文章编号:1001 - 2060(2024)12 - 0010 - 10

涡轮叶片内通道缩扩蜿蜒改型与流动换热特性研究

张鸿磊,李广超,李展鸿
(沈阳航空航天大学 航空发动机学院,辽宁 沈阳 110136)

摘 要:为了研究涡轮叶片缩扩蜿蜒通道的流动换热特性,采用瞬态液晶测温技术与数值仿真相结合的方法,分析入口雷诺数 Re 为 $20\times10^3\sim50\times10^3$、缩扩比 S/K 分别为 2∶5,3∶5,4∶5和 5∶5时缩扩蜿蜒通道与添加导流片的缩扩蜿蜒通道(以下简称导流片通道)的流阻及换热性能,获得缩扩比与导流片之间的最优解组合,并根据现有数据拟合得到二次流强度和综合热力性能之间的函数关系。结果表明:缩扩蜿蜒通道与导流片通道换热能力均随缩扩比的减小呈上升趋势;缩扩蜿蜒通道阻力系数普遍高于导流片通道;过高或过低的缩扩比都会导致通道综合热力性能降低,缩扩比为 2∶5时导流片通道综合热力性能最强。

关 键 词:涡轮叶片;缩扩蜿蜒通道;导流片;综合热力性能

中图分类号:V263 **文献标识码**:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2024.12.002

[**引用本文格式**]张鸿磊,李广超,李展鸿. 涡轮叶片内通道缩扩蜿蜒改型与流动换热特性研究[J]. 热能动力工程,2024,39(12):10 - 19. ZHANG Honglei, LI Guangchao, LI Zhanhong. Study on constricted and expanded serpentine modification and flow heat transfer characteristics of inner channel of turbine blades[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2024,39(12):10 - 19.

Study on Constricted and Expanded Serpentine Modification and Flow Heat Transfer Characteristics of Inner Channel of Turbine Blades

ZHANG Honglei, LI Guangchao, LI Zhanhong
(School of Aero-engine, Shenyang Aerospace University, Shenyang, China, Post Code: 110136)

Abstract: In order to study the flow heat transfer characteristics of constricted and expanded serpentine channel of turbine blade, the flow resistance and heat transfer performance of constricted and expanded serpentine channel and that with deflector (i.e. deflector channel) under the inlet Reynolds number Re of $20\times10^3-50\times10^3$ and the contraction and expansion ratio S/K of 2∶5, 3∶5, 4∶5 and 5∶5 were analyzed by using the method of transient liquid crystal temperature measurement technique and numerical simulation, the optimal solution combination between the contraction and expansion ratio and the deflector was obtained, and the functional relationship between the secondary flow intensity and the comprehensive thermal performance was obtained by fitting according to the existing data. The results show that the heat transfer capacity of the constricted and expanded serpentine channel and the channel with deflector increases with the decrease of the contraction and expansion ratio. In terms of flow resistance, the resistance coefficient of the constricted and expanded serpentine channel is generally higher than that of the deflector channel. Too high or too low contraction and expansion ratio will reduce the comprehensive thermal performance of channel. When the contraction and expansion ratio is 2∶5, the comprehensive thermal performance of the deflector channel is the strongest.

收稿日期:2024 - 03 - 13; **修订日期**:2024 - 05 - 08
基金项目:国家自然科学基金(52376028);辽宁省自然科学基金(2022-MS-296)
Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China (52376028); Natural Science Foundation of Liaoning Province (2022-MS-296)
作者简介:张鸿磊(2000 -),男,沈阳航空航天大学硕士研究生.
通信作者:李广超(1979 -),男,沈阳航空航天大学教授.

Key words: turbine blade, constricted and expanded serpentine channel, deflector, comprehensive thermal performance

引　言

高性能航空发动机涡轮进口温度已经远高于叶片材料可承受的极限温度[1],为保证叶片正常工作,必须采用有效措施对叶片进行冷却。叶片中弦区冷却方式分为外部气膜冷却和内部强化对流冷却。改进通道形状以及在通道内添加扰流元[2]是提升内部冷却性能研究的焦点。

扰流元通过破坏流体边界层,增强冷热流体掺混,显著提升通道换热能力。Park 等人[3]将通道内的肋角度分别设置为 30°,45°,60°和 90°,对不同角度的肋之间的换热能力进行对比研究,发现肋角度为 60°时通道换热能力最强。贾龙等人[4]采用涡发生器改变通道上、下壁面压差,形成纵向涡以提高通道换热能力,并指出低雷诺数时的纵向涡发生器的强化换热能力优于高雷诺数时。杨祺等人[5]采用瞬态液晶测温技术对比研究了带 45°V 型肋和 45°反 V 型肋的矩形通道端壁的换热特性,结果表明,V 型肋诱导产生的二次流增强了通道的换热能力,带 V 型肋通道的换热能力优于带反 V 型肋通道。在改变通道形状方面,大多数研究聚焦于通道回转处直角转角与圆角转角对流动换热能力的影响。Wang 等人[6]比较直角回转通道和圆角回转通道的流动换热特性,发现直角回转通道换热能力较强,圆角回转通道压力损失较小。陈伟等人[7]通过实验发现,直角回转通道转角处的涡使通道的换热能力优于圆角回转通道。在内部冷却性能研究方面,增强换热能力往往伴随着压力损失增加,因此需要找到换热能力与压力损失之间的平衡点。导流片可使压力损失降低,并且在一定程度上增强内冷通道的换热能力。Chen 等人[8]采用瞬态液晶法研究含有导流片带肋双通道换热性能,发现转角前含导流片模型与原模型换热能力接近,转角后含导流片模型换热能力提升约 10% ~15%。Chu 等人[9]针对四通道换热特性研究发现,导流片将主流分为两股流体,这种流场对局部换热的影响从转角处一直持续到第三通道。Algawair 等人[10]通过实验发现,在回转肋通道弯道内加入 180°导流片,可使该区域速度分布更均匀,转角顶部努塞尔数提升。Schuler 等人[11]研究了导流片对圆角回转通道换热能力的影响,结果表明,导流片可以增强圆角回转通道转角处的换热能力,同时使通道压力损失降低约 25%。文献[12 - 13]实验研究了多种导流片对光滑直通道压降分布的影响,压力损失降低最多可达到 40% ~45%。Choi 等人[14]通过数值模拟研究发现,含导流片的通道在强化换热和减小压力损失方面均优于光滑通道。

