

小高径比扰流柱通道的换热和流动特性

王龙飞, 王松涛, 卢少鹏, 罗磊, 温风波
(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院 发动机气体动力研究中心, 哈尔滨 150001)

摘 要: 采用数值计算的方法,对涡轮叶片尾缘处圆形扰流柱冷却通道的换热性能和流动特性进行了研究,分析进口雷诺数和扰流柱间距对通道换热和流动特性的作用过程. 研究表明:进口雷诺数的提高能够有效改善通道端壁的换热性能,但这种改善能力随着进口雷诺数的提高而逐渐减弱,同时降低通道的压力损失系数. 在两种间距中,流向间距是影响端壁换热的主要因素,随着流向间距的减小,通道换热性能逐渐变好,压力损失系数降低;横向间距是影响通道流动损失的主要因素,两者大小成反比关系. 在通道计算中,扰流柱平均换热性能约是端壁平均换热性能的 1.8 倍,端壁换热权重约是换热面积比 0.824 倍,同时该权重几乎不受进口雷诺数的影响.

关 键 词: 小高径比扰流柱; 换热改善; 压力损失系数; 燃气涡轮; 进口雷诺数; 扰流柱间距

中图分类号: V231.1 **文献标志码:** A

Heat transfer and flow characteristics of low aspect ratio pin-fins in cooling channel

WANG Long-fei, WANG Song-tao, LU Shao-peng,
LUO Lei, WEN Feng-bo
(Aerodynamic Research Center of Engine Power,
School of Energy Science and Engineering,
Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: Numerical simulation was conducted to investigate the heat transfer and flow characteristics of low aspect ratio cylinder pin-fins arrays in turbine blade trailing edge cooling channel, and analyze the action process of inlet Reynolds numbers and pin-fins spacing on channel heat transfer and flow. The result shows that, with the increase of Reynolds numbers, the channel wall heat transfer performance is improved effectively while the augmentation ability is gradually weakened, and the array pressure loss coefficient is reduced. For the both spacing, streamwise spacing is the main factor affecting the wall heat transfer performance, and with the decrease of streamwise spacing, the channel heat transfer property becomes better while reducing pressure loss coefficient; spanwise spacing is the dominant factor affecting flow loss, which has an inverse relation between each other. After calculation of the channel, area average heat transfer ability of pin-fins is about 1.8 times of the endwall, and wall heat transfer weight is approximately 0.824 times of the heat transfer area ratio, while the weight is nothing to do with inlet Reynolds numbers.

Key words: low aspect ratio pin-fins; heat transfer augmentation; pressure loss coefficient; gas turbine; Reynolds numbers; pin-fins spacing

提高燃气涡轮进口温度是提高航空发动机推质比的有效措施。随着进口温度的提高,涡轮叶片承受的热力负荷不断增大,超出现有材料的有效使用范围,需要采取有效地冷却措施以保证叶片的正常工作和使用寿命。扰流柱可以增大通道换热面积、提高端壁传热系数、增加扰流柱换热强区,有效提高冷气通道的换热能力,适合狭窄空间的表面换热改善,通常以多排的形式应用于涡轮叶片尾部的内部冷却。因此,对多排扰流柱通道的换热分布规律和流动特性的研究很有必要。

为了探究扰流柱通道对端壁换热和冷气流动的作用过程,国内外众多研究人员开展了一系列的研究和探讨。苏红桢等^[1]用实验的方法研究了错排小高径比扰流柱通道的流场分布规朱惠人等^[2]测量分析了直径和截面形状对短扰流柱群流动特性和端壁换热的作用过程。杨成凤和张靖周等^[3]对水滴形扰流柱通道的流动阻力和换热性能进行了数值研究。王奉明和张靖周等^[4]用实验和数值模拟的方法得到了圆形、椭圆形和水滴形扰流柱通道的流动特性。张丽和朱惠人等^[5]实验研究了弦向出流和进口雷诺数对短扰流柱通道端壁换热的作用。陶智等^[6]数值研究了扰流柱直径对层板结构通道的流动和换热的作用规律。Lawson等^[7]用实验的方法初步得到了不同进口雷诺数下扰流柱间距对多排扰流柱通道端壁换热的影响过程。Chi等^[8]利用数值模拟研究了全扰流柱和半扰流柱冷气通道的换热性能和流动特性。Lyll等^[9]在实验中研究了不同扰流柱横向间距下单排扰流柱通道端壁的换热分布趋势。Siw等^[10]在错排和顺排扰流柱通道中,实验研究了全扰流柱和半扰流柱对端壁换热的影响。Chyu等^[11]对不同高径比扰流柱通道的端壁和柱表面的换热分布有一定研究。

在以往研究中,对抗流柱通道的端壁换热分析较多,而对扰流柱表面的换热分布研究较少,同时鲜有将两者统一的总体表面换热性能分析和各自换热贡献的研究。

本文采用CFX 14.0进行数值模拟,在错排圆形扰流柱通道分析进口雷诺数和扰流柱间距对上下端壁、扰流柱的换热性能和通道流动特性的影响,并重点研究了两种间距对表面换热的不同影响过程,初步得到了通道总体换热性能分布趋势和上下端壁、扰流柱表面换热贡献的变化规律。

1 数值计算

1.1 计算模型

数值计算模型和相关尺寸选自文献[7-8],几何形状为矩形通道,包括流体域和固体域。流体域分为进口段、换热段、出口段。如图1所示,固体域和换热段流体域进行流固耦合。

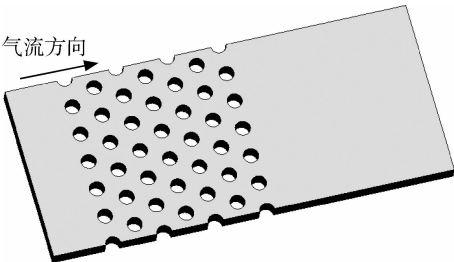


图1 换热段模型示意图

Fig. 1 Schematic of heat transfer segment

表1为本文计算模型的具体参数。扰流柱为错排布置,直径为 $d=9.45\text{ mm}$,沿流向共7排,流向间距为 S_1 ,横向间距为 S_2 ;流体域通道宽为 $12d$,高 H 等于 d ,分为进口段、出口段、换热段,长度分别为 $48d, 48d, 22d$,同时第1排扰流柱距离换热段进口为 $4d$;固体域壁厚为 2 mm 。表1中, D 为不带扰流柱的光滑通道水力直径,大小为 $1.8462d$, A_e 和 A_p 分别为通道上下端壁和7排扰流柱表面占总换热面积的比值,简称换热面积比。

表1 模型参数

Table 1 Parameters of models

方案	S_1/d	S_2/d	A_e	A_p
Plan 11	2	1.73	0.63	0.37
Plan 12	2	2.60	0.738	0.262
Plan 13	2	3.46	0.80	0.20
Plan 21	3	1.73	0.738	0.262
Plan 22	3	2.60	0.818	0.182
Plan 23	3	3.46	0.86	0.14
Plan 31	4	1.73	0.80	0.20
Plan 32	4	2.60	0.86	0.14
Plan 33	4	3.46	0.893	0.107

1.2 计算方法

本文中,研究固体域与换热段相接触的固体

域表面的换热特性,以下简称端壁,范围为从第 1 排扰流柱前半個流向间距起到最后一排扰流柱后半個流向间距截止,如图 2 所示,同时分析扰流柱表面的换热性能和换热段的流动特性.

