

文章编号: 1000-8055(2023)12-2817-12

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20210390

涡轮叶片通道内部 V 型间断肋的传热特性研究

吴 榕, 缪克克, 侯 昶
(厦门大学 航空航天学院, 福建 厦门 361102)

摘 要: 通过模拟仿真的方法研究了涡轮叶片通道内部 V 型间断肋的传热特性。主要探究了各结构参数(间断位置, 分离肋长度, 分离肋后置距离)对通道的传热性能影响。结果表明: 相对于传统的扰流肋结构(直肋, 60°斜肋, 60°V 型肋), V 型间断肋在壁面平均相对努塞尔数, 综合传热系数以及温度分布均匀性上更具优势。通过改变间断参数, 能大幅提高 V 型间断肋的综合传热系数。在研究的参数范围内, 当间断位置为 2.5 mm, 分离肋长度为 10.0 mm, 分离肋后置距离为 9.6 mm 时, 通道具有最佳的传热性能。在雷诺数为 30 000 下, 与带有直肋的通道相比, 优化后的 V 型间断肋的平均努塞尔数提高了 35.75%, 综合传热系数上升了 28.95%。

关 键 词: 涡轮叶片; 内部冷却; 扰流肋; 传热特性; V 型肋

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Study on heat transfer characteristics of V-shaped discrete ribs in turbine blade passage

WU Rong, MIAO Keke, HOU Chang

(School of Aerospace Engineering, Xiamen University, Xiamen Fujian 361102, China)

Abstract: The heat transfer characteristics of V-shaped discrete ribs in the internal passage of turbine blade were studied by simulation. The effects of structural parameters (separation positions, separation rib length, separation rib distance) on the heat transfer performance of the channel were investigated. The results showed that: compared with the traditional structure (transverse rib, 60° inclined rib, 60° V-shaped rib), V-shaped discrete rib had more advantages in terms of average relative Nusselt number, comprehensive heat transfer coefficient and temperature distribution uniformity. By changing the discrete parameters, the comprehensive heat transfer coefficient of V-shaped discrete ribs can be greatly improved. The channel had the best heat transfer performance when the separation positions was 2.5 mm, the length of separation rib was 10.0 mm and the distance behind separation rib was 9.6 mm. At the Reynolds number of 30 000, compared with the channel with transverse ribs, the average Nusselt number of the optimized V-shaped discrete ribs increased by 35.75%, and the comprehensive heat transfer coefficient increased by 28.95%.

Keywords: turbine blade; internal cooling; spoiler rib; heat transfer characteristics; V-shaped rib

扰流肋作为广受欢迎的传热增强方式被广泛使用在各种热交换通道中, 例如涡轮叶片内部的冷却通道。通过安放不同类型及结构的扰流肋在

通道壁面两侧, 能够增强涡轮叶片内部流体的湍流度, 显著提高涡轮叶片耐热能力, 从而有效提高航空发动机整体性能。扰流肋增强传热主要有

收稿日期: 2021-07-24

作者简介: 吴榕(1961—), 男, 副教授、硕士生导师, 硕士, 主要从事涡轮叶片冷却方面的研究。

引用格式: 吴榕, 缪克克, 侯昶. 涡轮叶片通道内部 V 型间断肋的传热特性研究[J]. 航空动力学报, 2023, 38(12): 2817-2828. WU Rong, MIAO Keke, HOU Chang. Study on heat transfer characteristics of V-shaped discrete ribs in turbine blade passage[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(12): 2817-2828.

两种机制:其一是肋的存在增加了表面传热面积,同时破坏原壁面的热边界层与速度边界层,流体产生分离以及再附着,从而提高通道传热能力;其二是肋的形状能引起二次流的产生,从而增强了区域间流体间的混合,有效的带走局部热量,提高局部传热能力。扰流肋传热技术自诞生以来便受到广泛关注,国内外学者对其展开了各种理论与试验性的研究。

Han 等^[1-6]在扰流肋冷却方向上做了大量试验,研究了扰流肋的类型,角度,通道宽高比对通道传热性能的影响。在试验研究范围内,Han 等发现窄宽高比通道与宽通道相比具有更好的传热表现,同时验证了 60° (或 45°)V 型肋的传热性能要优于 60° (或 45°)斜肋与交错肋以及直肋。Chandra 等^[7]研究了带肋壁面数目对方形通道的传热系数和压力损失的影响。试验结果表明,带肋壁面数目的增加能带来更大的传热系数,但相对地会引起压力损失的提升。饶宇等^[8]通过试验研究了在涡轮叶片内部多通道中布置微小 W 型肋的传热特性。Moon 等^[9]研究了长方形通道中不同肋形状的传热能力,发现新型的靴形肋具有最佳的综合传热系数。白万栋等^[10]研究了多种类型扰流肋对下游柱肋通道的传热及压损的影响。发现 W 型肋与直肋使柱肋通道具有最高的传热效率。Alfarawi 等^[11]通过试验研究了半圆形与方形复合的带肋通道传热性能。发现复合肋与半圆形肋,方形肋相比,具有更优秀的综合传热性能。朱强华等^[12]发现斜孔肋与实心肋相比,能结合扰流肋与冲击射流两种传热方式,改善肋后缘区域的传热能力,并能够有效减小通道的流动损失。Lau 等^[13]对比了不同 V 型肋在方形通道中的传热特性,发现在相对肋间距为 10 下的 60° V 型肋具有最佳的传热表现。Wright 等^[14]在旋转通道中研究了斜肋,间断斜肋,V 型肋,V 型间断肋,W 型肋,W 型间断肋的传热特性。结果表明,在同时考虑传热能力和压损的情况下,W 型间断肋和 V 型间断肋展示出了最优秀的综合传热性能。Promvong 等^[15]通过模拟仿真研究了方形通道中 V 型间断肋在雷诺数为 10 000~25 000 时阻塞比 e/D 对传热性能的影响。Sriharsha 等^[16]比较了直肋与 60° V 型间断肋的局部以及平均传热数值,发现 V 型间断肋的传热数值远比直肋优秀。Tanda^[17]在研究中发现 V 型间断肋的传热特性比起连续和间断直肋能带来大幅传热提升。Abra-

ham 等^[18]对比了 V 型扰流肋和 W 型扰流肋在方形收缩通道中的传热特性。发现两者相对努塞尔数基本相同,W 型肋在横流方向上传热均匀性占优。

扰流肋的相关研究已经具备相当的体系了,但关于 V 型间断肋各项结构参数对通道传热性能的具体影响还有所缺失。本文利用模拟仿真的方法,系统性地研究了间断位置,分离肋长度和分离肋后置距离各项参数对 V 型间断肋通道传热特性的影响。

1 数值方法

1.1 模型与边界条件

通道模型各项参数如图 1 所示,采用了 Han 在文献^[19]中做的典型试验时的通道模型。通道截面尺寸为 $50.8\text{ mm} \times 50.8\text{ mm}$,宽高比 $W/H=1$,水力直径 $D=50.8\text{ mm}$,试验段长度 $L_2=216\text{ mm}$ 。为保证流场已充分发展,同时防止回流的影响,设置入口段 $L_1=508\text{ mm}$,出口段 $L_3=254\text{ mm}$ 。