内冷通道的研究主要集中在直通道及单回转通道上,通道缩扩比对换热特性影响的研究并不多。缩扩蜿蜒通道叶片结构设计,特别是导流片的设计对改善流动换热性和减少流动阻力作用显著。为此,本文采用横向缩扩蜿蜒通道,通道内部的缩扩结构使该通道换热能力优于直通道,采用瞬态液晶测温技术与数值仿真相结合的方法,探究横向缩扩蜿蜒通道以及添加导流片后通道的流动换热特性。

1　实验系统与数值仿真介绍

1.1　实验系统及实验件

图 1 为叶片缩扩蜿蜒通道结构参数示意图,横向缩扩蜿蜒通道沿叶弦方向分布于叶身内部,在叶高方向共有 6 个回转角。

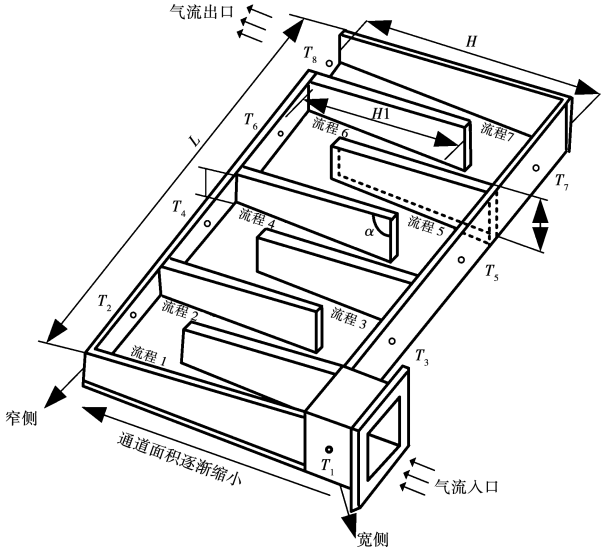


图 1　叶片缩扩蜿蜒通道结构参数示意图

Fig. 1 Schematic diagram of structure parameters of constricted and expanded serpentine channel of blades

由于叶片厚度随弧长改变,致使叶片内部通道横截面积呈现交替缩扩的特征,冷气流动方式改为

在叶片内横向流动。实验件采用有机玻璃,其中实验件入口处对应叶片叶根,出口处对应叶顶,通道共 7 个流程,$T_1 \sim T_8$ 为测温孔位置,其具体位置为各流程回转处的端面上,目的是更好地观测窄侧与宽侧对换热能力的影响,热电偶布置于距测温孔 40 mm 处,测量实验件内气体温度的变化。表 1 为不同缩扩比下通道各几何参数定义,其中 D_1 为实验件宽侧高度,D 为窄侧高度,L 为实验件在叶高方向的长度,缩扩比定义为窄侧面积 $S(S = L \times D)$ 与宽侧面积 K $(K = L \times D_1)$ 之比,H 为通道长度,H_1 为隔板长度,α 代表隔板夹角的角度。

表 1 不同缩扩比下通道各几何参数定义

Tab. 1 Definition of channel geometric parameters at different contraction and expansion ratios

S/K	L/D	L/D_1	H_1/D_1	H_1/D	α/(°)
2∶5	41∶2	41∶5	13∶5	13∶2	85.2
3∶5	41∶3	41∶5	13∶5	13∶3	86.8
4∶5	41∶4	41∶5	13∶5	13∶4	88.4
5∶5	41∶5	41∶5	13∶5	13∶5	90.0

为探索不同缩扩比下缩扩蜿蜒通道换热能力的强弱,通过瞬态液晶测温技术实时反映通道壁面温度变化的特点进行实验分析。图 2、图 3 为实验设备示意图和现场图。实验基本流程为:由空气压缩机提供的气体经过加热段后通过球阀流入实验段,当气体流入通道流程内,对应流程壁面温度发生改变,表面液晶显色也随之变化,高清摄像机随即开始记录各流程实时变色情况。布置在通道内的热电偶采集气流经过实验件时的流体温度,由计算机记录热电偶数据,气体最终通过实验件出口流向外界,实验结束,具体实验步骤及实验不确定度计算参考文献[15]。

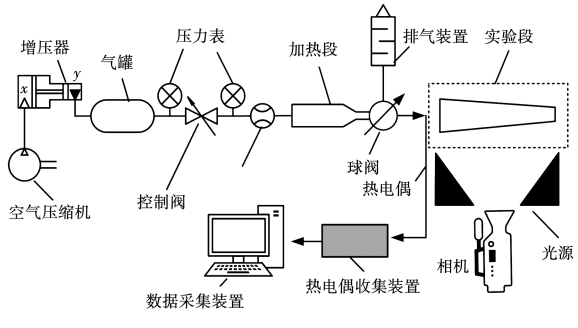


图 2 实验设备示意图

Fig. 2 Schematic diagram of experimental equipment



图 3 实验设备现场图

Fig. 3 Field diagram of experimental equipment

1.2 数值仿真计算

数值仿真计算中通道结构参数与实验一致,同时为进一步探究缩扩蜿蜒通道的换热能力,对通道进行改造,在通道回转处添加 6 个导流片,导流片布置方式如图 4 所示,图中 θ 为导流片角度,d 为导流片与端面距离,t 为导流片厚度,导流片几何参数如表 2 所示。

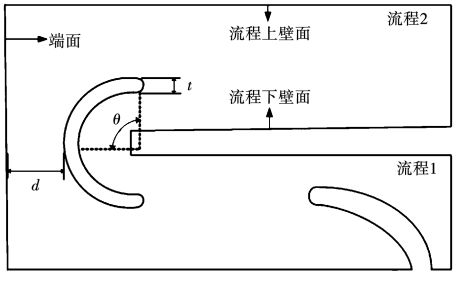


图 4 导流片布置方式

Fig. 4 Deflector arrangement mode

表 2 导流片几何参数

Tab. 2 Geometric parameters of deflector

参 数	数 值
导流片角度 θ/(°)	180
端面距离 d/mm	2
导流片厚度 t/mm	0.75

1.2.1 计算域网格与边界条件

通道流体域计算网格如图 5 所示,模型采用六面体结构化网格划分,第 1 层边界层厚度设置为 0.001 mm,增长率为 1.2,对应的 $y^+ \approx 1$。通道入口速度由通道入口雷诺数决定,压力出口设置为 1 个标准大气压,等热流边界热流密度设置为 1 000 W/m^2。湍流模型选取 Realizable $k-\varepsilon$ 模型,该模型在边界层计算、通道内流动及漩涡计算中表现较好。速度

