

不同盘面粗糙度对低转速多支路预旋盘腔流动特性影响的研究

姚钰龙¹, 牛夕莹², 王川¹, 胡博³

(1. 扬州大学水利科学与工程学院, 江苏扬州 225000; 2. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江哈尔滨 150078;
3. 清华大学能源与动力工程系, 北京 100084)

摘要:在转静盘腔实际工作中, 盘面的粗糙度对气体预旋比、流量系数、压力系数、转矩系数和轴向力系数的影响很大。为了得到低转速预旋盘腔中不同盘面粗糙产生的影响, 本文采用 ANSYS CFX 19.2 进行数值模拟并通过实验验证其准确性。在几何模型固定情况下通过改变出流支路数、转盘转速(1 000 ~ 3 000 r/min)和粗糙度程度(0 ~ 50 μm), 研究转盘、静盘和转静盘粗糙工况下的盘腔主要无量纲准则数。结果表明:多支路出流会一定程度提高预旋盘腔内的流动效果, 并且转盘和静盘粗糙产生的边界层不同会导致对相关系数的影响不一样。当转静盘均粗糙时, 在对气体预旋比和转矩系数的影响中, 转盘粗糙占主导作用; 而对压力系数和轴向力系数的影响中, 静盘粗糙占主导作用。

关键词:低转速; 预旋盘腔; 粗糙度; 流量系数; 气体预旋比; 压力系数; 转矩系数; 轴向力系数

中图分类号: V231.1 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2023.01.002

[引用本文格式] 姚钰龙, 牛夕莹, 王川, 等. 不同盘面粗糙度对低转速多支路预旋盘腔流动特性影响的研究[J]. 热能动力工程, 2023, 38(1): 9-22. YAO Yu-long, NIU Xi-ying, WANG Chuan, et al. Investigation on flow characteristics of low-speed multi-branch pre-swirl rotor-stator cavity with different surface roughness[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(1): 9-22.

Investigation on Flow Characteristics of Low-Speed Multi-Branch Pre-Swirl Rotor-Stator Cavity with Different Surface Roughness

YAO Yu-long¹, NIU Xi-ying², WANG Chuan¹, HU Bo³

(1. College of Hydraulic Science and Engineering, Yangzhou University, Yangzhou, China, Post Code: 225000;
2. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078; 3. Department of Energy and Power Engineering, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084)

Abstract: In the actual work of the rotor-stator cavity, the influence of the roughness of the disk surface on the gas core swirl ratio, flow rate coefficient, pressure coefficient, torque coefficient and axial thrust coefficient is great. In order to obtain the influence of different disk surface roughness in the low-speed pre-swirl rotor-stator cavity, ANSYS CFX 19.2 is used for numerical simulation and its accuracy is verified by experiments in this paper. Under the fixed geometric model, by changing the number of outflow branches, the rotating speed (1 000 r/min to 3 000 r/min) and the degree of roughness (0 to 50 μm), the main dimensionless criterion numbers of the disk cavity under the rough conditions of the rotor, the stator and the both are studied. The results show that the multi-branch outflow will definitely improve the flow effect in the pre-swirl rotor-stator cavity, and the difference in the boundary layer caused by the roughness of the rotor and the stator leads to different effects on related coefficients. When both the rotor

收稿日期: 2022-08-11; 修订日期: 2022-09-23

基金项目: 航空发动机及燃气轮机基础科学中心项目(P2021-A-1-003-002)

Fund-supported Project: Aeroengine and Gas Turbine Basic Science Center Project (P2021-A-1-003-002)

作者简介: 姚钰龙(1998-), 男, 扬州大学硕士研究生。

通讯作者: 胡博(1987-), 男, 清华大学助理研究员。

and the stator are rough, the rotor roughness dominates the influence on the gas core swirl ratio and torque coefficient; among the influences on the pressure coefficient and axial thrust coefficient, the stator roughness is dominant.

Key words: low speed, pre-swirl rotor-stator cavity, roughness, flow rate coefficient, core swirl ratio, pressure coefficient, torque coefficient, axial thrust coefficient

引 言

燃气轮机中的转静盘腔是二次空气系统的重要组成部分,它将来自压气机的冷却空气提供给不同的涡轮机部件,用于冷却或密封。涡轮是燃气轮机的重要高温部件,目前先进燃气轮机的涡轮前温度已接近 2 000 K,远远超过了现有材料正常工作所能承受的温度极限。在高压涡轮机的第 1 级,转静盘腔内的预旋流系统使用倾斜喷嘴喷射和旋流冷却空气可以极大提高冷却效果,对于提高燃气轮机的性能、延长其使用寿命十分有意义。

国内外学者采用实验测量和数值模拟方法研究不同参数对带有预旋系统的转静盘腔流动特性的影响。Farzaneh-Gord 等人^[1]通过实验测量和数值模拟,将预旋系统简化成二维轴对称模型并与测量结果对比,推导出了一个用于计算系统绝热效率的表达式。Lewis 等人^[2]研究了入口喷嘴的径向位置对预旋转静盘腔中系统性能的影响,结果表明,系统的绝热效率随预旋比线性增加,但与流速无关。Dunn 等人^[3]采用单级燃气轮机流动实验测量和数值模拟相结合的方法,将模拟中的流场预测与在几乎相同的模型配置中获得的静压、速度和示踪气体浓度的实验测量值进行比较,准确预测静压和切向速度分量。文献[4-10]研究了大量盘腔参数对预旋系统的影响,但少有人研究粗糙度对预旋系统的影响。Miklavcic 等人^[11]将无限粘性流体中的旋转圆盘问题扩展到圆盘表面允许粗糙的情况,讨论了粗糙的影响,还给出了存在证明。Bhaganagar 等人^[12]对光滑壁和覆盖有规则三维粗糙元素的壁面之间的湍流不可压缩平面通道流进行直接数值模拟,表明粗糙度往往会增加内层的速度和涡度波动的强度。文献[13-14]对转静盘腔表面粗糙度的影响进行了一系列研究,但大都集中于典型盘腔和转盘表面的粗糙影响^[15-19]。综上,大多数学者在对预旋盘腔研究