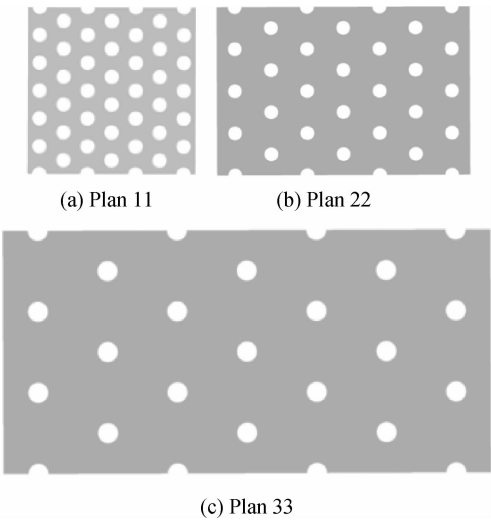


图 2 不同扰流柱间距通道的示意图
Fig. 2 Schematic of channels with different pin-fins spacing

选择理想空气为流体域工质,同时由于冷气通道进出口温差较小,因此物性参数均取对应 60℃时的定值;参考文献[6],固体域工质为铜.流体域进口边界给定流量以控制进口雷诺数,同时给定静温为 333.15 K,出口边界为 101.325 kPa (1 个大气压),固体域的上下端壁为恒定热流密度.

初步选定 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型和带 $\gamma-Re_\theta$ 转换的剪切应力输运 SST $k-\omega$ 湍流模型,对计算域划分结构化网格,方案如表 2 所示,前 3 种网格方案对应 SST $k-\omega$ 湍流模型,保证 $y^+ < 1$,后 3 种方案对应 (renormalization group) RNG $k-\epsilon$ 湍流模型,保证 $y^+ > 1$.

表 2 六种网格方案
Table 2 Six grid solutions

湍流模型	网格方案	第 1 层网格厚度/mm
SST $k-\omega$	Grid 0	0.0025
	Grid 1	0.005
	Grid 2	0.01
RNG $k-\epsilon$	Grid 3	0.05
	Grid 4	0.1
	Grid 5	0.15

将数值计算结果与文献[7]实验结果对比,如图 3 所示.横轴表示扰流柱的排数,纵轴表示对应的端壁局部努塞尔数 (Nu_e),下标 e 表示上下端壁表面,简称端壁.该数值为扰流柱前、后各半个间距端壁的努塞尔数面积平均值.可以看出,两种湍流模型的计算结果分布趋势与实验结果一致,数值大小有一定差别,但 SST $k-\omega$ 湍流模型的计算结果更接近实验结果,数值误差相对较小,因此选择 SST 模型.结合文献[7,11-12]的结果,端壁局部 Nu 的分布趋势为沿流向先增大,在第 2~第 4 排扰流柱处达到最大值,然后逐渐降低,故选择沿程分布趋势相同和分布较为均匀的 grid 1 网格方案.该方案中,流体域的端壁和扰流柱表面的网格增长率为 1.2,同时通道高度方向网格层数为 60,扰流柱附近的流体域划分 O 型网格,O 形网格层数为 15.

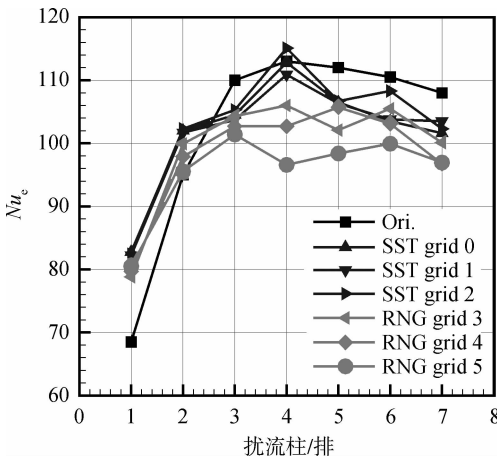


图 3 实验与数值计算的对比
Fig. 3 Comparison of experiment and numerical simulation

本文中,各种参数定义如下.
通道进口雷诺数定义为

$$D = 4A/L \quad Re = UD/\nu \tag{1}$$

式中 U 为通道进口气流速度, D 为光滑通道的当量直径,即 4 倍的入口面积除以湿周, ν 为冷气的运动黏度,其中通道进口雷诺数取 10 000~60 000.本文以通道进口雷诺数计算通道的无量纲努塞尔数和综合换热性能.

扰流柱直径进口雷诺数定义为

$$Re_d = U_{\max} d/\nu \tag{2}$$

式中 $U_{\max}$ 为通道最小通流截面处的气流速度, d 为扰流柱直径,下标 d 为扰流柱直径.本文以扰流柱进口雷诺数计算端壁和扰流柱表面的局部努塞

尔数.

当地传热系数定义为

$$h = q / (T_w - T_{\text{bulk}}) \quad (3)$$

式中 q 为热流密度, T_w 为局部温度, $T_{\text{bulk}} = (T_{\text{in}} + T_{\text{out}}) / 2$, 即换热段通道气流的进出口温度平均值.

平均传热系数定义为

$$\bar{h} = q / (T_{\text{wave}} - T_{\text{bulk}}) \quad (4)$$

式中 T_{wave} 为端壁平均温度.

通道努塞尔数定义为

$$Nu = hD / \lambda \quad (5)$$

式中 λ 为冷气的导热系数, 其中端壁局部和平均通道努塞尔数分别为 Nu_e 和 $\overline{Nu}_e$, 扰流柱表面的局部和平均通道努塞尔数分别为 Nu_p 和 $\overline{Nu}_p$.

无量纲平均努塞尔数定义为

$$\overline{Nu}_0 = (A_e \overline{Nu}_e + A_p \overline{Nu}_p) / Nu_0 \quad (6)$$

式中下标 0 代表无量纲, p 代表扰流柱表面. Nu_0 取自文献[14], 等于 $0.023Re^{0.8}Pr^{0.5}$, Pr 为普朗特数, 取 0.7. 该式衡量通道雷诺数对通道所有表面换热的改善能力.

无量纲壁面的局部和平均努塞尔数分别为

$$\begin{aligned} Nu_{0,e} &= A_e Nu_e / Nu_0 \\ \overline{Nu}_{0,e} &= A_e \overline{Nu}_e / Nu_0 \end{aligned} \quad (7)$$

扰流柱直径努塞尔数定义为

$$Nu_d = hd / \lambda \quad (8)$$

其中端壁局部和平均扰流柱直径努塞尔数分别表示为 $Nu_{d,e}$ 和 $\overline{Nu}_{d,e}$, 扰流柱表面的当地和平均扰流柱努塞尔数分别表示为 $Nu_{d,p}$ 和 $\overline{Nu}_{d,p}$.

通道换热表面的当地和平均努塞尔数分别定义为

$$\begin{aligned} Nu_{d,h} &= A_e Nu_{d,e} + A_p Nu_{d,p} \\ \overline{Nu}_{d,h} &= A_e \overline{Nu}_{d,e} + A_p \overline{Nu}_{d,p} \end{aligned} \quad (9)$$

端壁和扰流柱表面的换热权重分别定义为

$$\begin{aligned} \xi_e &= A_e \overline{Nu}_{d,e} / \overline{Nu}_{d,h} \\ \xi_p &= A_p \overline{Nu}_{d,p} / \overline{Nu}_{d,h} \end{aligned} \quad (10)$$

下标 h 代表换热表面.