和压力耦合采用 SIMPLE 算法,入口参数的离散采用二阶迎风格式,速度方程和能量方程收敛残差分别为 10^{-4}和 10^{-6}。

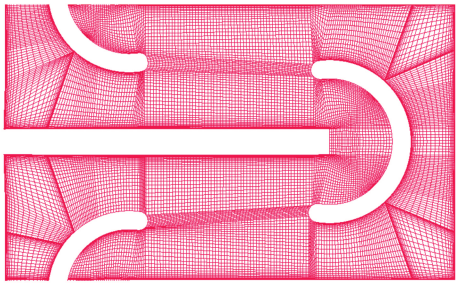


图 5　通道计算域网格

Fig. 5 Computational domain grid of channel

以缩扩比 S/K 为 3∶5的缩扩蜿蜒通道为例,选择 Re 为 3×10^4的工况,分别采用网格数 300 万,500 万,700 万和 900 万进行网格无关性验证,得到不同网格下努塞尔数的变化结果如表 3 所示,平均努塞尔数在网格数达到 500 万时稳定。考虑计算的准确性和计算资源的经济性,后续选用 500 万网格对不同结构模型的流动换热性能进行数值模拟。

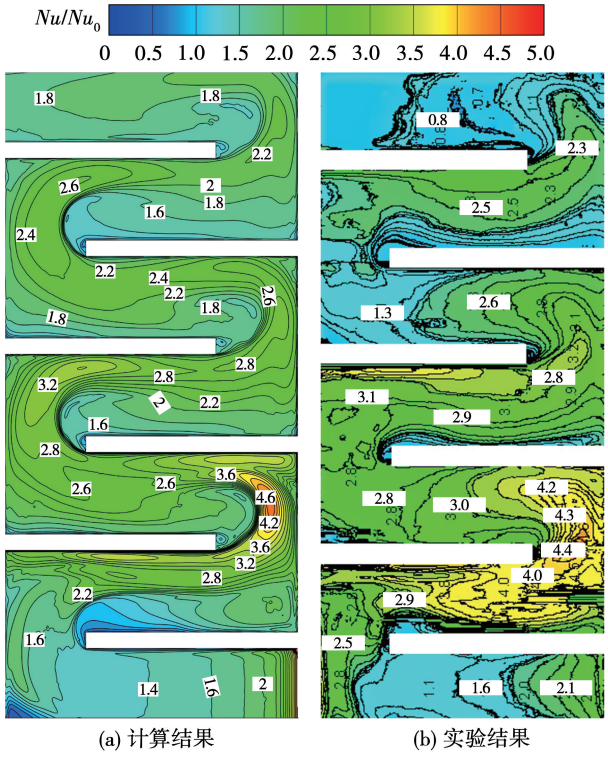
表 3　网格无关性验证

Tab. 3 Grid independence verification

网格数	努塞尔数
300 万	211.85
500 万	213.54
700 万	213.87
900 万	213.72

1.2.2　计算模型验证

为验证计算的准确性,选择 Re 为 3×10^4、缩扩比为 3∶5的缩扩蜿蜒通道的实验结果与计算结果进行对比。强化换热因子定义为 Nu/Nu_0,Nu 为通道壁面努塞尔数,反映了壁面的换热能力,Nu_0为光滑直管的壁面努塞尔数,因此 Nu/Nu_0可以直观地体现改进后通道与光滑直管之间的换热能力差距。图 6 为表面强化换热因子 Nu/Nu_0计算结果与实验结果对比云图,可以发现二者换热能力云图分布类似。由于缩扩蜿蜒通道多流程的特点,为保证各流程换热能力的准确描述,采用通道长度与当量直径之比(l/d)的无量纲化反映通道各处的换热能力,图 7 为各流程强化换热因子计算结果与实验结果对比。由图 7 可知,各流程内强化换热因子 Nu/Nu_0计算结果与实验结果变化趋势基本相同,二者相差范围保持在 4% ~6%。因此,采用该计算模型进行数值仿真具有可行性。



(a) 计算结果　　(b) 实验结果

图 6　Nu/Nu_0计算结果与实验结果对比云图

Fig. 6 Contrast cloud charts of Nu/Nu_0 between calculated results and experimental results

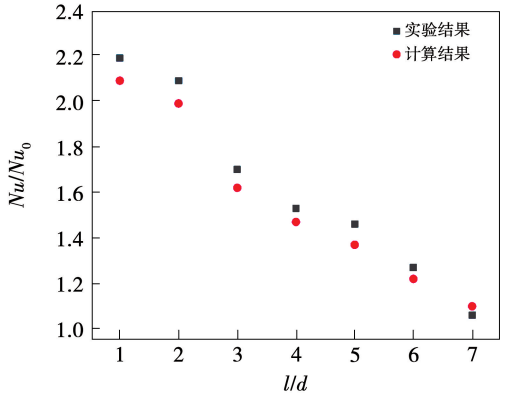


图 7　各流程内 Nu/Nu_0计算结果与实验结果对比

Fig. 7 Comparison of Nu/Nu_0 between calculated results and experimental results in each flow path

1.3　计算方法及参数定义

通道特征长度 d 为:

$$d = 4A/C \tag{1}$$

式中：A—通道入口横截面面积，m^2；C—通道入口横截面周长，m。

通道入口雷诺数 Re 为：

$$Re = \rho u_{inlet} d/\mu \tag{2}$$

式中：ρ—空气密度，kg/m^3；u_{inlet}—通道入口平均速度，m/s；μ—空气粘性系数，kg/(m·s)。

采用强化换热因子 Nu/Nu_0 和归一化阻力系数 f/f_0 分析导流片对换热及流阻特性的影响。

通道壁面努塞尔数 Nu 为：

$$Nu = h_d d/\lambda \tag{3}$$

式中：h_d—通道表面换热系数，W/(m·K)；λ—空气热导率，W/(m²·K)。

通过 Dittus-Boelter 公式[16]计算得到相同雷诺数时的光滑直管的壁面努塞尔数 Nu_0，以此作为基准，其表达式为：

$$Nu_0 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \tag{4}$$

式中：Pr—普朗特数。

阻力系数 f 为：

$$f = \frac{(p_{inlet} - p_{outlet})d}{2l\rho u_{inlet}^2} \tag{5}$$

式中：p_{inlet}—通道进口总压，Pa；p_{outlet}—通道出口总压，Pa；l—通道管长，m。

将湍流范围内光滑直通道阻力系数 f_0 作为衡量缩扩通道阻力的基准，其表达式为：

$$f_0 = 0.316\,4\, Re^{-0.25} \tag{6}$$

采用等泵功准则对综合热力性能 TPF 进行评价，表达式为：

$$TPF = \frac{(Nu/Nu_0)}{(f/f_0)^{1/3}} \tag{7}$$

绝对涡通量 J_{ABS} 计算式为：

$$J_{ABS} = \frac{1}{A}\iint_A \sqrt{\omega_x^2 + \omega_y^2 + \omega_z^2}\,dA \tag{8}$$