中缺少对粗糙度影响的关注,并且考虑粗糙度影响时大都集中于典型盘腔模型和转盘表面的粗糙影响。随着燃气轮机性能的不提高,需要对工程实际中涡轮部件转静盘腔的工作环境与特性进行深入研究。

本文针对低转速条件下分别带有粗糙度的转盘、静盘和转静盘,对预旋盘腔多支路流动特性进行无量纲分析,得到粗糙度影响相关机理,并通过数值计算对不同旋转雷诺数、支路数进行分析研究,以期在实际工程中以及模拟实验中不可避免的盘面粗糙影响提供参考和依据。

1 数值模拟方法

1.1 参数定义

全局圆周雷诺数 Re 定义为:

$$Re = \frac{\Omega \cdot b^2}{\nu} \quad (1)$$

式中: Ω —盘腔角速度, rad/s; b —盘腔外半径, m; ν —运动粘度, m^2/s ; $\nu = \frac{\mu}{\rho}$, μ —空气动力粘度, $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$; ρ —空气密度, kg/m^3 。

局部圆周雷诺数 Re_φ 定义为:

$$Re_\varphi = \frac{\Omega \cdot r^2}{\nu} \quad (2)$$

式中: r —径向坐标, m。

流量系数 C_d 定义为:

$$C_d = \frac{m}{m_1} \quad (3)$$

式中: m —实际质量流量, kg/s ; m_1 —等熵质量流量, kg/s 。

对于喷嘴和静止孔:

$$m_i = p_1^* \cdot A \sqrt{\frac{2R}{k-1} \frac{1}{R T_1^*} \left[\left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{(k+1)/k} \right]} \quad (4)$$

式中: p_1^* —进口总压, kPa; T_1^* —进口总温, K; p_2 —孔出口静压, kPa; A —孔出口面积, m^2 ; k —气

体绝热指数; R —空气常数。

对于旋转孔:

$$m_i = A \cdot \frac{p_2}{R T_1^*} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{1/k}$$

$$\sqrt{\frac{2k}{k-1} R T_1^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{(k-1)/k} \right] + 2(U_2 V_{2\varphi} - U_1 V_{1\varphi}) - V_{2\varphi}^2}$$

(5)

式中: $V_{1\varphi}$ —气流进口周向分速度, m/s; $V_{2\varphi}$ —气流出口周向分速度, m/s; U_1 —轮盘进口周向分速度, m/s; U_2 —轮盘出口周向分速度, m/s。

气流进出口压比 π 定义为:

$$\pi = \frac{p_{n,t}}{p_r} \quad (6)$$

式中: $p_{n,t}$ —预旋盘腔喷嘴处总压, kPa; p_r —预旋盘腔接收孔处静压, kPa。

转矩系数 C_M 定义为:

$$C_M = \frac{2 \cdot |M|}{\rho \Omega^2 b^5} \quad (7)$$

式中: M —摩擦转矩, N·m。

压力系数 C_p 定义为:

$$C_p = p^*(x=1) - p^*(x) \quad (8)$$

式中: $p^* = \frac{p}{\rho \Omega^2 b^2}$, $x = \frac{r}{b}$ 。

轴向力系数 C_F 定义为:

$$C_F = \int_a^b \frac{2\pi \cdot (p_b - p) \cdot r}{\rho \Omega^2 b^4} dr \quad (9)$$

式中: a —盘腔内半径, mm; p_b — $r = b$ 时的压力, MPa; p —压力, MPa。

气体预旋比 K 定义为:

$$K = \left(\frac{r_p}{r_i} \right)^2 K_p + \frac{M_r + M_s}{m r_i V_{\varphi,r=r_i}} \quad (10)$$

式中: r_p —进气中心径高, m; r_i —径向位置, m; K_p —喷嘴处气体预旋比; 转盘面转矩 $M_r = \frac{1}{2} \rho A_r r_r D (r_r \Omega - V_{\varphi,r=r_i}) | r_r \Omega - V_{\varphi,r=r_i} |$; A_r —转盘面面积, m^2 ; r_r —转盘面径向位置, m; $V_{\varphi,r=r_i}$ — $r = r_i$ 处气体周向分速度, m/s; 静盘面转矩 $M_s = \frac{1}{2} \rho A_s r_s D (V_{\varphi,r=r_i})^2$, $D = 0.053 \cdot Re^{-0.2}$; A_s —静盘面面积, m^2 ; r_s —静盘面径向位置, m。

1.2 数值方法与网格划分

本文采用的预旋进气转静盘腔模型如图 1 所

示,其主要参数如表 1 所示。圆孔型预旋喷嘴布置在静盘上,喷嘴略低于与转盘上的接收孔,为高位进气转静系统。二次冷却气流在高径处经具有倾角的预旋喷嘴进入盘腔。冷却气体经预旋喷嘴后具有与转盘旋转方向一致的切向速度,进入预旋腔室的冷却空气与盘腔内气体混合,对转盘进行冷却,最后在接收孔处和上下缘出口流出。