为了进一步衡量不同扰流柱方案的优劣, 对固体域加热端壁温度的均匀性进行分析. 由下文端壁换热性能云图可知, 温度沿横向基本不变, 沿流向变化明显, 故均匀性的规定方法为将加热端壁按扰流柱的排数分为等面积的七部分, 求其温度方差, 定义式为

$$s = \sum_{i=1}^7 (T_{s,i} - T_{s,\text{ave}})^2 \quad (11)$$

以压力损失系数表示冷气流动损失^[15], 定

义为

$$f = 2\Delta p / (\rho U^2) \quad (12)$$

式中 Δp 为换热段通道的进出口静压差, ρ 为换热段进口处的冷气密度.

为了综合评价冷气通道换热性能和流动特性, 给出通道的综合换热性能概念^[16], 定义式为

$$\overline{Nu}_d = \overline{Nu}_0 / (f / f_0^{1/3}) \quad (13)$$

式中 f_0 取自文献[17], 大小为 $0.507Re^{-0.3}$.

2 雷诺数对通道换热性能的影响

取 plan 11 和 plan 33 两种几何模型, 简称小间距通道和大间距通道, 通道进口雷诺数为 10 000~60 000, 研究不同进口雷诺数下端壁、扰流柱表面、通道的换热分布.

在扰流柱通道中, 影响端壁换热有 3 个方面的因素: 流动边界层的发展, 冷却气体的沿程加热程度, 不同扰流柱对主流扰动作用的叠加, 以下简称 3 种因素. 前两个因素促使端壁换热性能沿流向方向的逐渐减弱, 第 3 个因素改善端壁的换热性能, 但沿程改善能力的变化规律有待进一步地研究.

端壁是通道换热的重要端壁, 需要详细分析扰流柱对该表壁的换热影响过程. 图 4 为端壁局

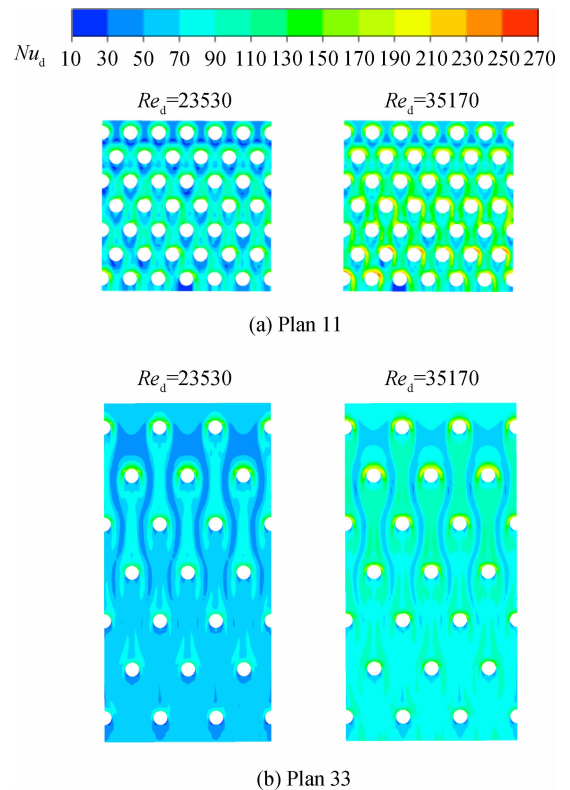


图 4 端壁的局部扰流柱努塞尔数分布云图

Fig. 4 Contour of Nu_d on endwall

部扰流柱努塞尔数的云图分布,可以看出扰流柱前的 U 形区域为换热强区,该区域由于流动边界层被扰流柱破坏而换热较好;气流流经扰流柱后分离,在扰流柱后部的端壁处形成换热弱区. 由于间距大小直接影响扰流柱对主流边界层的作用范围,因此小间距通道的端壁换热较好,大间距通道中扰流柱对端壁换热性能影响较小.

图 5 给出了不同扰流柱进口雷诺数下端壁的局部扰流柱努塞尔数的流向分布. 可以看出,端壁沿程换热性能分布趋势与文献[17-18]相同. 进口雷诺数的提高可以降低流动边界层的厚度,同时增强扰流柱对主流的扰动作用,能够有效减小气流与端壁的换热热阻,因此提升了端壁的换热能力. 由于扰流柱对主流的叠加扰动作用先增强后逐渐减弱,使得端壁的沿程换热性能均先升高后略微降低,其中小间距通道在第 4 排扰流柱处端壁的换热性能最好,而大间距通道在第 2 排扰流柱处的换热能力最高. 分析可知,间距较小时扰流柱的扰动范围相对较大,同时受到主流掺混程度较低,因此小间距通道端壁的换热性能沿程分布较大间距通道剧烈.

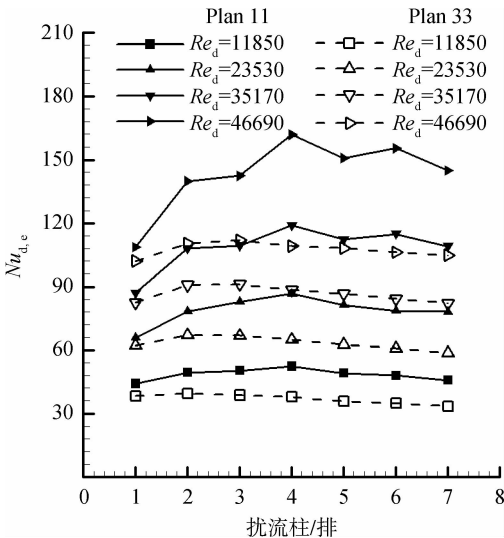


图 5 端壁局部扰流柱努塞尔数的沿程分布
Fig. 5 Distribution of $Nu_{d,e}$ along streamline

图 6 为不同 Re 下无量纲端壁努塞尔数的沿程变化,分析通道端壁换热的改善能力沿流向分布趋势. 随着 Re 的提高,在小间距通道中,由于 3 种因素的综合作用,7 排扰流柱处端壁换热性能的改善能力变化趋势各不相同. 间距较大时,扰流柱对通道端壁的换热影响变小,削弱了 Re 提高对端壁的换热改善能力,因此在大间距通道中,同

一扰流柱处端壁的换热改善能力均有所降低,如图 6 中 plan 33 的局部放大图所示,其中第 1、第 2 排扰流柱处端壁的降低幅度较大.

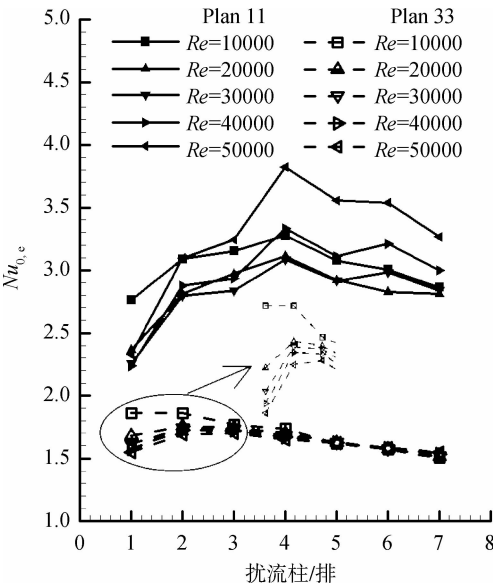


图 6 无量纲端壁努塞尔数的沿程分布
Fig. 6 Distribution of $Nu_{0,e}$ along streamline

为了进一步分析通道进口雷诺数对端壁平均换热的改善能力作用过程,在图 7 中给出了无量纲端壁平均努塞尔数和 Re 的关系图. 可以看出,随着通道进口雷诺数的提高, Re 对小间距通道端壁平均换热的改善能力先减弱后增强,而对大间距通道的端壁换热改善能力则略微降低,进一步表明 Re 对不同间距通道的端壁换热影响不同.