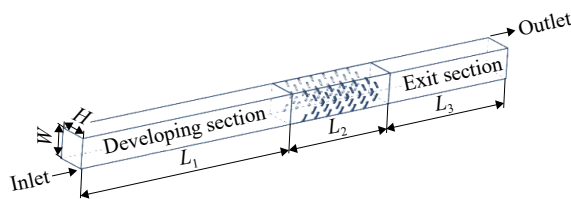


图 1 涡轮叶片通道模型

Fig. 1 Turbine blade passage model

在通道试验段上下壁面设置扰流肋。V 型间断肋具体参数结构如图 2 所示。肋截面尺寸为 $2.4\text{ mm} \times 2.4\text{ mm}$,肋高与水力直径的比值(e/D)为 0.047。肋间节距与肋高比值(P/e)为 10。V 型肋中心尖点指向下游方向,角度为 60° 。第一排肋与试验段入口处的距离为 P 。间断位置 M ,分离肋长度 G ,分离肋后置距离 B 的变化范围如表 1 所示。

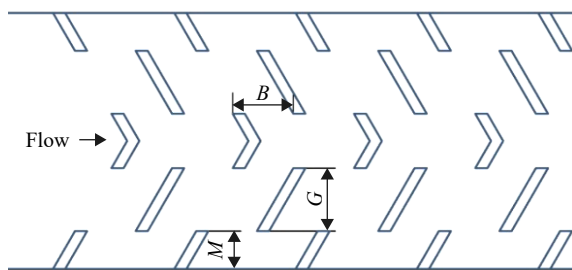


图 2 V 型间断肋示意图

Fig. 2 Schematic of V-shaped discrete rib

表 1 参数设置范围
Table 1 Parameter setting range

参数	变化范围
间断位置 M/mm	2.5~12.5
分离肋长度 G/mm	5.0~15.0
分离肋后置距离 B/mm	7.2~16.8

使用 integrated computer engineering and manufacturing code for computational fluid dynamics (ICEM-CFD) 对通道模型采用结构化网格划分, 网格结构如图 3 所示。对近壁区域网格进行加密, 以保证近壁段 y^+ 值为 1。边界条件: 通道入口设置为速度进口, 来流空气温度 T_{in} 恒定为 288.15 K, 同时设置通道出口为压力出口。试验段上下带肋壁面采用等热流加热, 其余壁面设置为绝热壁面。空气视为不可压缩流体, 各热物理参数保持恒定。使用 Fluent2020 进行求解。采用 Semi-implicit method for pressure-linked equations (SIMPLE) 算法, 二阶迎风离散方案。各项流体参数收敛条件设为 10^{-5} 。

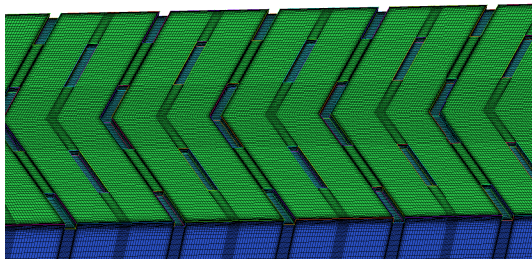


图 3 计算网格(312 万)

Fig. 3 Computational grid (3.12 million)

1.2 网格独立性检验

为了兼顾计算精确度与计算成本, 需要先进行网格独立性检验以采用更为合适的网格。选择 $M=5.0\text{ mm}$, $G=10.0\text{ mm}$, $B=12.0\text{ mm}$ 的 V 型间断肋, 共设计了 142 万、245 万、312 万、354 万、417 万五套网格。随着网格数(grid number)增加, 壁面平均努塞尔数 $\overline{Nu}$ 逐渐收敛到稳定值, 如图 4 所示。312 万网格数的计算结果与 417 万网格数计算结果误差仅在 0.1% 以内。故最终采用 312 万网格数作为划分标准。

1.3 湍流模型验证

为保证模拟仿真结果的可靠性, 共采用 Standard $k-\varepsilon$ 、Realizable $k-\varepsilon$ 、Re-normalization group(RNG) $k-\varepsilon$ 、Standard $k-\omega$ 、shear stress transfer (SST) $k-\omega$ 五种湍流模型, 并与文献 [19] 中的试验结果进行

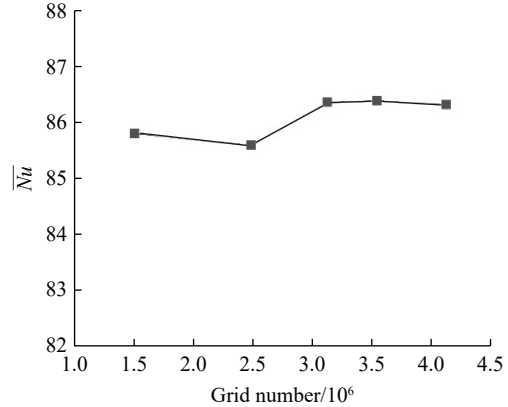


图 4 网格无关性验证

Fig. 4 Verification of grid independence

对照。结果如图 5 所示。其中, Nu 为通道壁面的努塞尔数, Nu_0 为相同水力直径光滑通道的平均努塞尔数^[20], 横坐标 X/D 为基于水力直径的相对流向长度, 纵坐标 Nu/Nu_0 为无量纲相对努塞尔数。发现 RNG $k-\varepsilon$ 模型的计算结果以及变化趋势与试验最为接近, 故各模型计算均采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型。

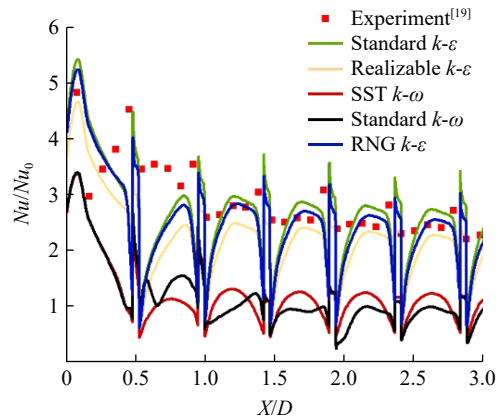


图 5 湍流模型验证

Fig. 5 Verification of turbulence model

1.4 数据处理及数值计算方法

为了更合适的比对不同雷诺数下各方案的传热系数, 采用相对传热强化值 Nu/Nu_0 。其定义式如下:

$$\frac{Nu}{Nu_0} = \frac{hD_h/\lambda}{0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}} \quad (1)$$

式中 h 为壁面传热系数, D_h 为通道水力直径, λ 为介质导热系数。采用 Dittus-Boelter 经验公式。 Re 为雷诺数, Pr 为普朗特数。

同样, 采用相对压损增大值 f/f_0 评估通道压力损失。其定义式如下:

$$\frac{f}{f_0} = \frac{(p_{in} - p_{out}) D_h / (2L\rho V^2)}{0.046Re^{-0.2}} \quad (2)$$

式中 f 为达西摩擦因子, p_{in} 、 p_{out} 分别为进出口的平均压力; L 为通道长度; ρ 为进口主流密度, V 为主流速度。 f_0 为光滑通道中的摩擦因子。

为同时兼顾传热增强和总压损失, 采用综合传热效率 η , 定义为:

$$\eta = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (3)$$

2 结果与讨论

2.1 V 型间断肋与常见扰流肋的对比

选择 $M=5.0$ mm, $G=10.0$ mm, $B=12.0$ mm 的 V 型间断肋作为基准方案, 与常见扰流肋(直肋、60°斜肋、60°V 型肋)进行传热能力对比。图 6 和图 7 显示了在 $Re=10\,000\sim 30\,000$ 下各型扰流肋的带肋段壁面平均相对努塞尔数和相对压力损失的变化。可见, 在 $Re=10\,000\sim 30\,000$ 时, V 型间断肋始终拥有着最高的相对努塞尔数, 且与 V 型肋间的差距随着雷诺数的提升而逐步增大。60°斜肋的相对努塞尔数始终远低于 V 型肋与 V 型间断肋, 但高于直肋。在 $Re=30\,000$ 时, V 型间断肋的相对努塞尔数与 V 型肋的差值为 5.40%, 是直肋的相对努塞尔数的 1.34 倍。同时, 从图 7 可以发现, V 型间断肋在拥有更高的努塞尔数的同时, 也有着最高的压力损失。V 型肋次之, 再为 60°斜肋, 直肋的压力损失最低。