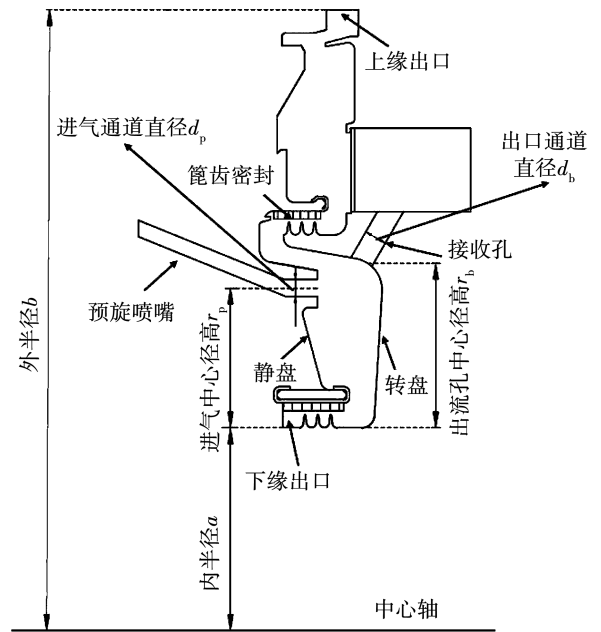


图 1 盘腔 z-r 截面几何结构图

Fig. 1 Geometric structure diagram of rotor-stator cavity z-r section system

表 1 预旋进气盘腔主要结构参数图

Tab. 1 Main structural parameters of the pre-swirl rotor-stator cavity

参数	数值
内半径 a/mm	335
外半径 b/mm	455
间隙 s/mm	20
进气通道直径 d_p /mm	5.1
进气角 $\theta/(\circ)$	20
进气中心径高 r_p /mm	43.55
出口通道直径 d_b /mm	7
出流孔中心径高 r_b /mm	52.25

由于盘腔结构呈轴向旋转对称,为简化计算,取 4° 扇形盘腔模型为计算域,采用 ANSYS CFX19.2 进

行求解,采用旋转周期面,所有计算采用 SST 湍流模型。使用 ANSYS ICEM 生成结构化网格,由于边界层内的速度梯度变化较大,故对转盘壁面附近网格进行加密,保证转盘表面的 y^+ 在 1 以内。对整个计算域进行网格无关性验证计算,不同网格数量的算例保持网格分块方式不变,验证结果表明,不同网格数计算结果相差不大,故最终选取网格数在 145 万。计算域网格图如图 2 所示。

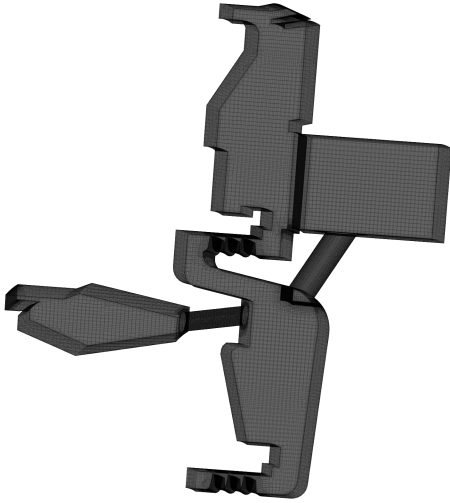


图 2 预旋盘腔计算域网格示意图

Fig. 2 Pre-swirl rotor-stator cavity computational domain mesh diagram

1.3 边界条件及工况设置

计算模型的进、出口均设有延长段,可以使计算域中的流体充分发展,有效防止出现回流。流体域内除转盘面外的其余壁面给定为绝热、无滑移壁面;转盘面给定为绝热、旋转壁面。模型进口设置为总压进口,给定总压 2 471 510 Pa 和静温 769 K;接收孔出口为静压出口,给定静压 1 552 790 Pa;其余两个出口均为平均静压出口。

计算介质选择理想气体。本文以典型预旋盘腔为参考工况,将原模型上、下出口设置为壁面,给定转盘转速和壁面粗糙度。其余物性参数与原模型设置等同。为了研究壁面粗糙度对预旋盘腔流动特性的影响,本文根据 3 种转速:1 000, 2 000 和 3 000 r/min(分别对应 $Re = 1.527 4 \times 10^6$, $3.054 8 \times 10^6$ 和 $4.582 2 \times 10^6$) 给出了 9 种不同工况,如表 2 所示。分别在盘面设置 4 种粗糙度(6.3, 12.5, 25 和 50 μm) 研究其对腔内流动影响机制。

表 2 不同工况详情

Tab. 2 Details of different working conditions

工况	粗糙盘面	圆周雷诺数 $Re / 10^6$
1	转盘	1.527 4
2	静盘	1.527 4
3	转盘和静盘	1.527 4
4	转盘	3.054 8
5	静盘	3.054 8
6	转盘和静盘	3.054 8
7	转盘	4.582 2
8	静盘	4.582 2
9	转盘和静盘	4.582 2

1.4 数值方法验证

采用 ICEM 进行网格划分,其中预旋腔、射流孔、斜接收孔部分为结构化网格,已通过无关性验证。与 1 个盘腔测压点的实验结果对比,测量的压力偏差不超过 5%,同时对比斜接收孔的流量和经过验证的流网流量,两者的偏差不超过 8%,可认为数值模拟结果准确。使用 ANSYS CFX 开展数值模拟,模拟类型为定常。使用 SST $k-\omega$ 湍流模型开展模拟,该模型已经被证实能够准确地预测盘腔内的稳态流动,计算设置为二阶迎风格式。

2 计算结果分析

2.1 气体预旋比 K

在预旋转静盘腔中,为求得冷气进入叶片时的相对总温就需要知道气流的旋转比。气流从喷嘴到供气孔需经过预旋腔和盖板腔,在此过程中由于受壁面摩擦阻、转动件做功、来自密封篦齿的气流掺混、射流与预旋气流之间的相互作用以及离心力的作用等因素的影响,旋转比是变化的。冷气沿流程旋转比变化的计算模型是预旋系统特性计算所必需的。本文对于 3 种雷诺数下,转盘、静盘以及转静盘均带有粗糙度时对气体预旋比的影响进行研究,如图 3 ~ 图 5 所示。