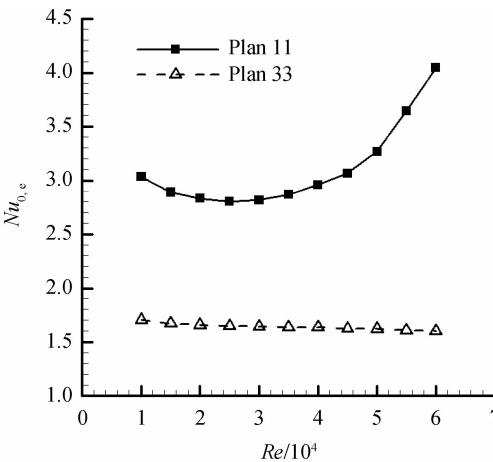


图 7 无量纲端壁平均努塞尔数随 Re 变化曲线
Fig. 7 Lines of at $\overline{Nu}_{0,e}$ different Re

扰流柱表面是通道换热的重要组成部分,需要研究进口雷诺数对扰流柱表面的换热影响过

程. 图 8 为不同扰流柱进口雷诺数下,不同排数扰流柱表面的局部扰流柱努塞尔数流向分布图. 如图所示, Re_d 的提高增强了主流对扰流柱的冲击作用,改善了扰流柱表面整体换热性能,这与进口雷诺数变化对端壁换热的影响趋势相同. 同时,在流程方向上,气体不断加热使得扰流柱表面换热性能沿流程呈现下降的趋势. 由于主流的冲击作用是影响扰流柱换热的主要因素,因此相比于端壁,两种通道的扰流柱换热性能差别相对较小,初步分析扰流柱换热性能受到间距的影响较小.

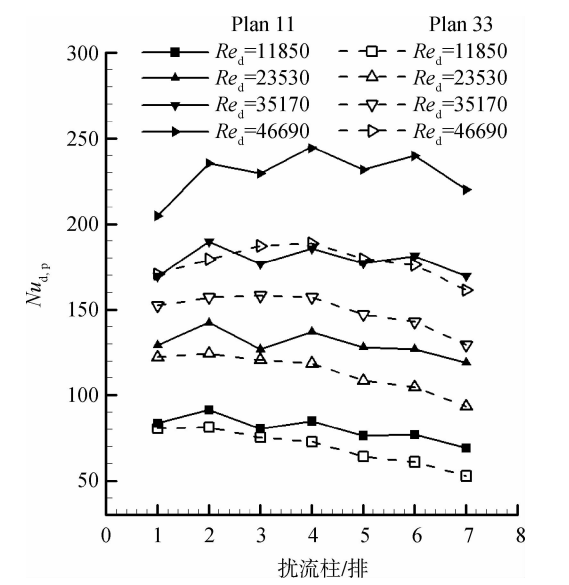


图 8 扰流柱表面的局部扰流柱努塞尔数的沿程分布
Fig. 8 Distribution of $Nu_{d,p}$ along streamline

图 9 中给出端壁、扰流柱表面的平均 Nu_d 随 Re_d 的变化示意图,与文献[7]中端壁和第 1 排扰流柱的 Nu_d 的实验结果进行对比,图中 pin 表示扰流柱,endwall 表示端壁. 可以看出,数值模拟的结果略小于实验数据,最大误差小于 26%,两者的变化趋势相同.

在相同的进口流动条件下,图 9 表明扰流柱表面的换热性能明显优于端壁,前者约是后者的 1.8 倍,这是因为端壁以对流换热为主,而扰流柱迎风面以冲击换热为主,背风面以逆压区二次流的对流换热为主,后者的平均传热系数明显较高. 由曲线变化斜率可以看出,随着 Re_d 的增大,小间距方案的端壁和扰流柱表面的改善能力先基本不变然后略微升高,大间距方案的换热改善能力则是先基本不变然后有所降低,与图 7 中 Re_d 对两种方案的端壁换热改善能力的影响趋势基本相同,进一步表明端壁是大间距通道的主要换热端壁.

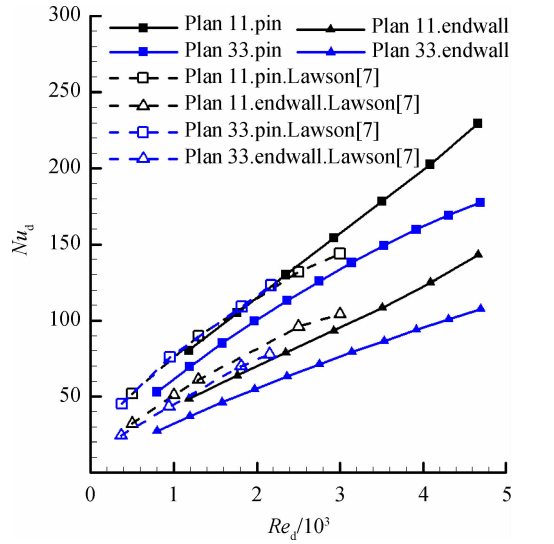


图 9 端壁和扰流柱表面的扰流柱平均努塞尔数分布
Fig. 9 Distribution of $\overline{Nu}_{d,e}$ and $\overline{Nu}_{d,p}$

取小间距通道中第 1 排中间的扰流柱,详细研究扰流柱表面的换热性能分布趋势. 取 $Re_d = 23530$,图 10 为扰流柱表面的当地努塞尔数的分布,气流冲击使得迎风面驻点区域的换热性能最好,背风面中心处由于扰流柱尾迹二次流的扰动作用促使该区域换热较好,同时流动分离导致扰流柱端部的换热性能较差,其中通道最小通流截面处的扰流柱端部换热性能最差.

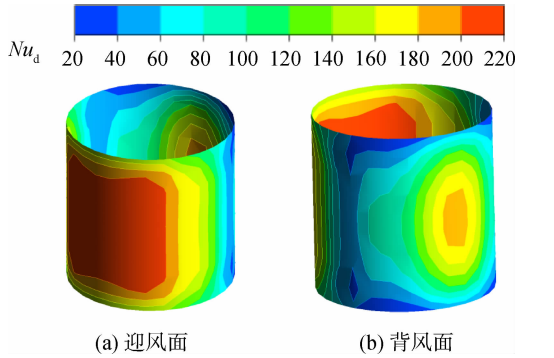


图 10 扰流柱表面局部努塞尔数分布云图
Fig. 10 Contour of $Nu_{d,p}$

在单个扰流柱周向方向上,由于换热性能沿流向对称,故取一半研究,规定 0° 为冲击驻点位置, 90° 为冷气流动分离位置,在图 11 中给出扰流柱表面周向局部 Nu_d 分布的实验结果和本文数值模拟结果,图中表明数值模拟结果与实验结果[7,9,12-13]分布趋势一致. 可以看出, Re_d 的提高改善了扰流柱表面所有位置处的换热性能. 一般情况下,扰流柱表面 0° 附近受到主流的垂直冲击,使得该处换热能力最大;沿周向 $0^\circ \sim 90^\circ$ 变化时,

