

叉排扰流柱排列参数对旋转矩形通道 对流换热特性的影响

南京航空航天大学
燃气涡轮研究院

吉洪湖*
王代军

玉宝官
邓化愚

【摘要】 本文用实验的方法研究了叉排扰流柱阵列的排列参数对旋转矩形通道对流换热特性的影响。实验共采用了 6 个模型, 扰流柱的排列参数 S_n/d 的取值为 5.0, 6.5 和 8.0, S_p/S_n 为 1.2, 1.6 和 2.0, 其中 d 为扰流柱的直径, S_n 为扰流柱横向间距, S_p 为 2 倍的纵向间距。结果表明, 在实验范围内, 纵向排列参数 S_p/S_n 的取值介于 1.2 和 1.6 之间为好; 扰流柱横向排列参数 $S_n/d=5$, 即最密时, 最有利于换热, 但应综合考虑其引起的流阻损失。

主题词: 旋转 对流换热 实验

自由词: 扰流柱 矩形通道

分类号: V231.1 TK124

1 引言

国外对旋转管流的研究着手较早。如在 50 年代 Barua^[1] 等人就开始对旋转光滑管内的流场、压力场、温度场进行了分析研究; 此后人们(如 Harasgama^[2]) 对多种截面形状的旋转通道的传热进行了研究。近年来, 粗糙管旋转换热的研究受到了人们的重视, 如 Zhang 和 Chiou^[3] 研究了带肋矩形截面蛇形通道的换热特性; Hsieh 和 Liu^[4] 研究了两面光滑、两面带肋的方管 and 矩形管的换热特性; Hsieh 和 Hong^[5] 对单通道粗糙方管的换热特性作了研究。以上这些研究一般认为旋转将加强换热, 但对通道各个表面的局部换热特性, 各研究的结果有所不同。

国内对旋转涡轮叶片内冷通道的换热也作了一些工作, 如王宝官和丁小江^[6] 进行了旋转光滑圆管的换热研究; 王武^[7] 作了旋转光滑方管和收缩通道的换热实验。本文作者^[8] 对一个带有叉排扰流柱阵列的矩形通道在旋转状态下的对流换热进行了初步的实验研究。实验结果表明: 在雷诺数(定义为 $Re \equiv \rho V D / \mu$, 其中 D 为通道无扰流柱处的当量直径) 的试验范围内 (12000~45000), 在相同转动数($Ro \equiv \Omega D / V$) 下, Re 越大, 换热系数增加得越多; 旋转不仅增加了通道后表面的换热, 也增加了前表面的换热, 且换热随 Ro 的增加而增加; 由于通道内扰流柱的影响, 沿通道轴向换热系数是单调增加的。为了研究叉排扰流柱的排列参数对传热特性的影响, 本文对 6 个实验模型进行了比较研究。

2 实验模型

本实验所用的实验装置在参考文献[8]中已作了详细的描述, 本文不再重复。实验模型的

结构如图 1 所示。通道无扰流柱处的最大截面 A 为 $52 \times 8 \text{ mm}^2$, 对应的当量直径 $D(\equiv 4A / C)$ 为 13.8 mm 。模型通道全长 270 mm , 其中无扰流柱的不加热段长为 58 mm , 由胶木材料制成, 起整流和模型安装的作用; 带扰流柱的加热段长为 212 mm , 这一段的通道壁面(厚为 3 mm)和扰流柱均采用黄铜材料制作。直径 d 为 2 mm 的横穿通道的扰流柱按叉排方式排列, 其排列参数由表 1 给出。

表 1 实验模型的几何参数

模型号	1	2	3	4	5	6
S_n/d	6.5	6.5	6.5	5.0	8.0	光滑通道
S_p/S_n	1.2	2.0	1.6	2.0	2.0	光滑通道
A_r/A	15.4%	15.4%	15.4%	23.1%	15.4%	0