由图 3 ~ 图 5 可知,图中由壁面剪切力代入公式计算得出的气体预旋比要比数值模拟结果大,差异在 9.74% 左右。气体预旋比在预旋腔中沿径向增加,而在盖板腔中沿径向起伏且缓慢趋于平稳。在喷嘴和接收孔处 K 值也沿径向增大,主要由于 K

值的影响因素摩擦力矩在预旋腔中沿径向增加。当 Re 增大时, K 值整体减小。对于高转速圆盘, 圆盘与周围气流之间的旋转速度差增大, 从而减小圆盘表面附近边界层, 此时腔内气流周向速度小于盘速, 转盘力矩为正, 转盘带动气流旋转而做功, 气流径向速度增大, 周向速度减小, 导致盘面摩擦力矩减小, 因而 K 值减小。

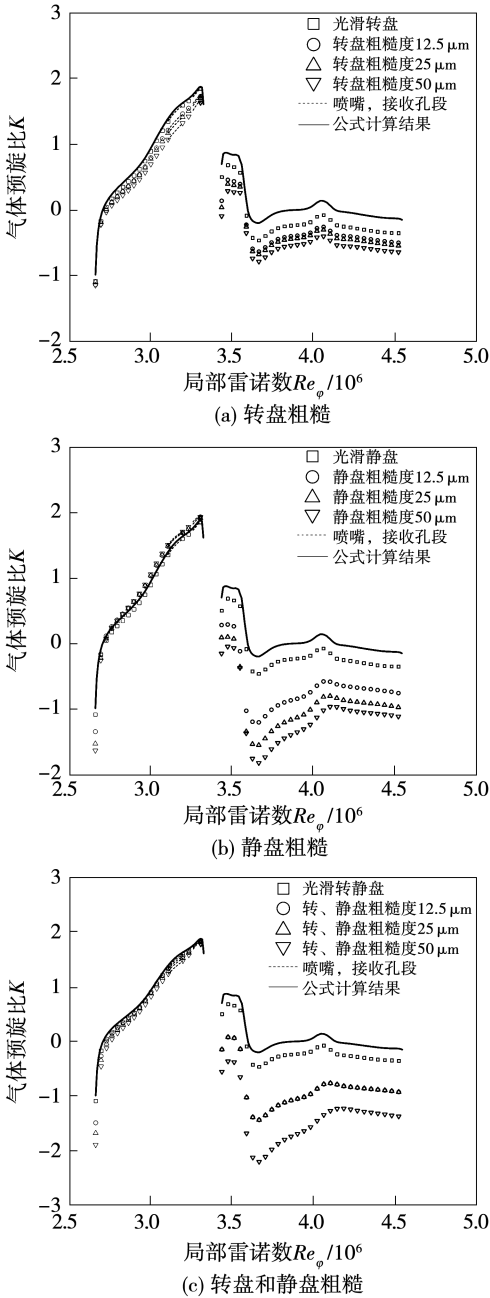


图 3 $Re = 4.5822 \times 10^6$ 时不同盘面粗糙度下 K 值的分布

Fig. 3 Distribution of K under different disk roughness at $Re = 4.5822 \times 10^6$

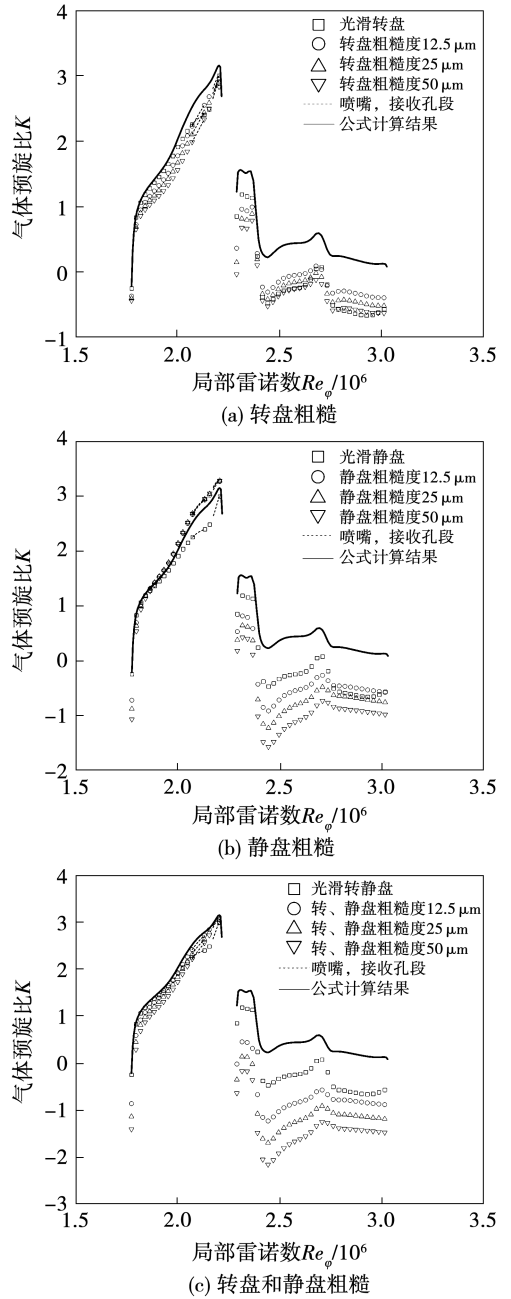


图 4 $Re = 3.0548 \times 10^6$ 时不同盘面粗糙度下 K 值的分布

Fig. 4 Distribution of K under different disk roughness at $Re = 3.0548 \times 10^6$