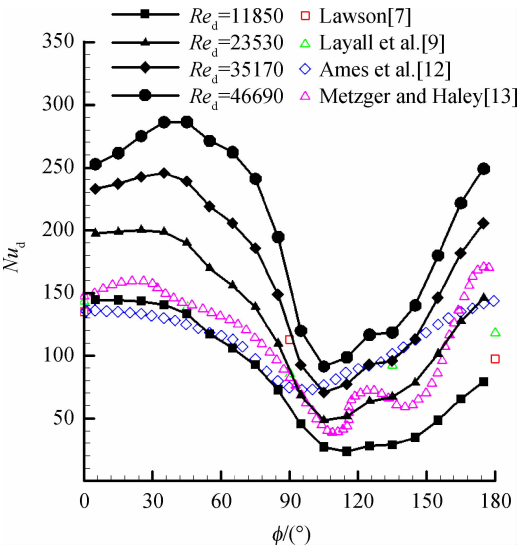


图 11 扰流柱周向局部努塞尔数分布
Fig. 11 Circumferential distribution of $Nu_{d,p}$

主流对扰流柱的冲击角度逐渐变小,边界层不断发展变厚,导致换热性能逐渐降低;在气体黏性和主流压力的共同作用下,气体在 105° 处发生流动分离,该处扰流柱表面换热能力最低;沿周向进一步变化时,逆压梯度不断增大,分离二次流对扰流柱的扰动逐渐增强,改善了扰流柱的换热性能。因此,扰流柱周向的换热性能先基本不变,然后降低,最后升高。

在图 12 中给出了扰流柱表面局部当地 Nu_d 沿高度($\bar{H}$)的分布示意图,分析表面换热能力沿高度的变化规律。冷气在通道中间位置处流动充分,使得扰流柱中间部位换热最好;由于端壁流动边界层的存在,低能流体在扰流柱根部和顶部积聚,增大了换热热阻,不利于热量的传递,因此如图所示,扰流柱中间位置处换热最好,根部和顶部

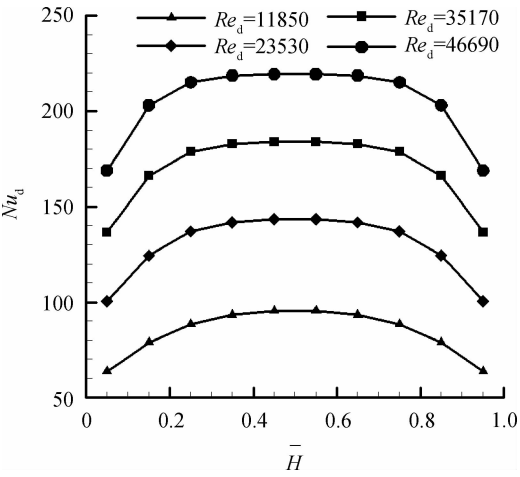


图 12 扰流柱高度方向的局部扰流柱努塞尔数分布
Fig. 12 Distribution of $Nu_{d,p}$ along height direction

换热较差。随着 Re_d 提高,流动边界层变薄,低能流体在扰流柱根、顶部的积聚变弱,减小换热弱区,进一步改善了扰流柱换热性能。

前文对端壁和扰流柱表面的换热性能进行了初步分析,现在需要对两者综合研究,以得到通道整体换热能力随进口雷诺数的变化规律。图 13 给出了不同 Re_d 下,通道所有换热表面的局部 Nu_d 沿流向分布示意图。显而易见的,通道换热性能正比于 Re_d ;小间距通道换热性能沿流向分布趋势与图 8 中扰流柱的相近,而大间距通道换热性能沿流向分布与图 5 中端壁的类似,进一步表明间距不同时通道整体换热对端壁和扰流柱的依赖程度不同。

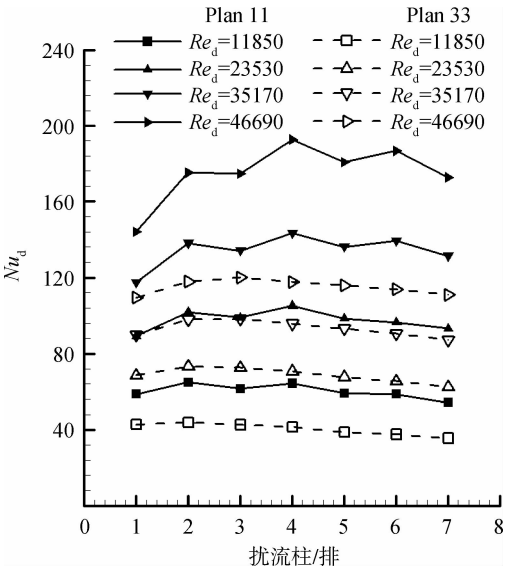


图 13 换热表面的局部扰流柱努塞尔数的流向分布
Fig. 13 Distribution of flow channel Nu_d along streamline

图 14 为不同通道进口雷诺数下,通道换热表面的无量纲 Nu_0 分布示意图,反映了 Re 对通道换热改善能力的影响过程。由于端壁的换热面积比较大,因此通道换热表面和图 7 中端壁的换热改善能力分布趋势基本相同,这说明端壁是影响通道整体换热性能的主要因素。由于换热面积比的不同,大间距方案中端壁和通道的无量纲努塞尔数值差别较小,而小间距方案中两者差别较大,初步说明了不同间距下扰流柱对通道换热贡献的分布。

由上文可知,扰流柱对小间距通道整体换热影响较大,对大间距通道中对通道整体换热影响较小,为了详细分析不同进口雷诺数下端壁和扰流柱的换热贡献变化趋势,图 15 给出了 4 种通道

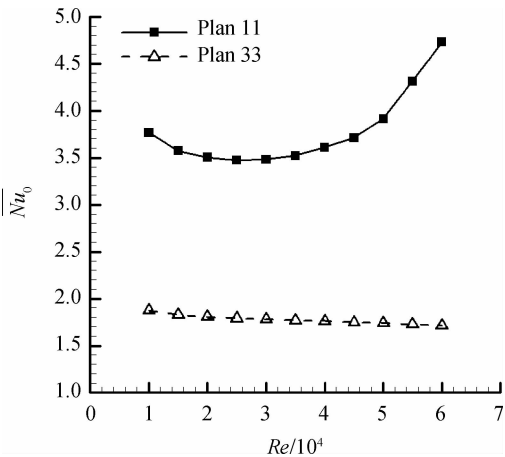


图 14 通道换热端壁的平均无量纲努塞尔数随 Re 变化曲线

Fig. 14 Lines of flow channel $\overline{Nu}_0$ at different Re

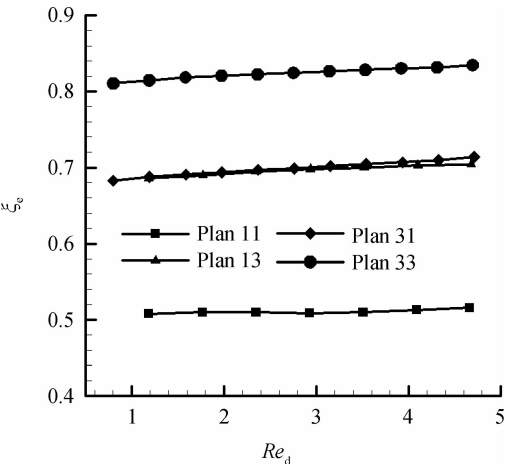


图 15 端壁的换热权重分布

Fig. 15 Distribution of endwall heat transfer weight

中端壁的换热权重变化图.可以看出,随着 Re_d 的提高,端壁对通道换热贡献略微增大,几乎不受 Re_d 的影响,同时正比于端壁占总换热表面的面积比例.因此,可以得知端壁和扰流柱的换热权重主要取决于换热面积的大小,与流动状态关系很小.