其中 S_n 为扰流柱横向间距, S_p 为 2 倍的纵向间距, A_r 为扰流柱总阻塞面积。模型 5 是参考文献[8]中所采用的模型, 模型 6 是光滑通道为参考模型。通道轴线与旋转轴线垂直, 矩形通道的长边与转轴平行, 冷却气流径向朝外。

3 实验结果分析

影响带扰流柱阵列的旋转矩形通道换热的主要因素有: 雷诺数 Re 、转动数 Ro 、雷莱数 $Ra(\equiv Z\Omega^2\beta\triangle TD^3Pr/\nu^2)$ 、普朗特数 $Pr(\equiv \mu c_p/\lambda)$ 、模型的轴向位置 Z/D , 扰流柱的排列形式及参数 S_n/d , S_p/S_n 和 A_r/A 等。在本实验中 Pr 为 0.72 , Ra 数为 5×10^5 量级。实验数据采用与参考文献[8]相同的方法处理。

3.1 雷诺数 Re 、转动数 Ro 及通道轴向位置的影响

作为参考, 图 2 给出了光滑通道在静态时的壁面各点局部努塞尔数 $Nu_s(\equiv hD/\lambda)$ 在不同

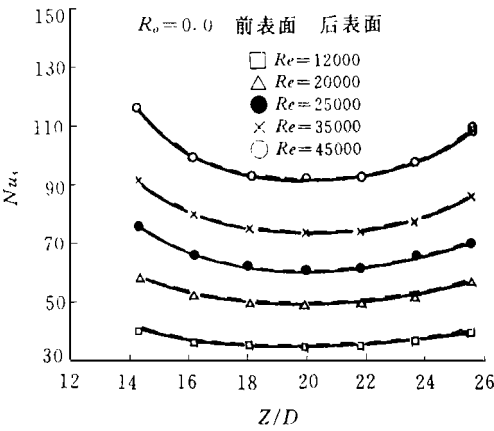


图 2 光滑通道静态时 Nu_s 沿通道轴向随 Re 的变化

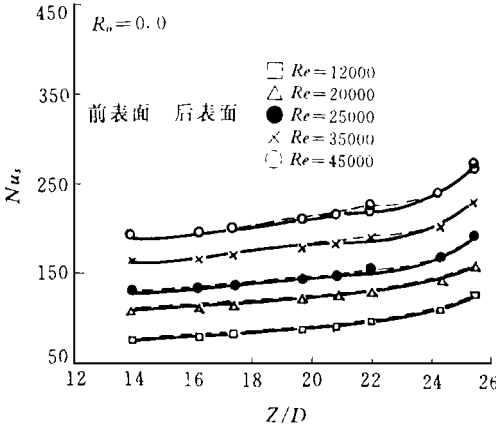


图 3 模型 5 静态时 Nu_s 沿通道轴向随 Re 的变化

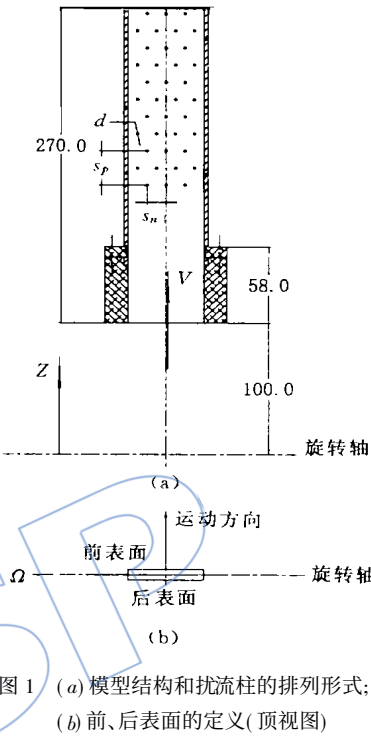


图 1 (a) 模型结构和扰流柱的排列形式;
(b) 前、后表面的定义(顶视图)