在转盘带有粗糙度时, 可以看出, 随粗糙度增大, K 值减小。说明转盘上的粗糙度会削弱转盘上的摩擦力矩, 此时腔内气体周向速度大于转盘转速, 转盘摩擦力矩为负。在盖板腔中粗糙度引起的扰动沿转子流动的下游方向传播到空腔的外壁, 随后外壁将所述粗糙度效应从粗糙转盘层传输到光滑定子层, 转盘边界层通过速度反射效应显示了粗糙度的

影响,这可以证明转静盘腔流动对转盘表面上很小的粗糙度也很敏感。

相对粗糙之前,壁面粗糙度对旋转圆盘流动的过渡雷诺数几乎没有影响,这时气流周向速度小于盘速,圆盘摩擦力矩为正;但对于大粗糙度,过渡雷诺数减小,过渡仍发生在尖锐的固定圆边界上,此时静盘附近气流周向速度小于盘速,静盘摩擦力矩为负。但随 Re 不断增大,气流冲击高速转盘后形成旋涡二次冲击到静盘,周向速度受损的气流因为撞击到带有粗糙度的静盘形成较厚的边界层,造成周向速度的再次增加。

当转盘和静盘都带有粗糙时,在低 Re 时转盘粗糙对 K 值的变化起主导作用,此时气流在转盘和静盘附近都形成一定边界层,而气流周向速度大于盘速,转盘摩擦力矩为负;随着 Re 变大,静盘粗糙度影响开始增加,此时气流周向速度小于盘速,盘面摩擦力矩为正,形成共同影响作用。这表明,粗糙度效应在雷诺数越高时越明显,所以不同盘面粗糙受 Re 影响有很大区别。

2.2 气流进出口压比 π

图 6 给出了不同盘面粗糙度变化条件下,3 种 Re 对应的压比 π 分布。从图中可知,压比几乎都随 Re 的增大而增大,在静盘粗糙时达到较高值,但其增幅较其他工况只有 40% 左右。转盘越粗糙,腔内气体预旋比越大,表明粗糙度增加会导致近壁速度峰值的增加。粗糙度效应的增加导致转盘边界处湍流强度分布的近壁峰值降低,这可能是由于动量方程中粗糙度项的阻尼性质,因而压比就越小;静盘压比随粗糙度的增大而增大,但在 $Re = 4.5822 \times 10^6$ 时出现了反常,因为在较高的粗糙度值下,速度峰值稍微向静盘壁面移动,这在具有较高转速值的模拟中更为明显,此时压比下降;转盘边界层和外壁之间的接合部在粗糙壁空腔中受到更大的干扰,这表示即使在低粗糙度参数下也可以将粗糙度效应传输到下游区域,但与转盘边界层不同,数据表明扰动扩散到空腔的内部区域,这是因为定盘边界层由于向内径向方向上的有利压力梯度而促进气体径向流入腔体。在转、静盘都粗糙时,由上述可知,两种盘面粗糙对压比的作用相反,当同时作用时压比 π 总体呈上升趋势,且粗糙度的变化对压比影响较小。对于转、静盘腔流动,粗糙度诱导效应在本质和量级上与

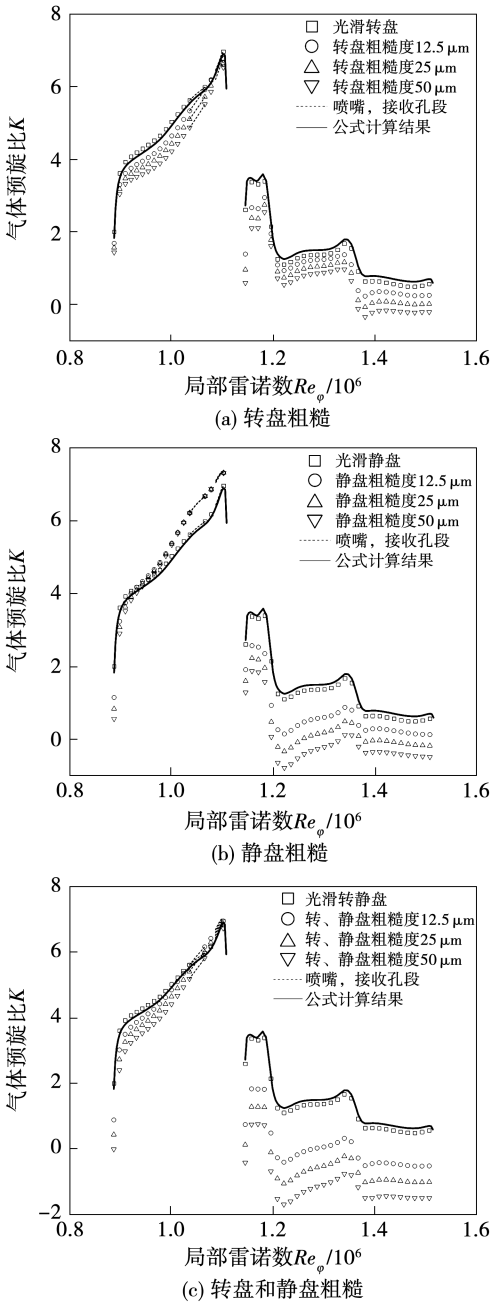


图 5 $Re = 1.5274 \times 10^6$ 时不同盘面粗糙下 K 值的径向分布

Fig.5 Radial distribution of K under different disk roughness at $Re = 1.5274 \times 10^6$

在静盘带有粗糙度时,随着粗糙度不断变大,在预旋腔中 K 值先减小后增大且在喷嘴和接收孔处保持上升,盖板腔中气体预旋比随粗糙度变化的分化更加明显。分析得出,在静盘上粗糙度达到临界