3 扰流柱间距对通道换热性能的影响

扰流柱间距是端壁换热面积比的决定因素,直接影响通道的换热性能分布,结合上文,对表 1 中 9 种通道的端壁和扰流柱的换热性能进行分析.取 $S_1/d=2, S_2/d=1.73$ 为原始方案,其余方案的流向间距和横向间距均为原始方案的 1.5 倍和 2.0 倍,通过对比相同倍数的间距方案,分析流向间距和横向间距对通道换热性能的影响过程.

图 16 为不同扰流柱进口雷诺数下端壁平均局部努塞尔数的分布图.由于流向间距直接影响扰流柱尾迹二次流对端壁的作用范围,而横向间距基本不影响该尾迹的流向延伸,如图 4 所示,因此相同横向间距下的 3 种流向间距方案的端壁平均换热性能相差较大,而相同流向间距下的 3 种横向间距方案的端壁平均换热性能相差很小,这表明相比于横向间距,流向间距对端壁的换热能力影响更大.当横向间距较小时,如 $S_1/d=2$,同一排扰流柱的尾迹二次流动因距离太近相互干涉掺混,削弱了流向间距对端壁的换热性能的影响.

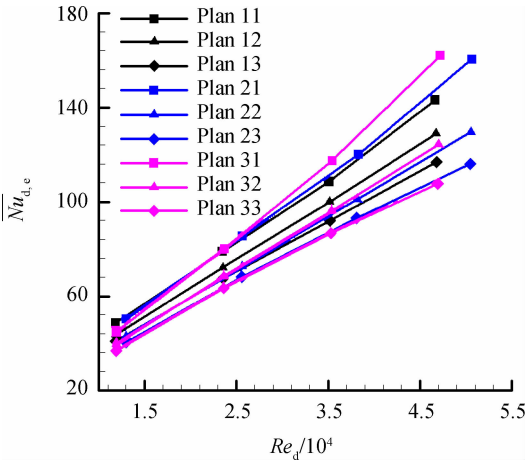


图 16 端壁平均局部努塞尔数分布

Fig. 16 Distribution of $\overline{Nu}_{d,e}$

图 17 给出了不同扰流柱进口雷诺数下, $S_1/d=2$ 时端壁局部努塞尔数的流向分布图.可以看出,流向间距越小,后排扰流柱处端壁受到前排扰流柱尾迹和主流冲击的综合作用越强,使得该处端壁的换热性能越好.当流向间距增大时,扰流柱的尾迹二次流沿程不断耗散,气体湍流度降低,对下游端壁的扰动变小,降低了端壁的换热能力.同一进口雷诺数下,大流向间距时扰流柱尾迹沿程耗散更快,导致相同排数扰流柱表面换热性能的差别越来越大,因此相比于上游扰流柱,下游扰流柱表面的换热性能受到流向间距的影响更大.

由于 3 种因素的综合作用,图 17 中流向间距 $S_2/d=1.73$ 时,第 4 排扰流柱处的端壁换热性能最好,而 $S_2/d=2.60$ 和 $S_2/d=3.46$ 时,一般情况下第 2 排扰流柱处的端壁换热性能最好,进一步表明流向间距的变化影响了端壁换热性能的流向分布规律.

图 18 为不同间距下扰流柱进口雷诺数和扰流柱表面平均努塞尔数的关系图.对比图 16 可

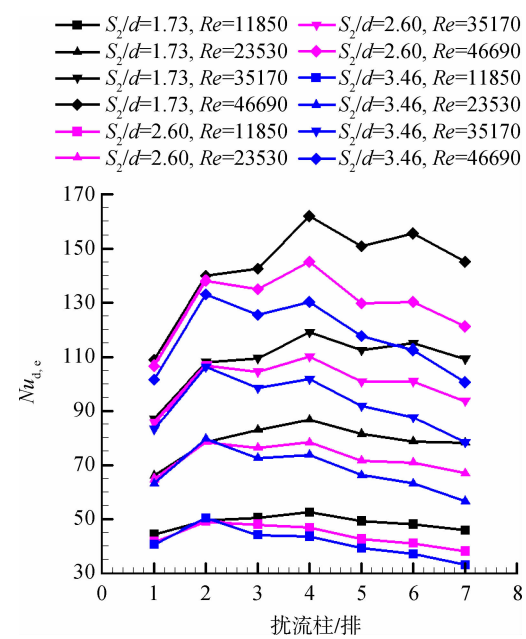


图 17 端壁局部努塞尔数的流向分布
Fig. 17 Distribution of $Nu_{d,e}$

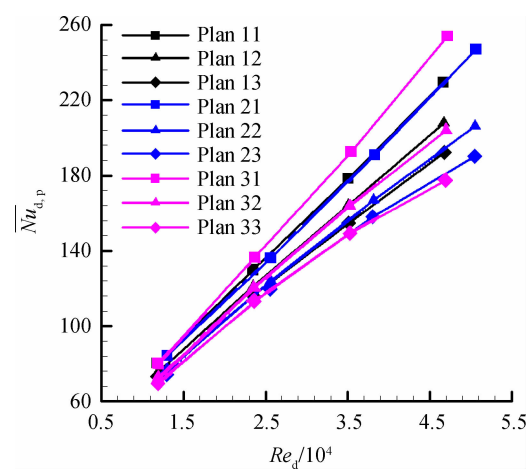


图 18 扰流柱表面平均努塞尔数分布
Fig. 18 Distribution of $\overline{Nu}_{d,p}$

知,间距对抗流柱和端壁的换热影响趋势相同,由于流向间距直接影响扰流柱尾迹二次流的流向延伸距离,因此对抗流柱表面的换热影响更大,同时较小的横向间距削弱了流向间距对抗流柱表面换热的影响能力。

由上文可知,流向间距较横向间距对端壁和扰流柱的换热影响更大,可以推断流向间距同样对通道的整体换热影响更大,为了进一步证实这个推断,图 19 给出了不同扰流柱进口雷诺数下 9 种通道的平均扰流柱努塞尔数分布图,可以看出流向间距确实对通道换热性能的影响较为明显,两者呈反比关系,而横向间距对通道端壁换热的

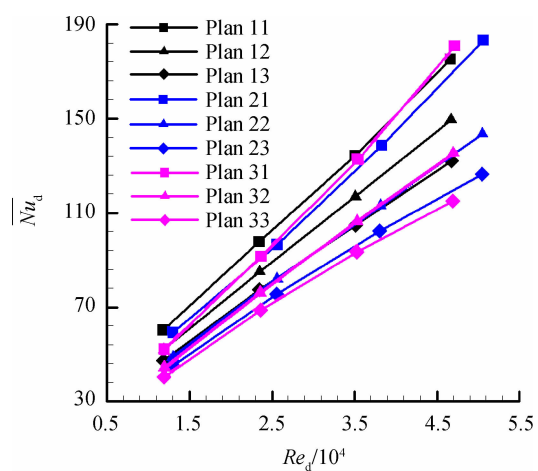


图 19 换热表面的平均扰流柱努塞尔数分布
Fig. 19 Distribution of $\overline{Nu}_{d,e}$

影响相对较弱。

图 20 为不同通道进口雷诺数下,9 种通道换热表面的无量纲努塞尔数分布. 由图可知,随着 Re 的提高,流向间距和横向间距均较小时,不同扰流柱对主流的扰动相互影响,导致通道换热性能的改善能力先降低后升高;流向间距和横向间距均较大时,柱与柱之间对主流的扰动作用相对独立,使得通道换热性能的改善能力先略微降低然后基本不变。