雷诺数 Re 时沿通道轴向的分布(注: 图中通道前表面和后表面的实验点用相同的符号表示, 但前表面各点的连线为实线, 后表面的连线为虚线)。在同一雷诺数下, 在通道进口处, Nu_s 数较大, 随着 Z/D 的增大, Nu_s 数先不断降低, 然后趋于平缓, 在轴向位置 Z/D 大约为 20 的地方(相当于模型通道的中部)换热系数最低, 然后缓慢增加, 在通道出口附近增加的速度较大。这主要是由于 Z/D 较小时, 附面层较薄, 对流换热比较显著, 因而 Nu_s 数较大。随着 Z/D 的增大, 附面层变厚, 不利于对流换热, 导致 Nu_s 数逐渐下降。在 $Z/D > 20$ 后, 换热系数也有所回升。前后表面的实验结果重复得很好表明系统的实验误差可忽略。

在静止状态下, 当相同雷诺数 Re 时, 有扰流柱的模型沿着通道轴向各点的局部换热系数与光滑通道模型对应点的换热系数有明显的区别。模型 1~模型 4 的实验结果与模型 5 的结果^[8]相类似(图 3), 随着 Re 数的增加, 各测点局部 Nu_s 都增大; 随着 Z/D 的增加, Nu_s 呈单调上升的趋势。在通道进口附近, Nu_s 升高得较缓慢, 随着 Z/D 的增加, Nu_s 的增加速度不断加大, 到出口附近 Nu_s 的升高幅度最大, 这主要是由于扰流柱的存在, 使得沿 Z 方向紊流度不断加大的原因。

旋转对光滑通道的换热的影响可由图 4(a) 看出, 图中纵坐标 Nu/Nu_s 反映了旋转时通道的努塞尔数与同一通道静止时的努塞尔数之比。在给定的转动数 Ro 下, 通道前表面从进口一直到出口附近各点的 Nu/Nu_s 值几乎不变或略有下降, 只是到出口时, 才有所增加。而后表面各点的换热能力都高于前表面的对应点。并且转动数越大, 前后表面换热系数的差异越大。这主要是由于后表面为压力面, 边界层趋于不稳定, 有大尺度的涡存在, 而前表面为低压面, 边界层较稳定, 向紊流的转捩较后表面为晚^[9]。旋转对带扰流柱的各模型的换热影响是类似的, 作为例子图 4(b) 给出了模型 5 的 Nu/Nu_s 分布。可以看出, 首先旋转提高了通道的换热能力, 并且转动数越大换热能力的提高幅度越高; 另外, 前后表面换热特性的差异变小(参见文献[8]), 且都随通道轴向距离的增加而单调上升。