几何诱导效应非常相似。在不同粗糙度、转速下变化起伏,说明即使盘面很小的粗糙对预旋腔气体流动都有较大影响。

流工况下喷嘴和接收孔流量系数的变化情况。由图 7 可知,在只有接收孔 1 个出口时,喷嘴和接收孔的流量系数都在 0.8 左右,达到较好的流动效果。无论在哪个盘面设置粗糙度,在喷嘴处粗糙盘面总是起到增加流量系数的作用,而在接收孔处粗糙盘面总体表现出降低流量系数。

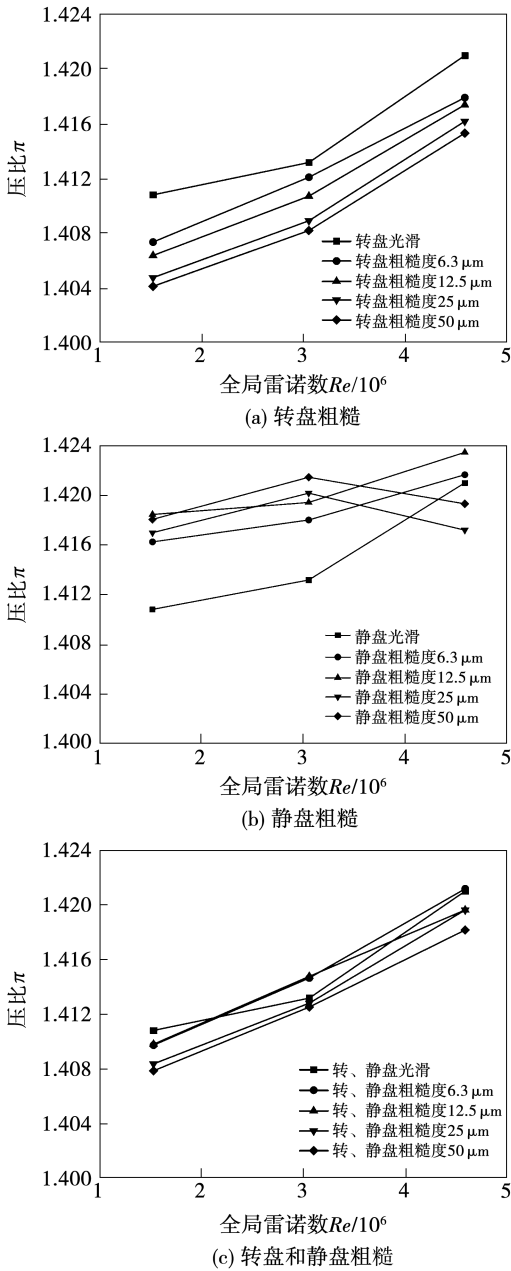


图 6 不同盘面粗糙度下的压比分布

Fig. 6 Pressure ratio distribution under different disk roughness

2.3 流量系数 C_d

图 7 给出了将上下缘出口设置为固定无滑移壁面,不同盘面粗糙度变化条件下,3 种 Re 值对应的流量系数分布。从左往右的粗糙度分别为 0, 6.3, 12.5, 25 和 50 μm , 这样设置的目的是对比有多支

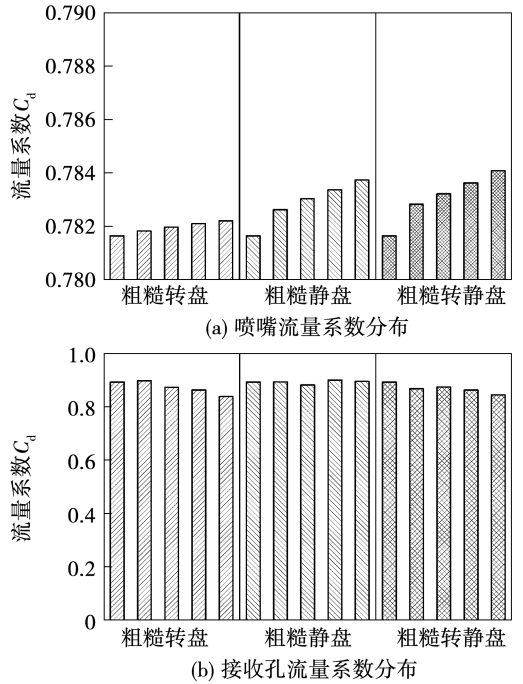


图 7 仅接收孔出流不同盘面粗糙度下的喷嘴和接收孔流量系数分布

Fig. 7 Flow rate coefficient distribution of nozzle and receiving hole under different disk roughness when only receiving hole outflow

图 8 给出了多支流不同盘面粗糙度变化条件下,3 种 Re 值对应喷嘴处流量系数分布。从柱状图中可以明显看出,喷嘴处的流量系数变化很小(仅有 3.6%),在改变盘面转速和粗糙度时的最大改变仅有 0.21%。在有上下缘出口情况下,3 种盘面粗糙情况下的流量系数与只有接收孔出口工况大致相同,喷嘴处的流量系数都随盘面粗糙度的增大而增大,但总体流量系数大于前者。可见,随着粗糙度效应的增加,转盘上的平均切向湍流边界层向外移动,并且在一定的轴向距离后,粗糙壁边界层的速度剖面塌陷到光滑的边界层剖面上,所以喷嘴出口的总压会随粗糙度的增加而略有减小。