式中：ω_x，ω_y，ω_z—涡量 ω 在 X，Y，Z 方向的分量，1/s。

二次流特征速度 U_s 为流体以主流方向为轴线旋转的流体的平均角速度，U_s 为绝对涡通量 J_{ABS} 与当量直径 D 的乘积，其表达式为：

$$U_s = D \cdot J_{ABS} \tag{9}$$

二次流强度 Se[16]计算式为：

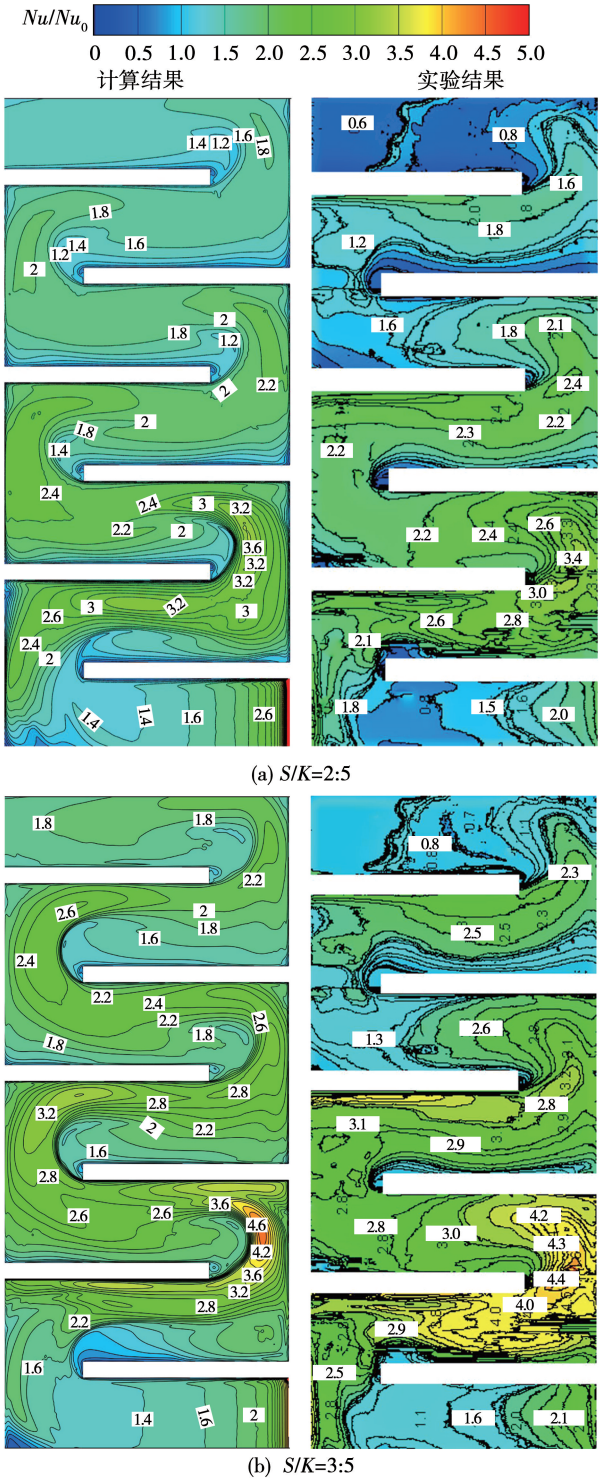
$$Se = \rho_{inlet} U_s D/\mu \tag{10}$$

式中：ρ_{inlet}—通道入口流体平均密度，kg/m^3。

2　结果分析

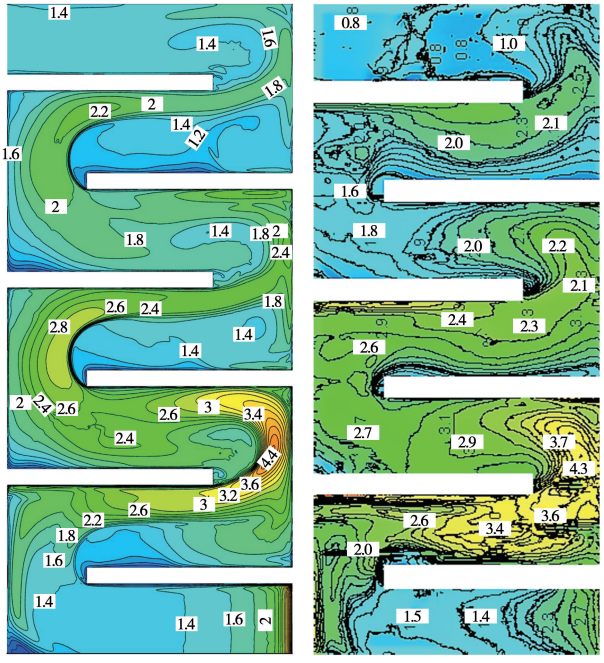
2.1　换热能力分析

图 8 为 Re 为 30×10^3 时不同缩扩比下缩扩蜿蜒通道强化换热因子仿真计算结果和实验结果分布云图。可以发现，缩扩蜿蜒通道换热能力变化趋势均为随流程增加换热能力逐渐下降，换热较强区域集中在前 4 流程。