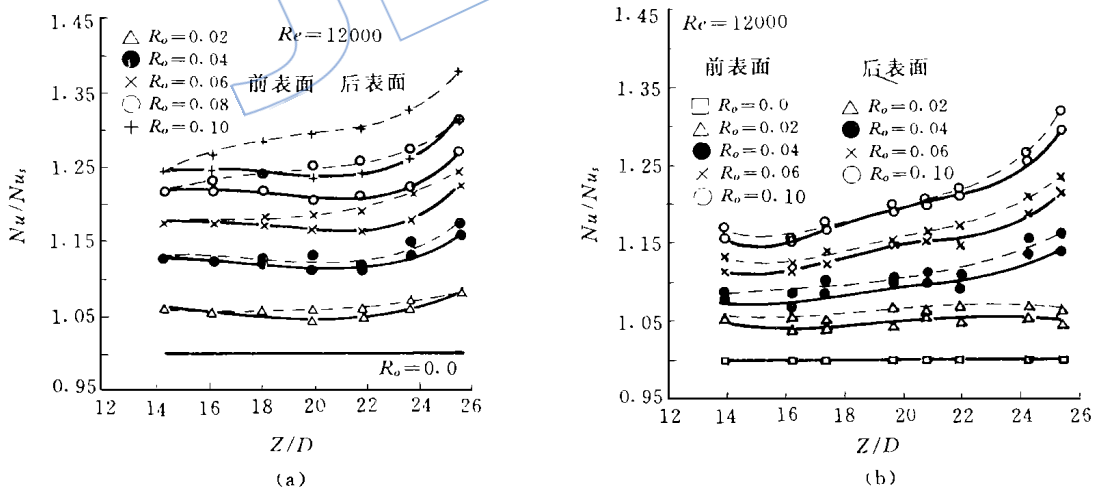


图 4 模型 6 和模型 5 不同转动数时 Nu/Nu_s 沿通道轴向的分布(a. 模型 6; b. 模型 5)

造成各模型 Nu/Nu_s 沿通道轴向呈上述分布的一部分原因是当 Z/D 变大时, 各局部点离心浮升力增大, 导致近壁处气流的扰动加强, 有利于换热。另一部分原因是实验中流动处于进口段, 在靠近进口处气流速度分布较均匀, 哥氏力引起的二次流较弱, 对换热影响较小。随着

Z/D 的增大, 在中心区域流体的速度逐渐增大, 而靠近壁面的附面层内的气流速度较小, 受哥氏力作用产生的二次流加强, 增大了通道内的扰动, 有利于换热, 从而使 Z/D 较大时, 换热增加的程度也加大。

3.2 扰流柱排列参数 S_p/S_n 对换热的影响

模型 1, 2, 3 的扰流柱的排列参数 S_n/d 相同, S_p/S_n 不同, 其中模型 1 的 S_p/S_n 为 1.2, 模型 2 的为 2.0, 模型 3 的为 1.6。比较这三个模型, 可说明扰流柱排列参数 S_p/S_n 对通道换热的影响。首先来看一下这三个模型在静态时 Nu_s/Nu_0 沿通道轴向的分布(其中 Nu_0 是对应光滑圆管充分发展紊流的平均努塞尔数, 即 $Nu_0 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$)。图 5 是 $Re = 12000$ 时 3 个模型的比较, 图中还加上了光滑通道模型 6 的实验结果。可以看出, 光滑矩形通道的 Nu_s/Nu_0 值在通道两端约大于 1, 在通道中间部分约小于 1, 其平均值约等于 1, 即静态时光滑矩形通道与光滑圆管的换热接近; 带扰流柱的模型 1, 2, 3 的换热明显大于光滑通道模型 6, 且 Z/D 越大, 这种趋势越明显, 模型 3 出口处 Nu_s 甚至已达光滑管 Nu_0 的 4 倍。这些都说明扰流柱对通道内的换热有极大的强化作用。图 5 还表明模型 3 各点的 Nu_s/Nu_0 值都比模型 2 约大 0.5 左右; 模型 1 的换热沿通道轴向的分布与前两个模型有所不同, 在 $Z/D < 22$ 时, 换热沿轴向的变化很小, 当 $Z/D > 22$ 之后, 换热开始缓慢地单调增加。在 $Z/D < 22$ 时, 模型 1 的换热最好, 当 $Z/D > 22$ 之后, 模型 1 的换热反而小于模型 3, 但仍大于模型 2。