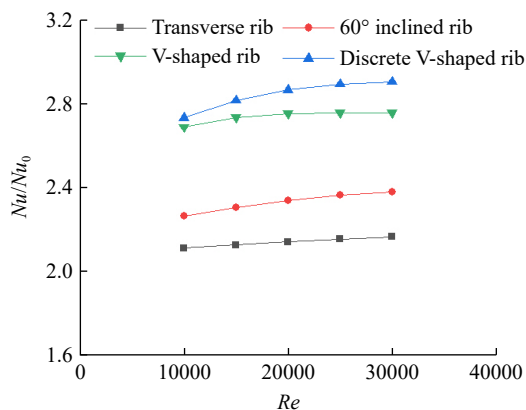


图 6 不同类型肋的相对努塞尔数

Fig. 6 Relative Nusselt numbers of different types of ribs

图 8 为各类型扰流肋的综合传热系数。在各雷诺数下, 综合传热系数最高的始终为 V 型间断肋, 其次为 V 型肋, 再为 60°斜肋和直肋。在雷诺数为 30 000 时, V 型间断肋与直肋相比, 壁面的相

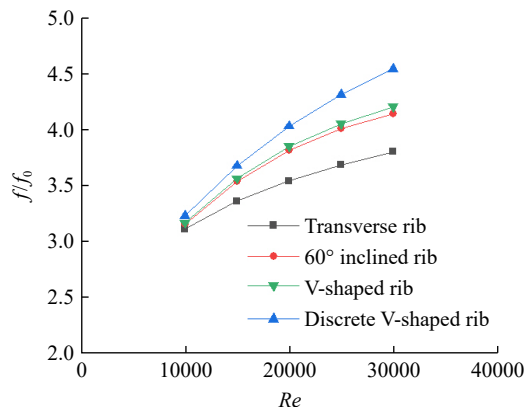


图 7 不同类型肋的相对压力损失

Fig. 7 Relative pressure loss of different types of ribs

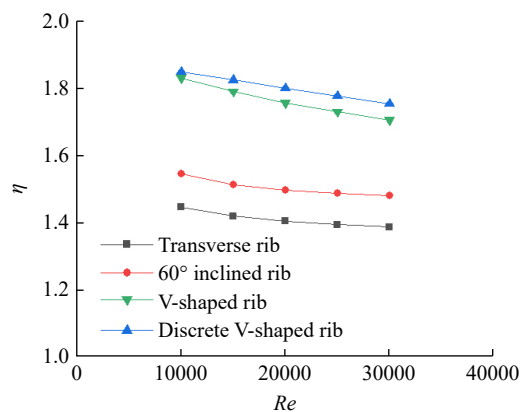


图 8 不同类型肋的综合传热系数

Fig. 8 Comprehensive heat transfer coefficient of different types of ribs

对平均努塞尔数提升了 34.25%, 相对压力损失上升了 19.46%, 同时综合传热系数提高了 26.52%。

图 9 为常见扰流肋(直肋、60°斜肋、60°V 型肋)与 V 型间断肋在 $Re=10\,000$ 下的带肋段壁面的局部相对努塞尔数分布图。对比图 9(a)~图 9(d), V 型间断肋和 V 型肋的高相对努塞尔数区域远大于直肋。直肋总体努塞尔数偏小; 60°斜肋在一端近壁区域拥有高努塞尔数, 然后沿着肋方向逐渐减小, 在另一侧壁面附近区域出现低努塞尔数区域; V 型肋在两侧壁面都拥有着高努塞尔数, 但中心线附近区域存在大面积低努塞尔区域; V 型间断肋则很好的改善了这一点, 高努塞尔数区域的分布则要均匀的多, 在中心肋边缘与分离肋后方均存在高努塞尔数区域。

图 10 为各类型肋在 $Re=10\,000$ 下的温度分布图, T 为两侧壁面温度, T_m 为来流空气温度。 T/T_m 表示壁面的相对温度与努塞尔数分布相对应, V 型间断肋的低温区域分布更为广泛且均匀,

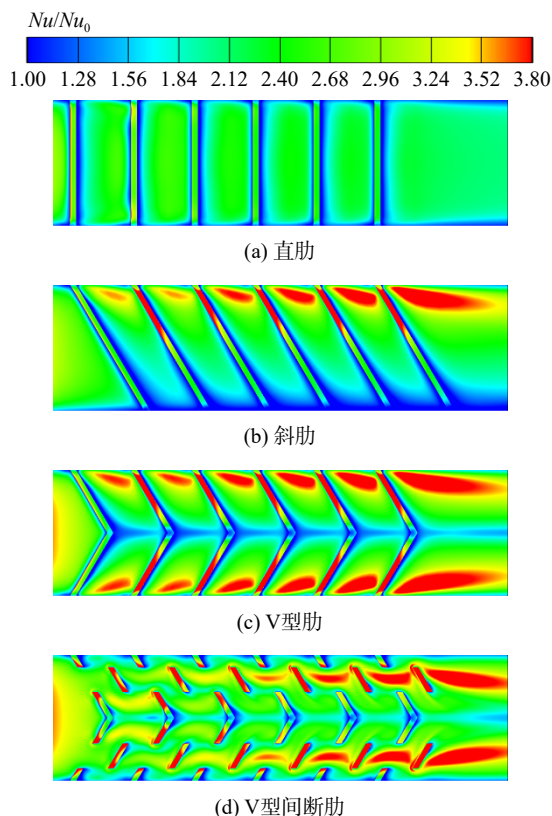
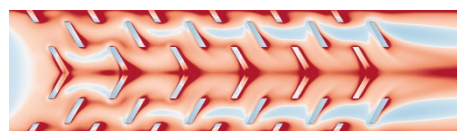
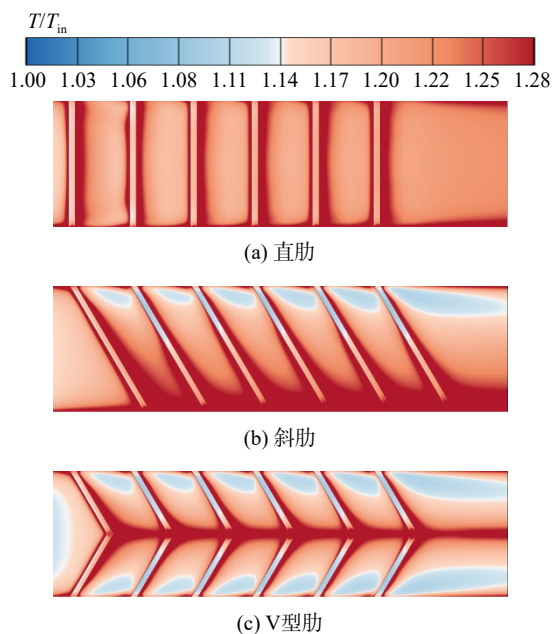


图 9 不同类型肋的相对努塞尔数分布
Fig. 9 Relative Nusselt number distribution of different rib types

在分离肋以及中心肋附近的传热均得到改善。而直肋通道则在总体上呈现高温。60°斜肋虽然在一侧壁面有不错的传热表现,但沿着肋方向温度逐渐上升,在另一侧壁面则出现明显的高温区域。V 型肋两侧壁面附近区域均有不错的传热效果,但在中心线附近仍存在明显的高温区。