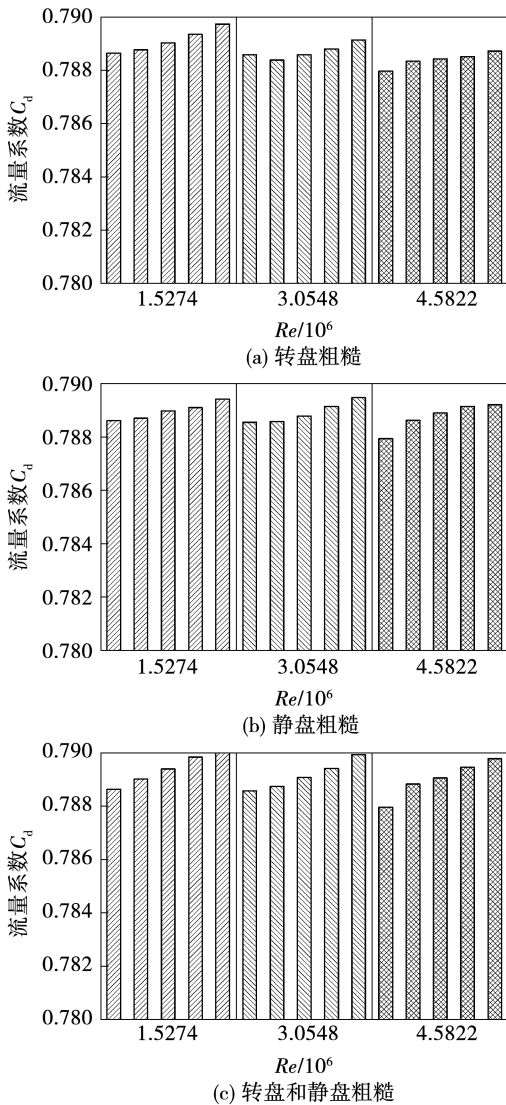


图 8 不同盘面粗糙下的喷嘴流量系数分布

Fig. 8 Flow rate coefficient distribution of nozzle under different disk roughness

图 9 给出了多支流不同盘面粗糙度变化条件下,3 种 Re 值对应接收孔处流量系数分布。当转盘粗糙时流量系数随粗糙的增加而减小,随 Re 的增加而增加,此时平均变量达到 23.6%。分析得出,粗糙壁转盘据有较强扰动效果,并且端壁处的大量流动流将这些扰动传播到空腔的下游,所以部分气流因转盘粗糙的影响经上缘出口流出。不断增加盘面转速时,腔内气体的这种扰动传播会被部分影响,此时转盘粗糙度降低了光滑静盘附近气流的径向速度,接收孔处的流量也因此增大。当静盘粗糙时,接收孔流量系数随粗糙度的增大而增大,这是因为静盘粗糙度降低了核心旋转的强度,气流整体径向流速因此减小,向接收孔流出的气流量增大。在 $Re = 4.5822 \times 10^6$ 、粗糙度为 $50 \mu\text{m}$ 时,流量系数出现下

降,这是转盘表面已到达完全粗糙,转盘壁面边界层对气流的周向速度影响增大的结果。当转盘和静盘都粗糙时可以看出,流量系数随着粗糙度的增加先增大后减小,表明转盘侧的粗糙度影响被限制在转盘边界的内部区域内,因为两侧盘面都因粗糙产生流动分离现象,盘面边界层对气流的周向流动产生有利作用,在达到完全粗糙后这种作用减小。

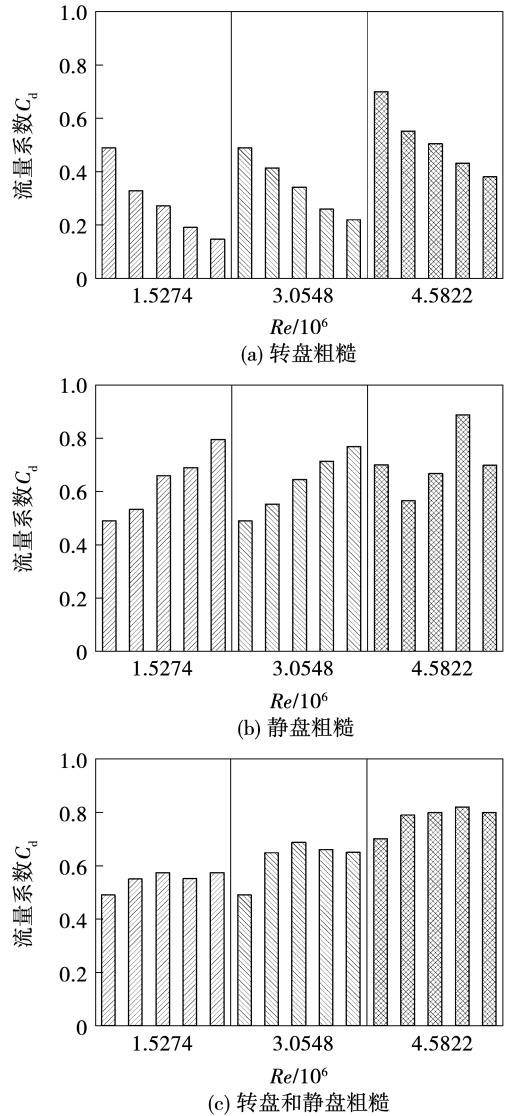


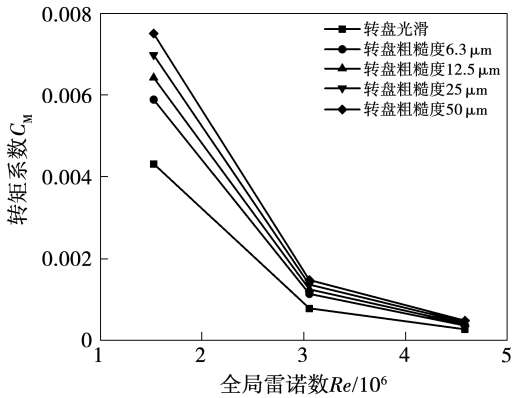
图 9 不同盘面粗糙下的接收孔流量系数分布

Fig. 9 Flow rate coefficient distribution of receiving hole under different disk roughness