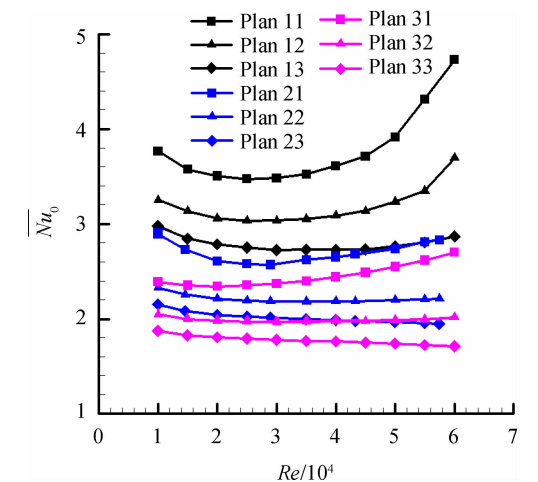


图 20 换热表面的无量纲平均努塞尔数分布
Fig. 20 Distribution of $\overline{Nu}_{d,0}$

在上文的分析中,图 15 表明端壁和扰流柱表面的换热权重与进口雷诺数无关. 为了研究换热面积比与换热权重的关系,取 $Re_d = 35170$,在图 21 给出 9 种扰流柱方案中端壁换热面积比与换热权重的关系图. 由图可知,端壁的换热权重约是换热面积比的 0.824 倍,进一步表明换热面积比是换热权重的主要影响因素,同时由于换热权重

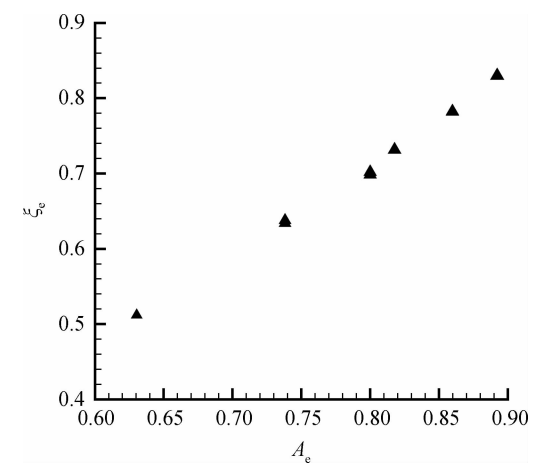


图 21 端壁的换热面积比与换热权重的关系图
Fig. 21 Relation graph of heat transfer area ratio and heat transfer weight on endwall

与换热面积比的正比关系可以得知扰流柱的换热权重约是换热面积比的 0.824 倍. 在换热面积比和换热权重均相同的情况下, 由图 19 可知, plan 12 和 plan 21, plan 13 和 plan 41, plan 23 和 plan 42 中均是后者方案的通道换热性能较好, 这进一步表明流向间距比横向间距对通道的整体换热影响大.

通道固体域的温度均匀性与热应力分布直接相关, 因此在图 22 中给出 4 种通道固体域加热面的温度均匀性与通道进口雷诺数的关系图, 以从材料寿命方面分析通道换热性能的优劣. 由图可知, 随着 Re 的提高, 通道整体换热性能变好, 固体域加热面的温度均匀性越来越好, 表明 Re 的增大削弱了加热表面的热应力集中现象. 一般情况下, 间距越大温度均匀性越好. 同时可以看出,

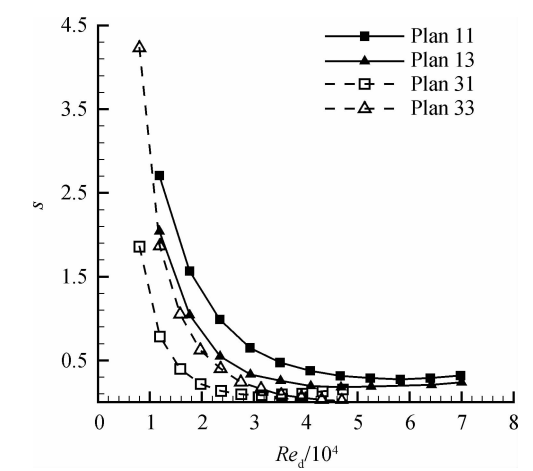


图 22 加热面的温度均匀性分布
Fig. 22 Distribution of temperature uniformity on heating surface

大间距通道的温度均匀性对扰流柱进口雷诺数比较敏感.

4 通道压力损失分析

在扰流柱通道设计中, 降低通道压力损失和提高通道换热性能同等重要. 本节取表 1 中的 9 种间距的冷气通道, 分析压力损失系数和综合换热性能随进口雷诺数和间距的变化规律.

图 23 为 9 种通道的压力损失系数随扰流柱进口雷诺数变化的关系图. 可以看出, 同一横向间距下 3 种流向间距方案的压力损失系数差别较小, 而同一流向间距下 3 种横向间距方案的压力损失系数差别较大. 横向间距影响扰流柱对主流的堵塞作用, 流向间距影响主流和上游扰流柱尾迹掺混后对下游扰流柱的冲击作用, 相比之下堵塞作用对通道压损的影响更大, 因此相比于流向间距, 横向间距是影响通道压力损失系数的主要因素.

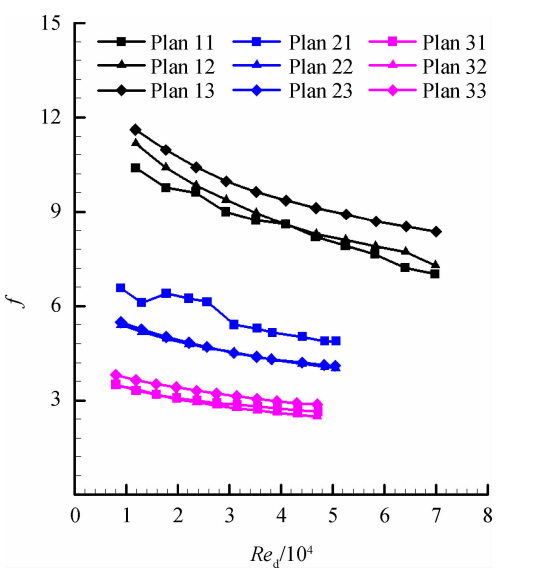


图 23 通道压力损失系数分布
Fig. 23 Distribution of channel pressure loss coefficient

在图 23 中, 随着进口雷诺数的提高, 上游扰流柱的尾迹湍流度增强, 与主流掺混后降低主流的流向分速度, 减弱了对下游扰流柱的直接冲击作用, 因此降低了通道压力损失系数. 流向间距的减小能够降低上游扰流柱尾迹中湍动度的沿程耗散, 同样降低主流的流向分速度进而弱化对下游扰流柱冲击, 使通道压力损失系数降低.