(d) V型间断肋

图 10 不同类型肋的相对温度分布

Fig. 10 Relative temperature distribution of different rib types

图 11 为各型扰流肋在 $Re=10\,000$ 下的速度分布图。横肋的存在引起了涡的产生,边界层流体分离以及再附着,使得传热系数得以提高。斜肋由直肋倾斜一定角度得来,一方面增加了流体接触的表面积;另一方面能引导流体沿着肋倾斜的方向进行流动,引起了二次流的产生,从壁面的一端到另一端进行冲刷,有效的带走了局部热量,增强了流体间的混合。但这也造成了肋倾斜方向上传热系数的巨大差异,一侧壁面的传热系数远高于另一侧。从图 11(b)可见,在一侧壁面肋后区域有着明显的低速区域。与斜肋相比,V 型肋的两侧能各自引导流体沿着肋倾斜的方向进行流动,引起了两股对称的二次流单元,分别从壁面一端到肋中心进行冲刷,传热的均匀性得以改善。但如图 11(c)所示,在中心线附近肋后区域有着

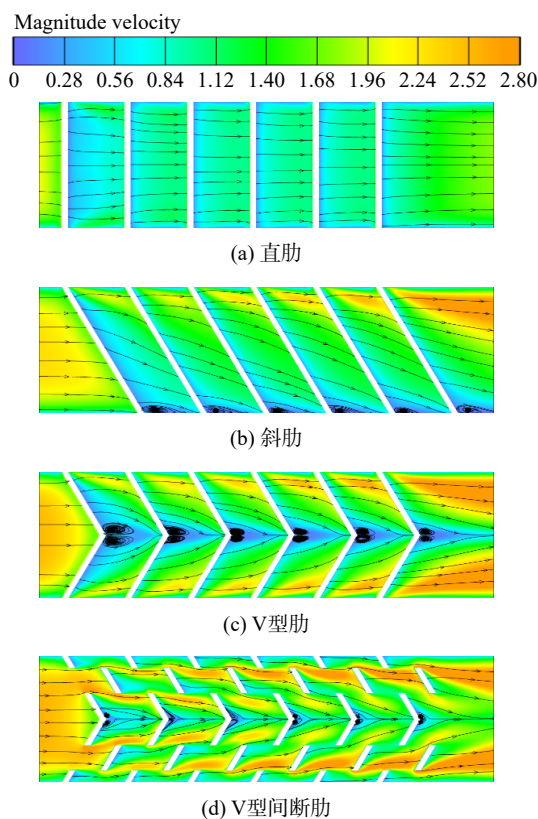


图 11 不同类型肋的速度分布

Fig. 11 Velocity distribution of different rib types

大幅低速区域。V 型间断肋由于分离肋的存在,原本已经稳定的流体发生分离及再附着,打破了原有的两股二次流单元,使其产生了更加复杂的流动,大幅提高了通道的湍流度,改善了 V 型肋中心线肋后的低速区域,从而获得更高的传热效率。

可见对 V 型间断肋的传热研究具有相当的意义,下文将就间断位置,分离肋长度和分离肋后置距离对 V 型间断肋传热性能的影响展开进一步的研究。

2.2 间断位置对传热特性及流场的影响

保持分离肋长度 $G=10.0$ mm 和分离肋后置距离 $B=12.0$ mm 不变,控制间断位置 M 在 2.5~12.5 mm 内变化。图 12、图 13 分别显示了带肋段壁面在 $Re=10\,000\sim 30\,000$ 下的平均相对努塞尔数与相对压力损失的变化。分析可发现在各雷诺数下,相对努塞尔数均会随着间断位置的增加而逐渐下降。在雷诺数为 30 000 的条件下, $M=2.5$ mm 时的相对努塞尔数与 $M=12.5$ mm 时的相对差值达到了 16.77%。相对压力损失则是先随着 M 的增大而上升,在 M 大于 5.0 mm 之后又随之下降。相对压力损失在 $M=5.0$ mm 时取得最大值,在 $M=12.5$ mm 时则是最小。在雷诺数为 30 000 下,相对压损的最大值与最小值的相对差值达到了 25.21%。可见,通过改变间断位置 M 的数值,可以有效的改善通道的传热能力与压失损失。

图 14 为各方案的综合传热系数在各雷诺数下的变化趋势。在 M 从 2.5 mm 增大至 12.5 mm 时,综合传热系数逐渐降低, $M=2.5$ mm 时拥有最高的综合传热系数, $M=12.5$ mm 时为最小。在雷诺数为 30 000 下, $M=2.5$ mm 与 $M=12.5$ mm 处的

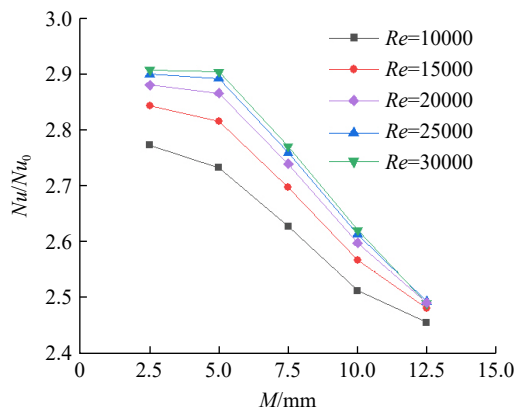


图 12 不同间断位置下的相对努塞尔数

Fig. 12 Relative Nusselt numbers under different separation positions

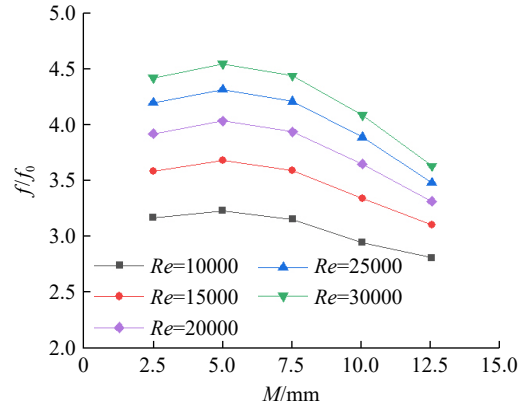


图 13 不同间断位置下的相对压力损失

Fig. 13 Relative pressure loss at different separation positions

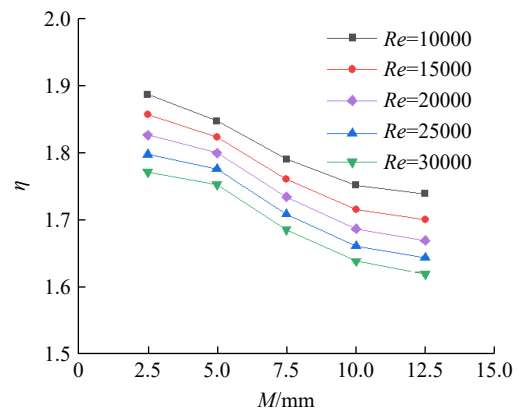


图 14 不同间断位置下的综合传热系数

Fig. 14 Comprehensive heat transfer coefficient at different separation positions

综合传热系数差值达到了 9.38%。同时也发现当各结构参数保持不变时,仅通过增大雷诺数,可以在一定程度上提高壁面平均相对努塞尔数,但这也相对地会带来压力损失的增大,从而导致综合传热系数反而下降的现象。这意味着增加雷诺数,虽然可以改善通道散热能力,但也会带来更大的压力损失。盲目的提升雷诺数并不能带来满意的综合传热效果。

由于 V 型间断肋的传热特性具有高度对称性,同时为了更细致地观察壁面的传热特性,故以中心为对称轴,取通道的一半进行分析。图 15 为 $Re=30\,000$ 下第 1 根肋至第 3 根肋区间的涡量识别图。流体在经过 V 型肋由于间断而产生的沟槽时会产生一定的加速效应,同时在遇到分离肋前缘时发生流体分离,形成朝中心流动且速度逐渐减小的二次流,改善分离肋后及周围的传热情况。间断位置 $M=2.5$ mm 时,由分离肋形成的二次流能够流经两侧壁面附近区域,从而改善壁