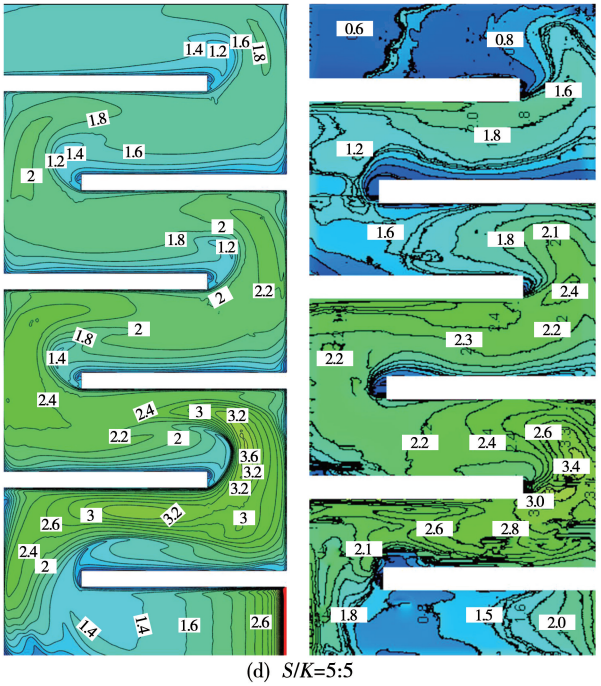


(a) S/K=2:5

(b) S/K=3:5



(c) *S*/*K*=4:5



(d) *S*/*K*=5:5

图 8　***Re*** 为 30×10^3 时不同缩扩比下缩扩蜿蜒通道强化换热因子仿真计算结果与实验结果对比云图

Fig. 8 Contrast cloud charts of enhanced heat transfer factors of each channel between simulated results and experimental results at different contraction and expansion ratios at *Re* = 30×10^3

图 9 为不同缩扩比下导流片通道强化换热因子分布云图，对比图 8 和图 9 可知，缩扩蜿蜒通道高换热区位置不同于导流片通道，缩扩蜿蜒通道高换热区多集中于各流程上壁面，而导流片通道部分高换热区存在于导流片附近，这是因为通道内导流片引导流体流动所致，流体经过转角后集中于流程上半部分，冲击流程上壁面，经导流片引导集中于流程上游的流体流向导流片内侧，使得导流片外侧换热能力较弱，进而导流片通道转角处的高换热区范围小于缩扩蜿蜒通道。

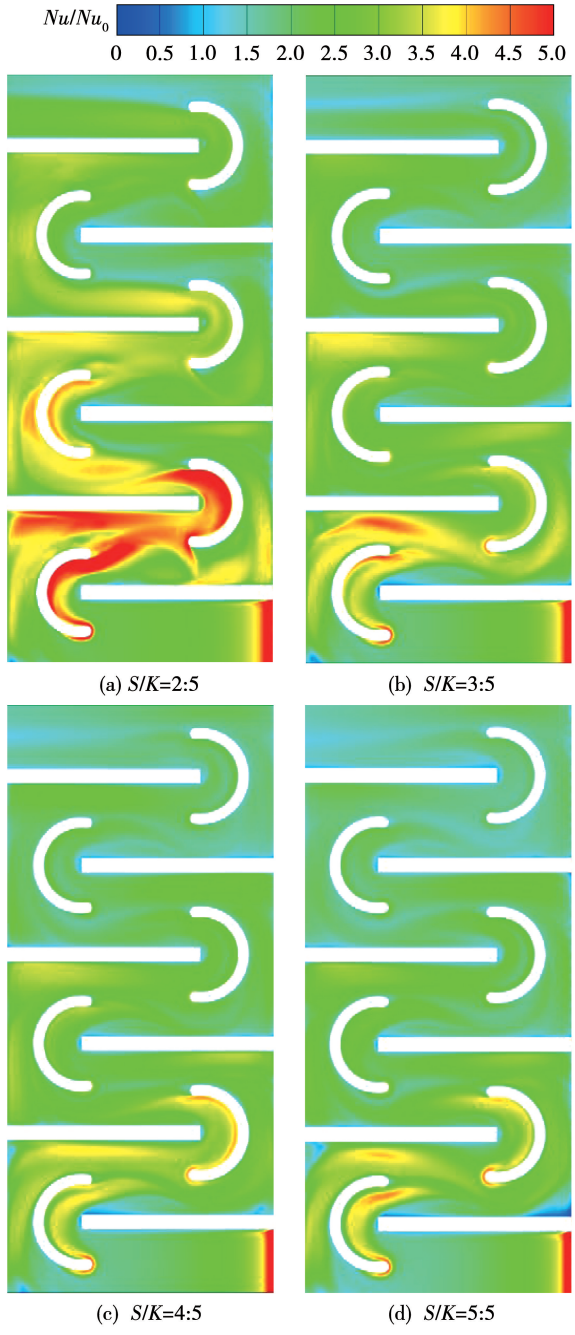


图 9　***Re*** 为 30×10^3 时不同缩扩比下导流片通道强化换热因子分布云图

Fig. 9 Distribution cloud charts of enhanced heat transfer factor in deflector channel at different contraction and expansion ratios at *Re* = 30×10^3

图 10 为不同缩扩比下各通道强化换热因子随雷诺数变化折线图，由图可知，随着雷诺数的增加，各通道均表现出换热能力下降的趋势。对比不同缩扩比下缩扩蜿蜒通道换热能力可知，当 $S/K=2:5$ 时通道强化换热因子较 $S/K=3:5$ 时增加了 33.22%，而 $S/K=3:5$ 时的强化换热因子较 $S/K=4:5$ 和 5∶5 时仅提升了 10.50% 和 15.31%。由此可知，低缩扩比下通道换热能力变化较为剧烈，不同缩扩比之间换热能力的区域主要集中于渐缩侧。这是受缩扩蜿蜒通道结构特性所影响，流体在窄侧加速，在宽侧减速，导致换热较强的区域多分布在宽侧。而在低缩扩比下，窄侧换热较强区域明显大于高缩扩比通道，从流体在通道内流动情况角度来看，低缩扩比通道内流体流速较高，通道内涡的尺度与位置都发生了改变，低缩扩比通道涡更倾向于宽侧，涡的存在强化了流体扰动，使得中间的高温流体流向壁面，同时也破坏了边界层。综上所述，由于缩扩比对通道内流体流速及流场的影响，导致无论是缩扩蜿蜒还是导流片通道均表现为 $S/K=2:5$ 时换热能力明显高于 $S/K=3:5$，4∶5 和 5∶5 的情况。