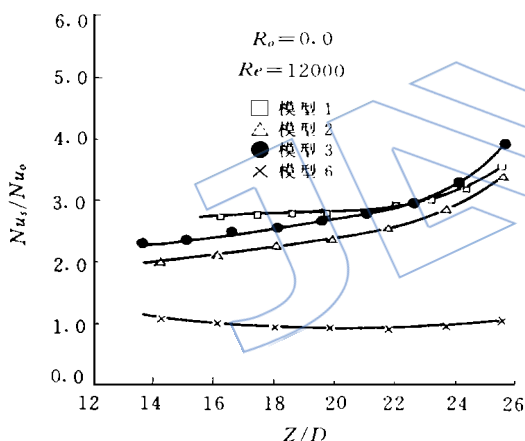


图 5 模型 1, 2, 3, 6 在静态时 Nu_s/Nu_0 的比较

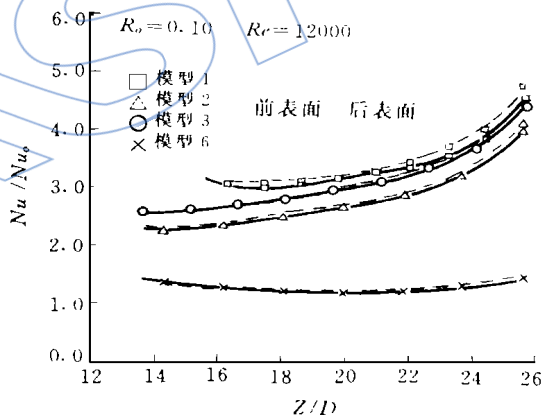


图 6 模型 1, 2, 3, 6 在 $Ro = 0.1$ 时 Nu/Nu_0 的比较

图 6 是旋转状态($Ro = 0.1$)下模型 1, 2, 3, 6 的 Nu/Nu_0 沿通道轴向的分布。图中曲线的变化趋势与图 5 静态时的趋势是基本一致的。但是从前面对 Ro 数的分析中可知, 此时的值都比对应雷诺数下静态时的值大。事实上, 与 $Ro = 0.02$ 和 0.06 时的实验相比较说明(因篇幅限制, 本文未给出曲线图), 转动数 Ro 越大, Nu/Nu_0 的值越大。另外, 转动时, 各模型后表面的换热都略大于前表面的换热。

S_p/S_n 这个参数实际上反映了上游扰流柱的尾迹对下游扰流柱及通道壁面换热能力的影响。在实验所考察的范围内, S_p/S_n 的取值选在 1.2 和 1.6 之间较好。

3.3 扰流柱排列参数 S_n/d 对换热的影响

参数 S_n/d 反映了扰流柱阵列内横向排列的疏密程度, 在一定的程度上也反映了通道的阻

塞面积比。它对通道换热的影响通过比较模型 2, 4, 5 的结果来说明。图 7(a) 和图 7(b) 是静止状态下 $Re=12000$ 和 25000 时模型 2, 4, 5, 6 的 Nu_s/Nu_0 沿通道轴向的分布。在这些图中可以看出模型 2 和 5 沿轴向的换热变化规律差别非常小, 而模型 4 的换热要比这两个模型高得多, 光滑通道模型 6 的换热仍然远远小于扰流柱通道。沿通道轴向, 模型 2, 4, 5 的换热都是单调增加的, 通道出口附近, 大约在 $Z/D > 22$ 之后, 各模型的换热增加得较快, 且模型 4 的这种特征尤为明显。图 7(a) ($Re=12000$) 与图 7(b) ($Re=25000$) 的比较显示: Re 较大时, 模型 2 的换热优于模型 5, 即雷诺数对模型 2 的影响较大。