面周遭区域恶劣的传热状态。同时可发现此时中心肋形成的涡所影响的区域最为广泛, 可以很好改善中心肋后及其下游区域的传热。观察第 2 根中心肋附近的涡量变化, 发现随着 M 逐渐增大, 中心肋前缘的涡逐渐减小。这使得由中心肋引起的流体流动无法很好的波及中心肋后缘及肋后区域, 从而使得中心肋肋后产生大幅高温区域, 这一点在间断位置 $M=12.5$ mm 时尤为明显, 如图 15(e) 所示。

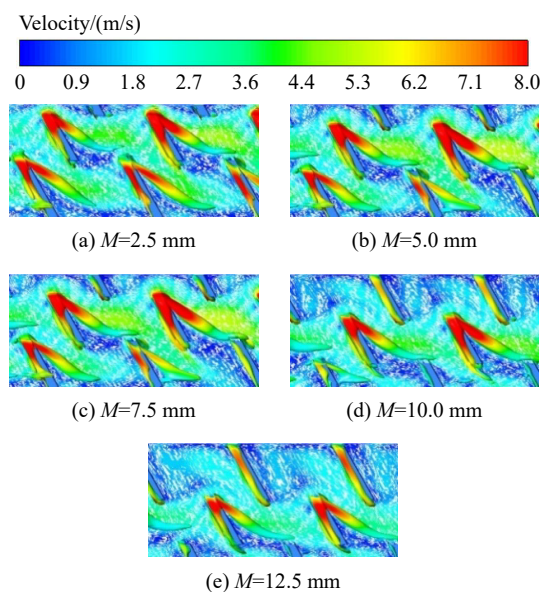


图 15 不同间断位置下的涡量分布

Fig. 15 Vorticity distribution at different separation positions

图 16 为第 1 根肋至第 3 根肋区间在雷诺数为 30 000 下的平均相对努塞尔数分布。与上面涡量分布图相对应, $M=2.5$ mm 时拥有最强的平均努塞尔数, 并且其分布也较其他方案更为均匀。在两侧壁面区域及中心附近区域均有不错的努塞尔数分布, 如图 16(a) 所示。随着 M 增加, 高努塞尔数分布区域逐渐向中心方向移动, 同时近壁面区域以及中心线肋后缘区域的努塞尔数逐渐降低。当 M 为 12.5 mm 时, 几乎不存在高努塞尔数区域。可见, 过大的间断位置 M 不利于通道传热。

图 17 为不同间断位置下第 1 根肋至第 3 根肋区间在雷诺数为 30 000 下的壁面温度分布图。当间断位置 M 为 2.5 mm 时, 与别的方案相比, 其中心肋后方也存在低温区域, 并且低温区域分布范围最广, 温度的均匀性也更为优秀, 在展向上的温度分布更加均匀, 如图 17(a) 所示。随着 M 逐渐增长, 通道的高温区域会逐渐延展, 尤其是在中心肋的后方区域温度上升最为明显。当间断

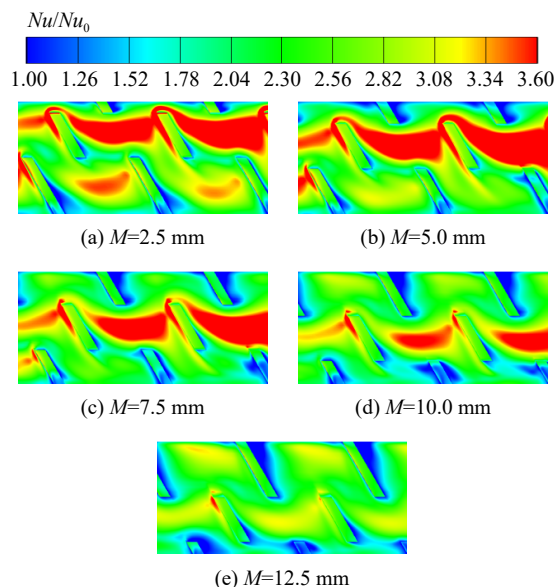


图 16 不同间断位置下的相对努塞尔数分布

Fig. 16 Relative Nusselt number distribution at different separation positions

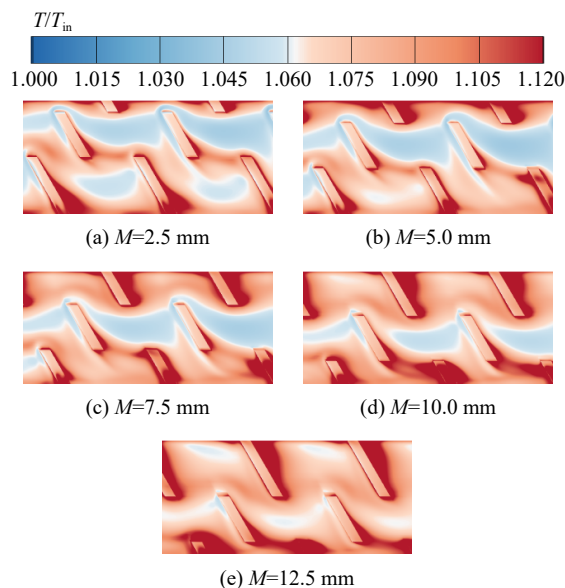


图 17 不同间断位置下的相对温度分布

Fig. 17 Relative temperature distribution at different separation positions

位置 M 为 12.5 mm 时, 传热能力明显减弱, 出现大面积高温区域, 通道整体呈现较高温状态。

综上所述, 间断位置 $M=2.5$ mm 时的 V 型间断肋在壁面平均相对努塞尔数, 综合传热系数以及温度分布的均匀性上都更为优秀。故取该通道方案作为下文进一步优化的基础。

2.3 分离肋长度对传热特性及流场的影响

根据上文研究结果, 选择间断位置 M 为 2.5 mm, 同时控制分离肋后置距离 $B=12.0$ mm 不

变,使分离肋长度 G 在 5.0~15.0 mm 内变化.由图 18 可以发现,在 $Re=10\,000\sim 30\,000$ 间时,壁面的相对平均努塞尔数先随着间断肋长度增加而上升,并在分离肋长度 $G=12.5$ mm 处取得最大值,之后又随之下降.同时在 $G=5.0\sim 7.5$ mm 时,相对压力损失随着 G 增长而下降,如图 19 所示;在 $G=7.5\sim 15$ mm 时,相对压力损失则是随着 G 增加而上升.相对压力损失在 $G=7.5$ mm 时取得最小值.