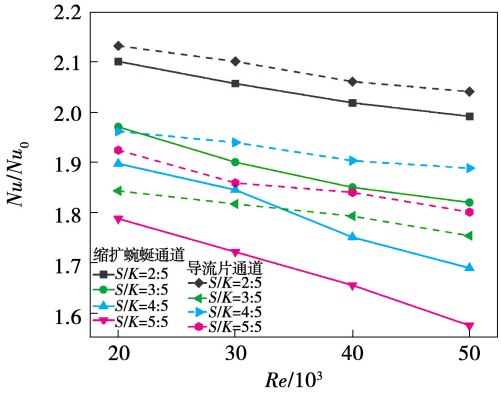
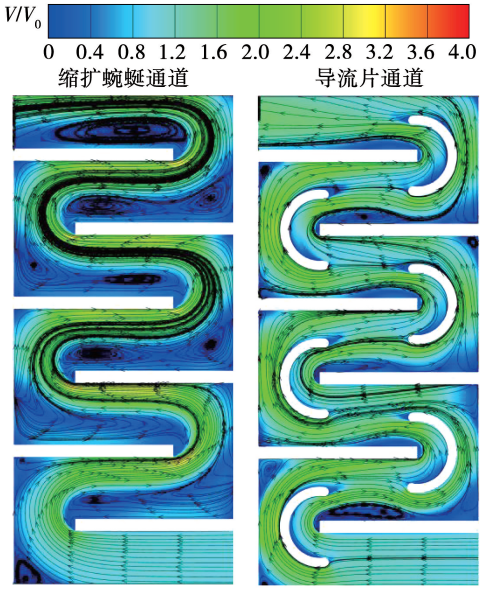


图 10　不同缩扩比下各通道强化换热因子随雷诺数变化

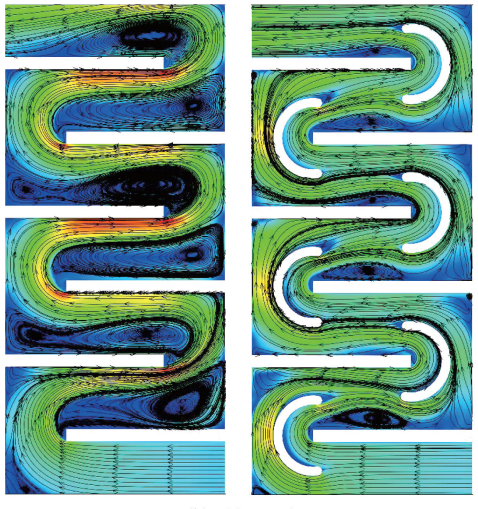
Fig. 10 Variation of enhanced heat transfer factor of each channel with Reynolds number at different contraction and expansion ratios

2.2　阻力损失分析

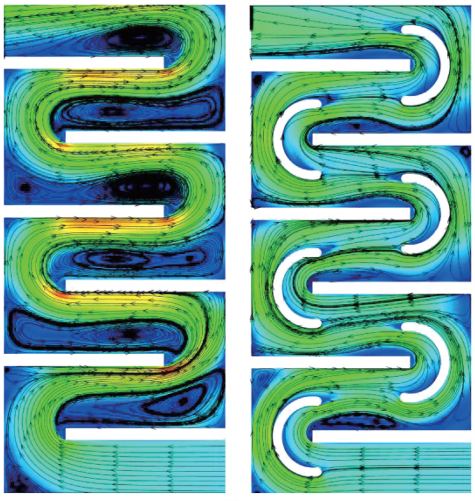
流通面积变化使缩扩蜿蜒通道内流体加速或减速流动，虽然导流片起到强化局部换热的作用，但阻力损失也随之增加。无量纲 V/V_0 反映导流片对不同缩扩比通道流动速度的影响，在导流片附近，流速增加明显。同时采用 f/f_0 衡量缩扩蜿蜒通道内摩擦阻力的变化。图 11 为不同缩扩比下缩扩蜿蜒通道及导流片通道的速度流线图。可以看到，当缩扩比为 3∶5 时缩扩蜿蜒通道宽侧转角处涡较强，流体通过转角后受离心力影响冲击流程上壁面，出现流动分离现象，缩扩蜿蜒通道在流动中的低流速区约占整体流程的 1/2，涡核心区域靠近壁面。当缩扩比提升至 5∶5 时，第 4 和第 6 流程的涡逐渐分裂成两个小涡，这是因为当缩扩比增大时缩扩通道对流体的加减速效果降低，高缩扩比通道流动相较于低缩扩比通道较为平稳。导流片通道流线图表明，全转角布置导流片削弱阻力损失的能力更强，180° 导流片可以消除通道转角处涡，流程下壁面处涡法向尺度下降至 0.2 倍的通道当量直径高度。这是由于 180° 导流片前端与流体流动方向平行，流体更容易贴合导流片流动，并且 180° 导流片使流体到达通道转角前分开，沿导流片流动，防止在转角处形成涡。对比可知，导流片在抑制通道内横向涡形成的同时，在高缩扩比通道内流体流动速度的下降速率高于缩扩蜿蜒通道。



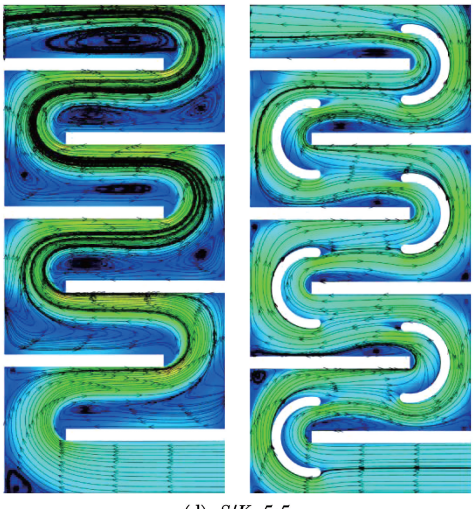
(a) S/K=2:5



(b) S/K=3:5



(c) S/K=4:5



(d) S/K=5:5

图 11　不同缩扩比下各通道速度流线图

Fig. 11 Velocity streamline diagrams of each channel at contraction and expansion ratios