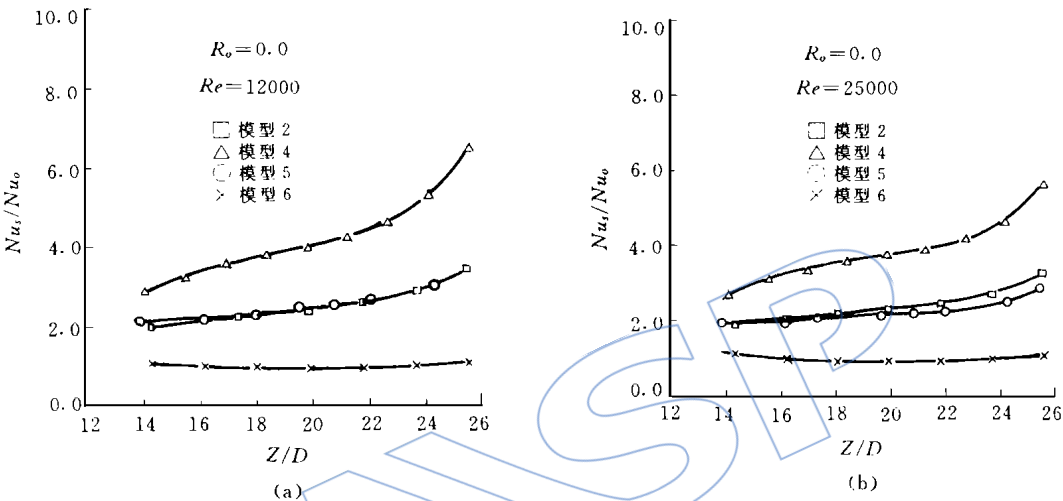


图 7 模型 2, 4, 5, 6 在静态时 Nu_s/Nu_0 的比较 (a. $Re=12000$ b. $Re=25000$)

图 8 是模型 2, 4, 5, 6 在转动数 $Ro=0.08$ 时的换热比较。比较图 7(a) 和图 8, 可以发现, 静态时曲线非常接近的模型 2 和 5 的换热分布, 当转动数为 0.08 时二者却拉开了距离, 变为模型 5 的换热明显优于模型 2, 也即旋转使模型 5 的换热量增加得更多, 模型 5 对旋转的作用更为敏感。这与雷诺数对这两个模型的作用相反(图 7b)。所有这几张图也说明, 带扰流柱通道的换热明显大于光滑通道, 且越往下游这种趋势越明显。

无论是静态还是旋转状态下, 模型 4 的换热系数都明显大于其它模型, 这是因为模型 4 的 S_n/d 最小, 扰流柱横向排列最密, 换热面积增加的最多。但是, 模型 4 的扰流柱阵列的总阻塞面积比最大, A_r/A 为 23.1%, 而其余模型仅为 15.4%。可以推断, 模型 4 的高换热能力必然伴随着高的流阻损失。

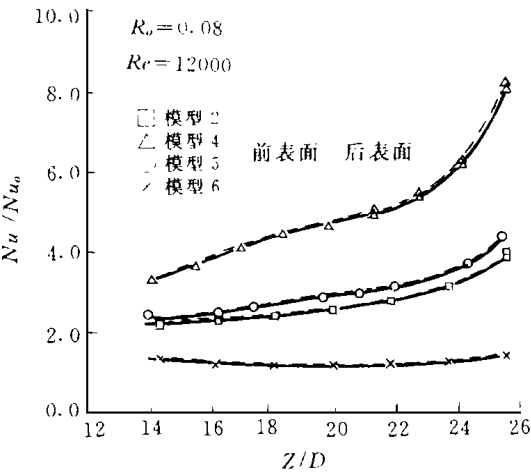


图 8 模型 2, 4, 5, 6 在旋转时 Nu/Nu_0 的比较

4 结 论

(1) 随着雷诺数 Re 和转动数 Ro 的提高, 本文所有通道的换热系数都提高, 并且, 由于通道内扰流柱的影响, 换热系数沿通道轴向单调增加。(2) 旋转时, 光滑通道前、后表面的换热系数升高的程度不同, 后表面换热系数高于前表面换热系数; 带扰流柱的通道前、后表面的换热系数的差别减小。(3) 在实验所用的 3 个 S_p/S_n 值(1.2, 1.6, 2.0)中, 1.2 和 1.6 对换热较为有利。(4) 在实验所用的 3 个 S_n/d 参数(5.0, 6.5, 8.0)中, 5.0 对换热最为有利。但实际应用中应综合考虑由它引起的流阻损失。