图 24 给出了通道综合换热性能随 Re 变化的分布趋势图. 可以看出, 通道综合换热性能分布与图 20 中通道的平均无量纲努塞尔的分布基本相

同. 流向间距或横向间距越小, 通道综合换热性能越好; 横向间距较大时, 对应 3 种流向间距方案之间综合换热性能差别变大. 一般情况下, 随着 Re 的提高, 通道综合换热性能先降低, 然后在小间距通道中升高, 在大间距通道中则基本不变, 进一步表明不同间距对通道的综合换热性能的作用不同.

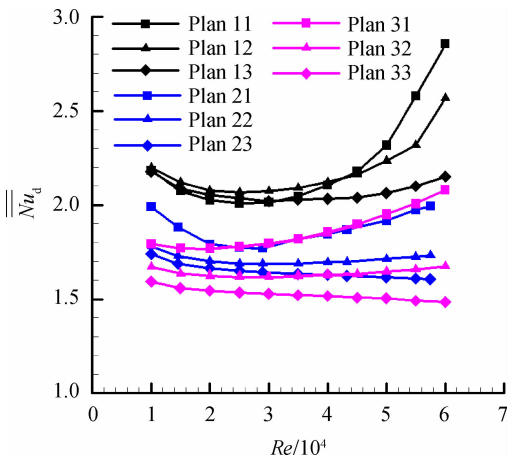


图 24 通道综合换热性能的分布

Fig. 24 Distribution of channel comprehensive heat transfer performance

5 结 论

本文采用数值模拟研究了进口雷诺数和扰流柱间距对冷气通道换热性能和流动特性的作用过程, 分析了端壁、扰流柱的换热性能分布趋势和换热权重分布规律. 基于本文模型和流动条件, 得出以下结论:

- 1) 进口雷诺数的提高能有效改善通道的换热性能和温度均匀性, 同时降低通道的压力损失系数. 一般情况下, 通道换热改善能力随着进口雷诺数的提高而有所降低, 但间距较小时为先降低后升高.
- 2) 相比于横向间距, 流向间距对端壁、扰流柱、通道的换热性能影响较大. 随着流向间距的减小, 端壁、扰流柱、通道的换热性能均逐渐变好, 进口雷诺数对通道换热的改善能力也不断升高, 同时通道压损有所降低, 但横向间距的增大降低了流向间距变化对端壁换热性能的影响能力.
- 3) 横向间距较流向间距对通道的压力损失系数影响更大. 横向间距越小, 通道压力损失系数越大, 同时综合换热性能越差.
- 4) 换热面积比是影响端壁和扰流柱的换热

权重的主要因素, 本文计算中换热权重约是换热面积比的 0.824 倍, 而进口雷诺数基本不影响换热权重的大小.

5) 扰流柱平均换热性能约是端壁平均换热性能的 1.8 倍, 但由于端壁换热面积比较大, 是通道换热的主要端壁, 因此扰流柱间距的增大削弱了进口雷诺数对通道换热的影响能力.

参考文献:

[1] 苏红桢, 刘松龄, 许都纯. 叉排型扰流柱排内部流场的实验研究[J]. 推进技术, 1997, 18(2): 50-55.
SU Hongzhen, LIU Songling, XU Duchun. An experimental investigation on flow filed in staggered pin fin array [J]. Journal of Propulsion Technology, 1997, 18(2): 50-55. (in Chinese)

[2] 朱惠人, 许都纯. 不同直径及形状的短扰流柱群的流阻及换热[J]. 航空动力学报, 2002, 17(2): 246-249.
ZHU Hui ren, XU Duchun. Heat transfer and pressure drop of short pin-fin array with different diameter and shape[J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(2): 246-249. (in Chinese)

[3] 杨成凤, 张靖周, 谭晓茗. 水滴形叉排扰流柱阵列矩形通道内流动和换热数值模拟[J]. 航空动力学报, 2004, 19(3): 361-366.
YANG Chengfeng, ZHANG Jingzhou, TAN Xiaoming. Numerical simulation of flow and heat transfer in a rectangular channel with staggered arrays of droplet-type pin fins [J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(3): 361-366. (in Chinese)

[4] 王奉明, 张靖周, 张锁芳. 不同形状扰流柱矩形通道内流动特性研究[J]. 航空学报, 2007, 28(1): 37-42.
WANG Fengming, ZHANG Jingzhou, WANG Suofang. Study of flow characteristics inside rectangular channel with different pin fins[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2007, 28(1): 37-42. (in Chinese)

[5] 张丽, 朱惠人, 刘松龄, 等. 短扰流柱排端壁的平均换热实验[J]. 推进技术, 2008, 29(5): 523-526.
ZHAN Li, ZHU Hui ren, LIU Songling, et al. Experiments on heat transfer in trapezoidal channel with short pin-fin arrays[J]. Journal of Propulsion Technology, 2008, 29(5): 523-526. (in Chinese)

[6] 陶智, 吕东, 丁水汀. 扰流柱直径对倾斜出气孔层板内流动和换热影响的数值研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(4): 540-547.
TAO Zhi, LU Dong, DING Shuiting. Numerical study on the influences of pin-fin diameter on the flow resistance and heat transfer of leaning vent hole lamilloy[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(4): 540-547. (in Chinese)

[7] Lawson S A. Heat transfer from multiple row arrays of low aspect ratio pin fins[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2011, 54(7/8): 4099-4109.

[8] Chi X. Effects of pin-fin height on flow and heat transfer in

a rectangular duct [R]. ASME Paper GT2011-46014, 2011.

[9] Lyall M E, Thole K A, Kohli A. Heat transfer from low aspect ratio pin fins[J]. Journal of Turbomach, 2011, 133 (1): 1-10.

[10] Siw S C, Chyu M K, Shih T I P, et al. Effects of pin detached space on heat transfer and from pin fin arrays[R]. ASME Paper GT2010-23227, 2010.

[11] Chyu M K, Siw S C, Moon H K. Effects of height-to-diameter ratio of pin element on heat transfer from staggered pin-fin arrays[R]. ASME Paper GT2009-59814, 2009.

[12] Ames F E, Dvorak L A, Morrow M J. Turbulent augmentation of internal convection over pins in staggered pin fin arrays[J]. Journal of Turbomach, 2005 127(1): 183-190.

[13] Metzger D E, Haley S W. Heat transfer experiments and flow visualization for arrays of short pin fins[R]. ASME Paper 82-GT-138, 1982.

[14] Kays W M, Crawford M E. Convective heat and mass transfer, second ed[M]. New York: McGraw-Hill Book Company Inc. , 1980.

[15] 邓丁元, 高行山, 虞跨海, 等. 椭圆形扰流柱冷却通道流动与换热的数值研究[J]. 航空动力学报, 2010, 25(7): 1545-1553.

DENG Dingyuan, GAO Xingshan, YU Kuahai, et al. Numerical simulation on flow and heat transfer of elliptical pin-fins in cooling channel[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(7): 1545-553. (in Chinese)

[16] Webb R L, Eckert E R G. Application of rough surfaces to heat exchanger design[J]. International Journal of Heat Mass Transfer, 1972, 15(9): 1647-1658.

[17] Kakac S, Shah R K, Aung W. Handbook of single phase convective heat transfer[M]. New York: Wiley, 1987.

[18] Chyu M K. Heat transfer and pressure drop for short pin-fin arrays with pin-endwall fillet [J]. Journal of Heat Transfer, 1990, 112(4): 26-32.