图 12 为不同缩扩比下各通道阻力系数随雷诺数变化。在缩扩比方面,两种通道阻力系数变化趋势相同,均表现为随着缩扩比的增大,阻力系数减小,不同点在于缩扩蜿蜒通道阻力系数普遍大于同缩扩比下的导流片通道。当 Re 为 30×10^3时,不同缩扩比下缩扩蜿蜒通道阻力系数分别为 4.13,3.51,3.38 和 2.69,其中,$S/K=2:5$的缩扩蜿蜒通道的阻力系数较其他缩扩比通道变化幅度最大,这与前文提到的涡结构发生改变有直接关系。导流片通道各缩扩比阻力损失均弱于缩扩蜿蜒通道,当 Re 为 30×10^3 时,不同缩扩比下其阻力系数分别为 3.33,2.57,2.24 和 2.11,其中阻力系数降低最大幅度为 30.22%。缩扩蜿蜒结构本身导致的较高阻力损失在添加导流片后得到改善,当 $Re=20\times10^3$,$S/K=5:5$时导流片通道阻力系数相比缩扩蜿蜒通道下降了 59.46%。在雷诺数方面,当 Re 为 $20\times10^3\sim50\times10^3$时,$S/K=2:5$的缩扩蜿蜒通道阻力损失较 $S/K=3:5$,4:5和5:5的通道分别提高了 64.20%,66.74% 和 67.45%,由此可见,虽然随着雷诺数的增加各缩扩比通道阻力损失均有所增加,但是低缩扩比通道增长速率更快。

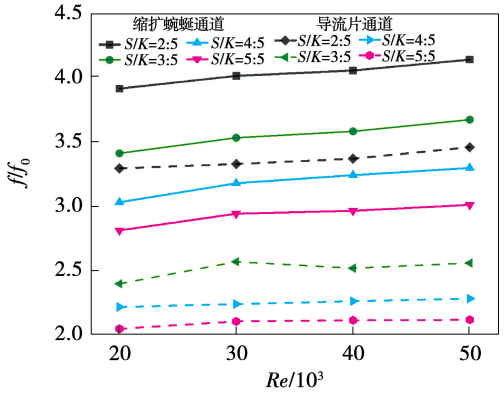


图 12　不同缩扩比下各通道阻力系数随雷诺数变化

Fig. 12 Variation of resistance coefficient of each channel with Reynolds number at different contraction and expansion ratios

图 13 为缩扩比为 2:5时两种通道的阻力系数对比。可以看出,缩扩蜿蜒通道阻力系数变化幅度明显高于导流片通道,原因是当雷诺数增加时,流体流速增加,流体冲击通道造成的压力损失增大,通道转角下侧尺度增加,使原缩扩蜿蜒通道阻力系数随雷诺数增加而增大。导流片弧形结构减弱了流体经过通道转角时离心力的影响,致使导流片通道阻力系数受雷诺数影响不明显。

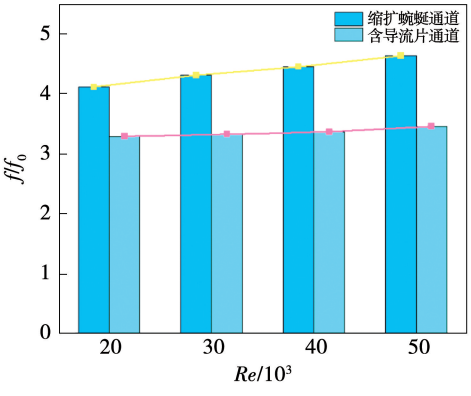


图 13　缩扩比为 2:5时两种通道的阻力系数对比

Fig. 13 Comparison of resistance coefficients of two channels at contraction and expansion ratio of 2:5

2.3 综合热力性能分析

引入综合热力性能 *TPF* 评估缩扩比与导流片对横向缩扩蜿蜒通道流动阻力和换热能力的综合影响。图 14 为不同缩扩比下缩扩蜿蜒通道与导流片通道的综合热力性能对比。缩扩比对综合热力性能的影响表现为 $S/K=2:5$时通道综合热力性能最高，缩扩比过高或过低都会导致通过综合热力性能下降。其中，低缩扩比下降速率更快，综合热力性能最高的工况为 $Re=30\times10^3$、$S/K=2:5$时，缩扩蜿蜒通道 $TPF=0.68$，导流片通道 $TPF=0.87$。对比两种通道可知，导流片通道综合热力性能普遍高于缩扩蜿蜒通道，当 $Re=20\times10^3$时，$S/K=5:5$导流片通道综合热力性能较缩扩蜿蜒通道提高了 27.94%，这是因为虽然两种通道在换热能力方面表现基本一致，但导流片在转角处对流体的引导作用降低了阻力损失，致使相同缩扩比情况下导流片通道综合热力性能明显高于缩扩蜿蜒通道。

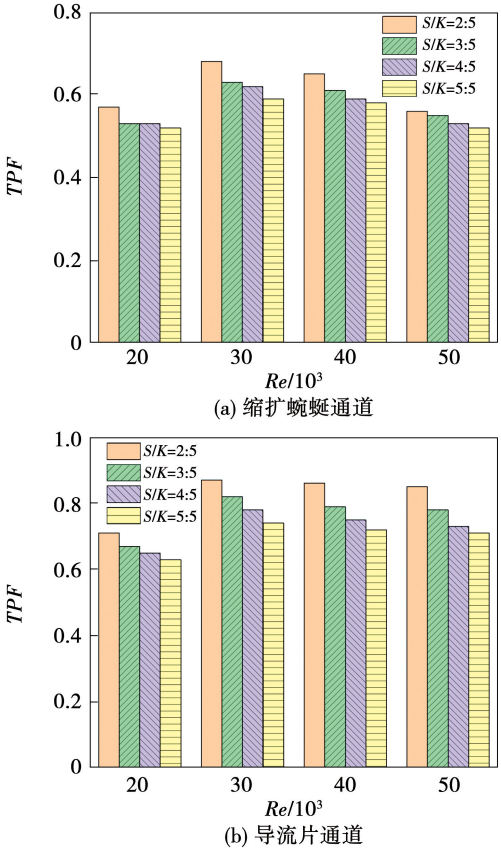


图 14 不同缩扩比下各通道综合热力性能对比

Fig. 14 Comparison of comprehensive thermal performance of each channel at different contraction and expansion ratios