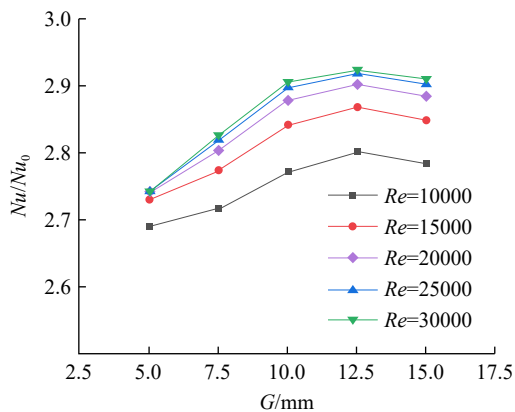


图 18 不同分离肋长度下的相对努塞尔数

Fig. 18 Relative Nusselt number under different separation rib lengths

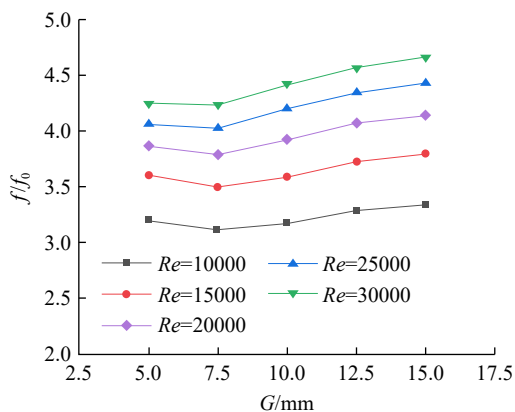


图 19 不同分离肋长度下的相对压力损失

Fig. 19 Relative Pressure loss under different separation rib lengths

图 20 显示了在 $Re=10\,000\sim 30\,000$ 下综合传热系数与 G 之间的关系.在研究范围内,综合传热系数于 $G=10.0$ mm 处取得最大值.虽然 $G=12.5$ mm 时有着最高的相对努塞尔值,但 $G=10.0$ mm 的相对压力损失更低.且两者之间的努塞尔数差值随着雷诺数上升而愈发不明显.在雷诺数为 30 000 时,两者的努塞尔数的相对差值已经缩小至 0.63%,而压力损失则要低于 $G=12.5$ mm

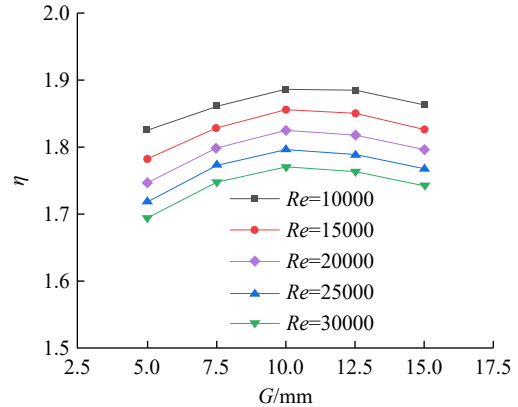


图 20 不同分离肋长度下的综合传热系数

Fig. 20 Comprehensive heat transfer coefficient under different separation rib length

处 3.16%。

图 21 为不同分离肋长度方案在雷诺数为 30 000 下的涡量分布图.随着分离肋长度 G 逐渐增长,分离肋附近会产生更强分布范围更广的涡旋,但中心肋所产生的涡旋会逐渐减弱.在分离肋长度为 $G=5.0$ mm 时,通道主要受中心肋产生的涡旋影响.但由于二次流在向中心流动时会逐渐减弱,中心肋的分离点位置又距中心线太远,二次流到达中心附近区域时已经相当弱了,导致中心肋后缘及肋后区域传热不佳的现象.随着分离肋长度的增加,分离肋产生的涡旋逐渐占据主导位置,从而改善分离肋后及附近区域的传热.但在分离肋长度 $G=15.0$ mm 时,中心肋产生的涡旋过弱,

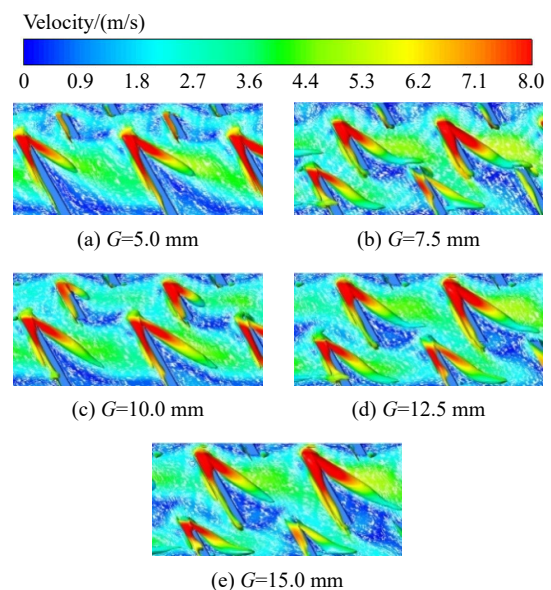


图 21 不同分离肋长度下的涡量分布

Fig. 21 Vorticity distribution under different separation rib length

使得中心肋后缘以及下游的传热过差。

图 22 为通道壁面在 $Re=30\,000$ 下的相对努塞尔数图。与涡旋图相对应, 在 $G=5.0\text{ mm}$ 时, 中心肋产生的涡旋占据主导, 而分离肋产生的涡旋过弱。这就导致了两侧壁面大面积的低努塞尔数区域。同时正如上文所言, 中心肋自身产生的涡旋难以影响到中心线附近区域, 导致在中心线肋后区域也出现了大幅低努塞尔数区域。而随着分离肋长度增长至 15.0 mm 时, 中心肋带来的涡旋过弱, 使得中心肋后以及下游出现大幅低努塞尔数区域。

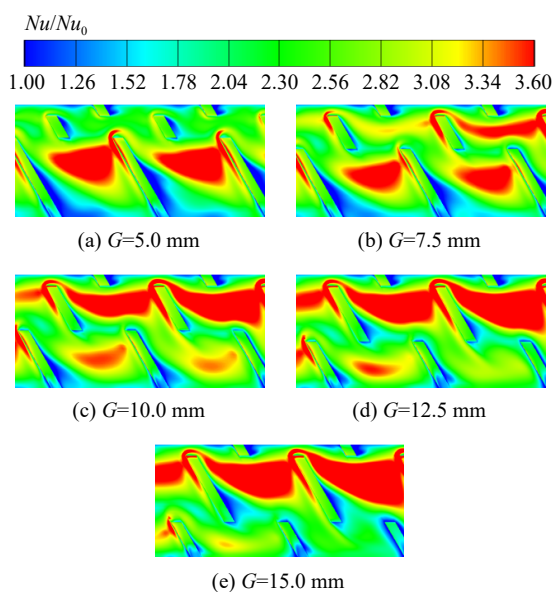


图 22 不同分离肋长度下的相对努塞尔数分布

Fig. 22 Relative Nusselt number distribution under different separation rib length

图 23 为各方案在雷诺数为 $30\,000$ 下的温度分布图。 $G=5.0\text{ mm}$ 时, 分离肋引发的涡旋还太弱, 分离肋后均为较高温区域, 低温区域主要出现在中心肋分离点后方附近位置。由于分离点距中心太远, 同时二次流在向内流动不断减弱, 中心肋后缘区域出现高温。随着分离肋长度渐渐增长, 中心肋后缘区域温度会有所改善, 温度分布也更加均匀。但当分离肋长度达到 15.0 mm 时, 由于中心肋产生的涡旋太弱, 同时分离肋过长导致引发的涡旋难以触及分离肋尾端区域, 反而导致通道总体温度上升。综合各因素考虑, 分离肋长度 $G=10.0\text{ mm}$ 的 V 型间断肋方案为最优方案。