参 考 文 献

- 1 Bariu A N. Secondary Flow in a Rotating Straight Pipe. Proc. Roy. Soc. A., 1954~1955, 227: 133- 139
- 2 Harasgama S P, Morris W D. The influence of Rotation on the Heat Transfer Characteristics of Circular, Triangular and Square- Sectioned Coolant Passages of Gas Turbine Rotor Blades. Journal of Turbomachinery, 1988, 110: 44- 50
- 3 Zhang Y, Chiou J. Local Heat Transfer Distribution in a Rotating Serpentine Rib- Roughened Flow Passage. Journal of Heat Transfer, 1993, 115: 560- 567
- 4 Hsieh S S, Liu W J. Uneven Wall Heat Flux Effect on Local Heat Transfer in Rotating Two- Pass Channels with Two Opposite Ribbed Walls. Journal of Turbomachinery, 1996, 118: 864- 875
- 5 Hsieh S S, Hong Y J. Heat Transfer Coefficients in an Orthogonally Rotating Duct with Turbulators. Journal of Heat Transfer, 1995, 117: 69- 78
- 6 王宝官, 丁小江. 模拟涡轮旋转叶片冷却通道换热的初步实验研究. 航空动力学报, 1989, 4(3): 280- 282
- 7 王武. 模拟涡轮叶片内部冷却通道的方管和收缩管的旋转模型的对流换热研究:[硕士学位论文]. 南京航空航天大学, 1996
- 8 王代军, 吉洪湖, 王宝官. 带有叉排扰流柱阵列的旋转矩形通道的对流换热实验研究. 重庆: 中国工程热物理学会传热传质学学术会议, 论文编号 973083, 1997
- 9 Ji Honghu. An Experimental Investigation of Two Rotating Turbulent Shear Flows with Gas- Turbine Applications. PhD Thesis, University of Manchester, Faculty of Technology, 1994

(责任编辑 杨再荣)

FULL- LENGTH PAPERS

FUZZY THEORY OF NONDESTRUCTIVE TESTING AND ITS APPLICATION

Fu Huimin and Liu Dengdi

(*Institute of Solid Mechanics, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083*)

ABSTRACT

The uncertainty in the flaw size determination and the flaw detection has been studied, and a fuzzy theory of nondestructive testing (NDT) is established. The mathematical relations between the measured flaw sizes by NDT and the actual flaw sizes is presented. The distribution of true flaw sizes is obtained at a given measured flaw size. Fuzzy interval evaluation and membership degree of the flaws exceeding the specified size are given. Thus a quantitative method for determining the actual flaw size is successfully developed to make full use of the measured flaw sizes from different NDT sources. The new concepts of fuzzy life estimation, fuzzy fracture criterions, fuzzy damage tolerance design, fuzzy assessment of the pressure vessel integrity should be put forward on the basis of the fuzzy theory of NDT.

Key Words Nondestructive testing Fuzziness Reliability Quantitative analysis
Signal analysis

EFFECT OF ARRANGEMENT OF STAGGERED PIN FINS ON HEAT TRANSFER OF ROTATING RECTANGULAR DUCTS

Ji Honghu and Wang Baoguan

(*2nd Dept. Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016*)

Wang Daijun and Deng Huayu

(*Department of Power Engineering, Xindu 610500*)

ABSTRACT

An experimental research was conducted to investigate the effect of the arrangement of staggered pin fins on convective heat transfer of rotating rectangular ducts. Six test models were used in this experiment, which cover a parameter range of $S_n/d = 5.0, 6.5$ and 8.0 , $S_p/S_n = 1.2, 1.6$ and 2.0 , where d is the diameter of the pin fin, S_n and S_p are the transverse space and twice the axial space between pin fins respectively. The results in the experimental range show that, the axial parameter, S_p/S_n between 1.2 and 1.6 will give the best result; in the transverse direction $S_n/d = 5.0$ gives the highest heat transfer coefficient, but the pressure drop caused by this arrangement should be considered.

Key Words Pin fin Rotating Rectangular duct Heat transfer Experiment