缩扩蜿蜒通道结构本身致使通道内二次流情况复杂于传统回转通道，并且不同缩扩比对通道流体的加减速作用也进一步影响二次流强度 *Se*。由上文可知，并非缩扩比越小通道综合热力性能越强，而是要平衡换热能力与阻力损失，因此需要一个合理的衡量手段。二次流受缩扩比影响变化较为明显，同时换热的本质是流体的流动，因此二次流与综合热力性能必定存在某种联系，并且二次流强度可以直接以数值形式反映通道内二次流的变化情况。综上所述，建立导流片缩扩蜿蜒通道内不同缩扩比条件下二次流强度与综合热力性能之间的关系，如图 15 所示。经拟合发现 *Se* 与 *TPF* 之间存在近似函数关系，具体公式如下：

$$TPF = 0.36 + 7.17Se - 1.06Se^2 \tag{11}$$

经计算，该拟合公式的拟合优度 R^2 值为 0.991，故采用该公式评估缩扩比对综合热力性能的强弱具有可靠性。

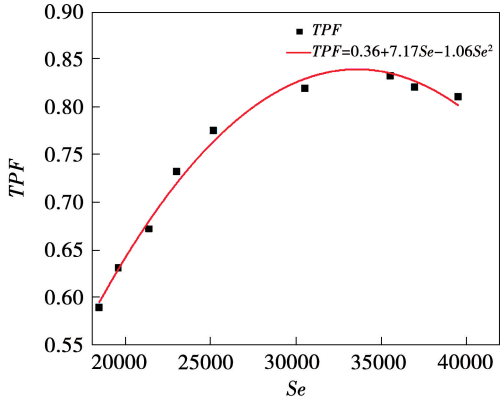


图 15 不同缩扩比导流片通道二次流强度 *Se* 与 *TPF* 拟合曲线图

Fig. 15 Fitting curves diagram of the secondary flow intensity *Se* and *TPF* in deflector channel at different contraction and expansion ratios

3 结 论

（1）缩扩蜿蜒通道与导流片通道强化换热因子 Nu/Nu_0随缩扩比的减小均呈现升高趋势，相同缩扩比下两种通道强化换热因子随雷诺数的增加均逐渐下降。

（2）缩扩蜿蜒通道阻力系数普遍高于导流片通道，导流片通道随雷诺数增加阻力系数变化幅度较

小,保持在 1% ~5%。当 $Re = 20 \times 10^3$,$S/K = 5:5$时导流片通道阻力系数相比缩扩蜿蜒通道下降了 59.46%。

(3) 缩扩比为 2:5时综合热力性能最强,导流片使通道综合热力性能提升,当 $Re = 20 \times 10^3$时导流片通道综合热力性能最高,$TPF = 0.87$。缩扩比与综合热力性能之间存在函数关系。

参考文献:

[1] 孔祥灿,张子卿,朱俊强,等. 航空发动机气冷涡轮叶片冷却结构研究进展[J]. 推进技术,2022,43(5):1 -23.
KONG Xiangcan, ZHANG Ziqing, ZHU Junqiang, et al. Research progress on cooling structure of aeroengine air-cooled turbine blade [J]. Journal of Propulsion Technology, 2022, 43(5): 1 -23.

[2] JADHAV R S, BALAJI C. Fluid flow and heat transfer characteristics of a vertical channel with detached pin fin arrays arranged in staggered manner on two opposite endwalls[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2016, 105: 57 -74.

[3] PARK J S, HAN J C, HUANG Y, et al. Heat transfer performance comparisons of five different rectangular channels with parallel angled ribs[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1992, 35(11): 2891 -2903.

[4] 贾　龙,张剑飞. 纵向涡发生器几何参数对微通道流动传热特性的影响研究[J]. 热能动力工程,2019,34(10):97 -105.
JIA Long, ZHANG Jianfei. Study on the influence of geometric parameters of longitudinal vortex generators on the flow and heat transfer characteristics of microchannel[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2019, 34(10): 97 -105.

[5] 杨　祺,张宗卫,钱伟佳,等. 带错排 V 肋和反 V 肋矩形通道强化传热机理及规律研究[J]. 热能动力工程,2018,33(4):21 -26.
YANG Qi, ZHANG Zongwei, QIAN Weijia, et al. Study of the mechanism and variation law governing the intensified heat transfer in a rectangular channel with staggered V-shaped ribs and inverted V-shaped ribs[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2018, 33(4): 21 -26.

[6] WANG T S, CHYU M K. Heat convection in a 180-deg turning duct with different turn configurations[J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 1994, 8(3): 595 -601.

[7] 陈　伟,阚　瑞,任　静,等. 涡轮叶片内部冷却通道传热和压力分布特性的实验[J]. 航空动力学报,2010 25(12):2779 -2786.
CHEN Wei, KAN Rui, REN Jing, et al. Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in a two-pass internal coolant passages of gas turbine airfoil[J]. Journal of Aerospace Power, 2010 25(12): 2779 -2786.

[8] CHEN W, REN J, JIANG H. Effect of turning vane configurations on heat transfer and pressure drop in a ribbed internal cooling system[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(4): 041012.

[9] CHU H C, CHEN H C, HAN J C. Numerical simulation of flow and heat transfer in rotating cooling passage with turning vane in hub region[J]. Journal of Heat Transfer, 2018, 140(2): 021701.

[10] ALGAWAIR W, LACOVIDES H, KOUNADIS D, et al. Experimental assessment of the effects of Prandtl number and of a guide vane on the thermal development in a ribbed square-ended U bend [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2007, 32(2): 670 -681.

[11] SCHULER M, ZEHNDER F, WEIGAND B, et al. The effect of turning vanes on pressure loss and heat transfer of a ribbed rectangular two-pass internal cooling channel[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(2): 471 -482.

[12] RAO D V, BABU C S, PRABHU S V. Effect of turn region treatments on the pressure loss distribution in a smooth square channel with sharp 180 bend[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2004, 10(6): 459 -468.

[13] BABU C, RAO V, PRABHU S. Effect of turn region treatments on the pressure loss through sharp 180 deg bends[C]//41st Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. Reno: Institute of Aeronautics and Astronautics, 2003: 1145.

[14] CHOI E Y, CHOI Y D, LEE W S, et al. Heat transfer augmentation using a rib dimple compound cooling technique[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 51(1): 435 -441.

[15] 李展鸿. 涡轮叶片缩扩蜿蜒通道流动和换热特性研究[D]. 沈阳:沈阳航空航天大学,2022.
LI Zhanhong. Research on heat transfer characteristics of transversely constricted and expanded serpentine channel in turbine blade[D]. Shenyang: Shenyang Aerospace University, 2022.

[16] WINTERTON R H S. Where did the Dittus and Boelter equation come from[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1998, 41(4): 809 -810.

(王治红　编辑)