2.4 间断肋后置距离对传热特性及流场的影响

结合上文分析, 选择间断位置 M 为 2.5 mm , 间断肋长度 G 为 10.0 mm , 研究间断肋后置距离

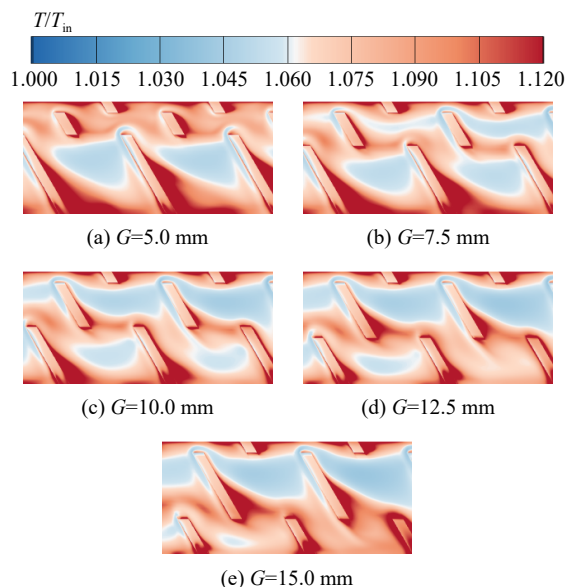


图 23 不同分离肋长度下的相对温度分布

Fig. 23 Relative temperature distribution under different separation rib length

B 在 $7.2\sim 16.8\text{ mm}$ 内的通道传热特性变化。图 24 与图 25 分别显示了带肋段壁面在 $Re=10\,000\sim 30\,000$ 下的平均相对努塞尔数与相对压力损失。可以发现相对努塞尔数在研究范围内随着分离肋后置距离增加而降低。相对努塞尔数在分离肋距离为 7.2 mm 时最大, 在雷诺数为 $30\,000$ 下与最小值 $B=16.8\text{ mm}$ 处的相对差值为 4.72% ; 当后置距离增加时, 相对压力损失的变化不太明显, 总体上呈现小幅下降趋势。后置距离对相对压力损失的影响随着雷诺数上升有渐渐增强的趋势。最低相对压力损失始终出现在后置距离为 16.8 mm 处。在雷诺数为 $30\,000$ 下, 分离肋后置距离 $B=16.8\text{ mm}$ 与 $B=7.2\text{ mm}$ 处相对压力损失的差值为 3.79% 。

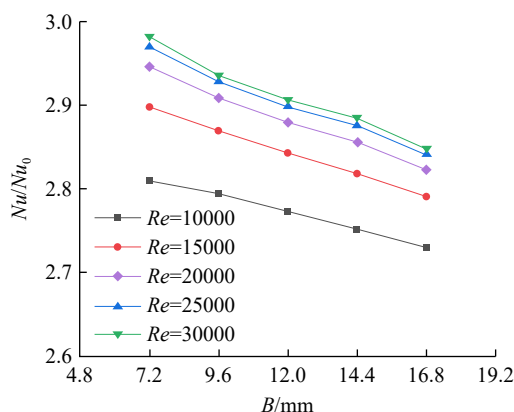


图 24 不同分离肋后置距离下的相对努塞尔数

Fig. 24 Relative Nusselt number under different separation rib post distance

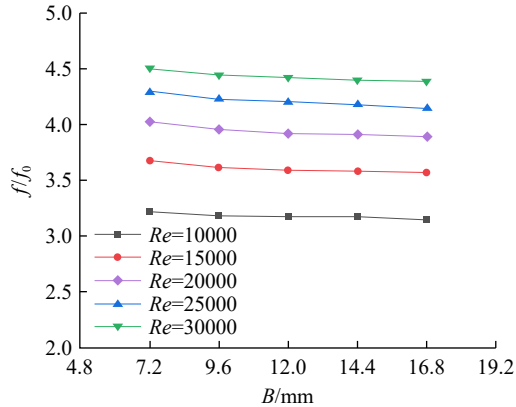


图 25 不同分离肋后置距离下的相对压力损失

Fig. 25 Relative pressure loss under different separation rib post distance

图 26 显示了综合传热系数与 B 之间的关系。在 $Re=10\,000\sim 30\,000$ 时,综合传热系数均随着后置距离增加而降低,在后置距离为 7.2 mm 时为最大值。变化趋势并不会随着雷诺数变化而发生改变。在雷诺数为 $30\,000$ 下,综合传热系数的最大值 $B=7.2\text{ mm}$ 处与最小值 $B=16.8\text{ mm}$ 处的相对差值为 4.53% 。

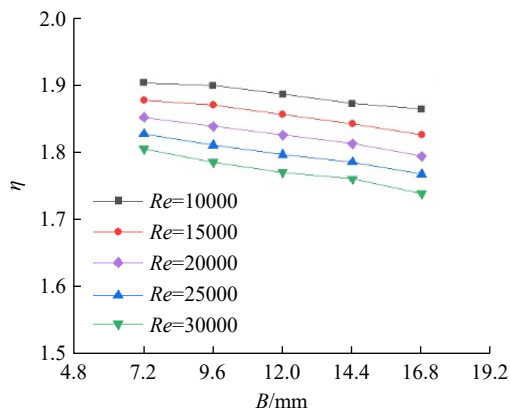


图 26 不同分离肋后置距离下的综合传热系数

Fig. 26 Comprehensive heat transfer coefficient under different separation rib post distance

图 27 为不同后置距离方案在雷诺数为 $30\,000$ 下的涡量分布图。随着后置距离的逐渐增大,分离肋所引起的涡旋影响区域渐渐由每个肋区间的上游转至下游。同时中心肋引发的涡旋影响范围先是随着后置距离上升而增长,随后又开始下降。在后置距离 $B=16.8\text{ mm}$ 时,分离肋所产生的涡旋甚至对下一个肋区间的上游产生较大影响,但这与下一个肋区间的中心肋引起的涡旋部分重合,又由于中心肋的涡旋被削弱,所以未对传热产生改善,反而会引起自身所处肋区间传热情况恶化。

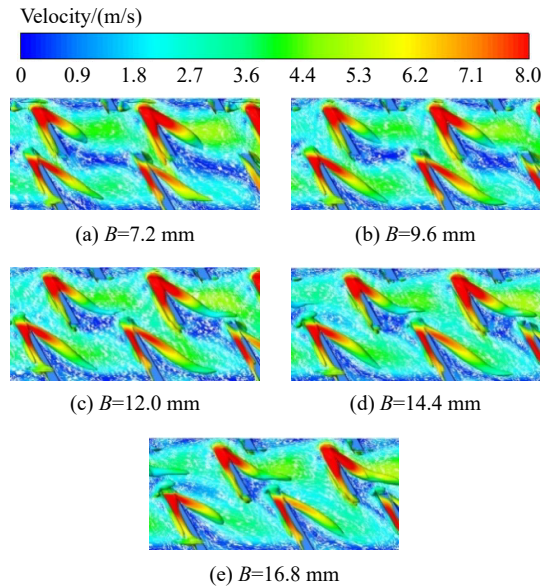


图 27 不同分离肋后置距离下的涡量分布

Fig. 27 Vorticity distribution under different separation rib post distance

图 28、图 29 为通道的相对努塞尔数与温度分布图。随着后置距离增加,中心肋后缘区域低努塞尔数区域会增长,高温区域逐渐向后延展。而中游区域的努塞尔数则是先增长而后降低,于后置距离为 9.6 mm 时最佳,此时的流向上的温度分布均匀性也更为优秀。结合上文,后置距离对综合传热系数的影响并不显著。在雷诺数为 $30\,000$ 时,后置距离为 9.6 mm 时与后置距离为 7.2 mm 时的综合传热系数的相对差值也只有

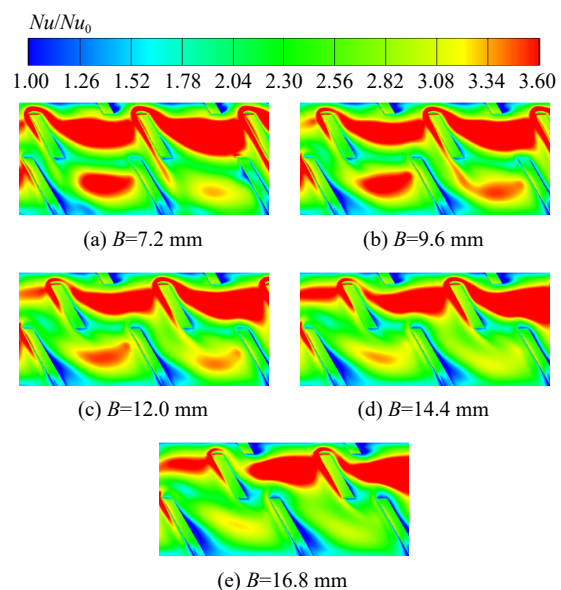


图 28 不同分离肋后置距离下的相对努塞尔数分布

Fig. 28 Relative Nusselt number distribution under different separation rib post distance

