling

MPS磨煤机旋转分离器两相阻力特性的试验研究=An Experimental Study on the Two-phase Resistance Characteristics of a MPS Grinding Mill Rotating Separator[刊,中]/Lou Xinsheng, Kong Wenjun, Zhang Mingchun, Luan Qingfu(Central China University of Science & Technology)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 1996,11(3):143~146

The authors give a brief analysis of the mechanism of formation of two-phase flow resistance within the rotating separator of a MPS grinding mill. An experimental study is performed as to the effect on the above-cited resistance of such main factors as air flow rate, rotating speed and coal concentration, etc. From the viewpoint of resistance characteristics proposed is the basic principle to be followed during the design of rotating separators. Key words: separator, coal grind-