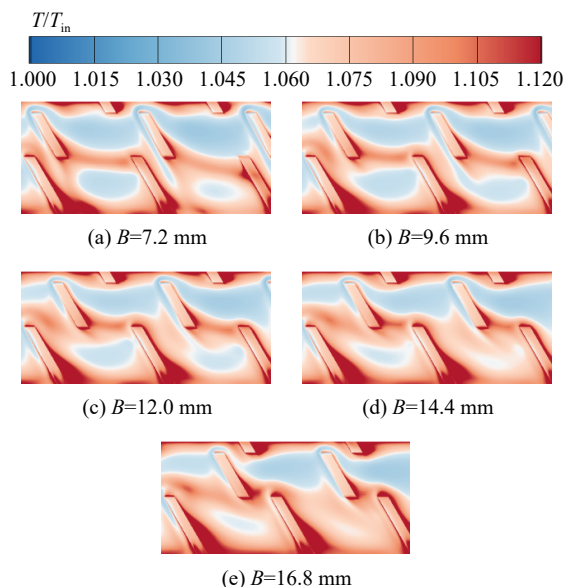


图 29 不同分离肋后置距离下的相对温度分布

Fig. 29 Relative temperature distribution under different separation rib post distance

1.12%。从兼顾温度分布均匀性的角度考虑, 后置距离为 9.6 mm 为更优的方案。

3 结 论

本文采用模拟仿真的方法, 系统性地对具有不同结构参数的带有 V 型间断肋的传热通道展开研究。采用阻塞比 $e/D=0.047$, 宽高比 $W/H=1$ 的静止通道。分别对比了具有不同间断位置, 分离肋长度以及分离肋后置距离方案通道内部的流场以及传热特性。所得结果总结如下:

1) 采用 V 型间断肋可有效的提高通道传热能力。研究范围内, 在同条件下, 雷诺数为 30 000 时, 优化后的 V 行间断肋 ($M=2.5$ mm, $G=10.0$ mm, $B=9.6$ mm) 与光滑通道相比, 壁面平均努塞尔数提高至 2.94 倍, 优于直肋, 60° 斜肋与 V 型肋。此时的综合传热系数是直肋的 1.29 倍。

2) 对于同一结构配置, 提高雷诺数可以提高通道传热能力, 但相对地会引起压力损失提高。盲目地提高雷诺数, 反而可能会导致综合传热系数降低。

3) 通过调整 V 型分离肋的间断位置, 分离肋长度, 分离肋后置距离, 均可以提高通道的传热能力。其中, 间断位置对传热能力的影响最大, 而分离肋后置距离更多的是对于通道温度分布均匀性的影响。在较小的分离肋长度下, 主要是中心肋引发的涡旋占据主导作用。而随着分离肋长度渐渐增加, 会转至由分离肋引起的涡旋为主导。

参考文献:

- [1] HAN J C, PARK J S. Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1988, 31(1): 183-195.
- [2] HAN J C, ZHANG Y M, LEE C P. Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs[J]. *Journal of Heat Transfer*, 1991, 113(3): 590-596.
- [3] HAN J C. Heat transfer and friction in channels with two opposite rib-roughened walls[J]. *Journal of Heat Transfer*, 1984, 106(4): 774-781.
- [4] HAN J C, OU S, PARK J S, et al. Augmented heat transfer in rectangular channels of narrow aspect ratios with rib turbulators[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1989, 32(9): 1619-1630.
- [5] HAN J C. Turbine blade cooling studies at texas A&M university: 1980-2004[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2006, 20(2): 161-187.
- [6] HAN J C, ZHANG Y M. High performance heat transfer ducts with parallel broken and V-shaped broken ribs[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1992, 35(2): 513-523.
- [7] CHANDRA P R, ALEXANDER C R, HAN J C. Heat transfer and friction behaviors in rectangular channels with varying number of ribbed walls[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2003, 46(3): 481-495.
- [8] 饶宇, 王德强, 李彦霖. 涡轮叶片内部多通道微小扰流肋冷却流动传热实验研究[J]. *工程热物理学报*, 2019, 40(10): 2321-2326.
- RAO Yu, WANG Deqiang, LI Yanlin. Study of heat transfer and pressure loss in multi-pass cooling passages with micro-ribs for turbine blade[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2019, 40(10): 2321-2326. (in Chinese)
- [9] MOON M A, PARK M J, KIM K Y. Evaluation of heat transfer performances of various rib shapes[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 71: 275-284.
- [10] 白万栋, 梁栋, 陈伟, 等. 肋片扰流对柱肋通道传热和压损影响[J]. *航空动力学报*, 2019, 34(11): 2509-2515.
- BAI Wandong, LIANG Dong, CHEN Wei, et al. Rib influence on heat transfer and pressure drop in pin-fin array[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2019, 34(11): 2509-2515. (in Chinese)
- [11] ALFARAWI S, ABDEL-MONEIM S A, BODALAL A. Experimental investigations of heat transfer enhancement from rectangular duct roughened by hybrid ribs[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2017, 118: 123-138.
- [12] 朱强华, 崔苗, 高效伟. 带斜孔肋大宽高比矩形通道的强化传热特性[J]. *航空动力学报*, 2016, 31(4): 780-787.
- ZHU Qianghua, CUI Miao, GAO Xiaowei. Enhanced heat transfer characteristics in a large aspect ratio rectangular channel with inclined perforated rib[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2016, 31(4): 780-787. (in Chinese)
- [13] LAU S C, KUKREJA R T, MCMILLIN R D. Effects of V-shaped rib arrays on turbulent heat transfer and friction of fully developed flow in a square channel[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1991, 34(7): 1605-1616.
- [14] WRIGHT L M, FU W L, HAN J C. Thermal performance of angled, V-shaped, and W-shaped rib turbulators in rotating rectangular cooling channels ($AR=4:1$)[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2004, 126(4): 604-614.
- [15] PROMVONGE P, CHANGCHAROEN W, KWAN-KAOMENG

- S, et al. Numerical heat transfer study of turbulent square-duct flow through inline V-shaped discrete ribs[J]. [International Communications in Heat and Mass Transfer](#), 2011, 38(10): 1392-1399.
- [16] SRIHARSHA V, PRABHU S V, VEDULA R P. Influence of rib height on the local heat transfer distribution and pressure drop in a square channel with 90° continuous and 60° V-broken ribs[J]. [Applied Thermal Engineering](#), 2009, 29(11/12): 2444-2459.
- [17] TANDA G. Heat transfer in rectangular channels with transverse and V-shaped broken ribs[J]. [International Journal of Heat and Mass Transfer](#), 2004, 47(2): 229-243.
- [18] ABRAHAM S, VEDULA R P. Heat transfer and pressure drop measurements in a square cross-section converging channel with V and W rib turbulators[J]. [Experimental Thermal and Fluid Science](#), 2016, 70: 208-219.
- [19] HAN J C, PARK J S, IBRAHIM M Y. Measurement of heat transfer and pressure drop in rectangular channels with turbulence promoters[R]. NASA-CR-4015, 1986.
- [20] DITTUS F W, BOELTER L M K. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type[J]. Berkeley: University of California Press, 1930.

(编辑: 张 雪)