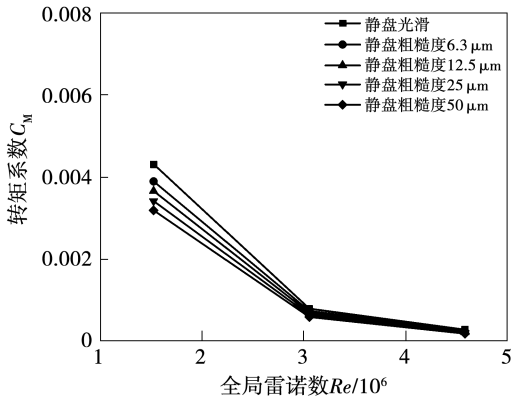
2.4 转矩系数 C_M

对于转矩系数 C_M ,胡博等人^[20-21]确定了具有向心通流的转静盘腔的经验相关式。图 10 给出了盖板腔中转盘粗糙、静盘粗糙和转、静盘粗糙 3 种情况下转盘转矩系数随 Re 的变化。可以看出,随着 Re 的增加,转盘 C_M 有明显下降趋势,并且转盘粗糙时转盘 C_M 呈高值,减小量达到 96.28。静盘粗糙时,转盘 C_M

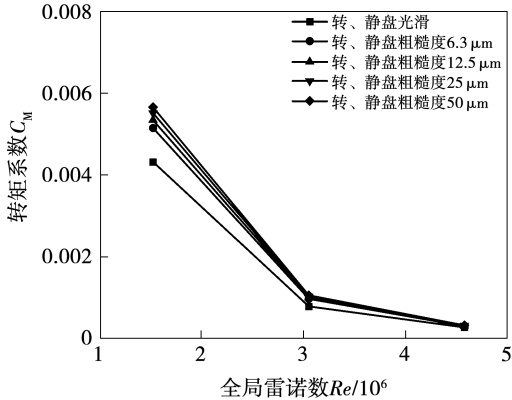
呈低值。 C_M 为剪切应力的表面积分,对于高速盘面,腔内气流速度小于盘速,转盘带动气体做功,此时气流周向速度减小,剪切应力也减小。在盘面光滑或者小粗糙度时,粗糙凸出的尺寸淹没在层流次层中,绝对粗糙度对气流没有影响,此时的剪切应力也较小。当粗糙度对腔内气流阻力影响很大,阻力与雷诺数和粗糙度有关时,盘面的剪切应力会随之增加。不同盘面粗糙对剪切应力的影响也不同,转盘粗糙会增大转盘面剪切应力,静盘粗糙会减小转盘面剪切应力,而两盘面都粗糙时这种影响会被相应中和。



(a) 转盘粗糙



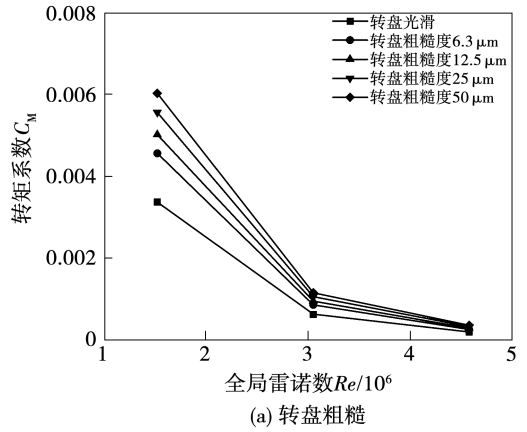
(b) 静盘粗糙



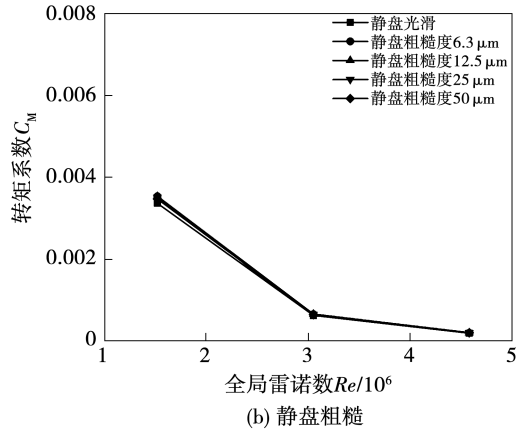
(c) 转盘和静盘粗糙

图 10 不同盘面粗糙下的盖板腔转盘转矩系数分布
Fig. 10 Distribution of torque coefficient of rotary plate cavity under different disk roughness

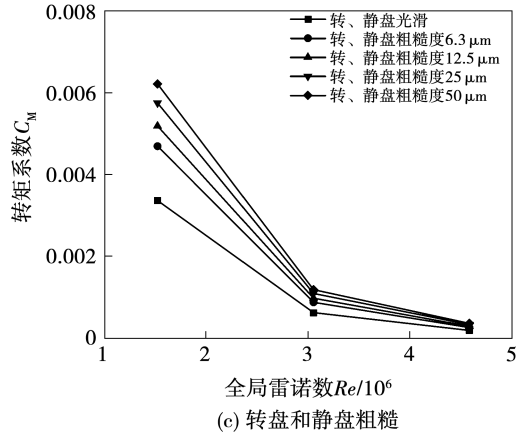
图 11 给出了预旋腔中转盘粗糙、静盘粗糙和转、静盘粗糙 3 种情况下转盘转矩系数随 Re 的变化。其总体趋势与盖板腔转盘转矩系数大致相同,只有在静盘粗糙度变化时转盘 C_M 的变化微乎其微,出现这种情况可能是因为预旋腔内的气流变化还在过渡阶段,静盘粗糙度的影响并没有达到完全粗糙状态,此时气流周向速度的变化不大,剪切应力也基本不变。



(a) 转盘粗糙



(b) 静盘粗糙



(c) 转盘和静盘粗糙

图 11 不同盘面粗糙下的预旋腔转盘转矩系数分布
Fig. 11 Distribution of torque coefficient of pre-swirl rotor-stator cavity under different disk roughness

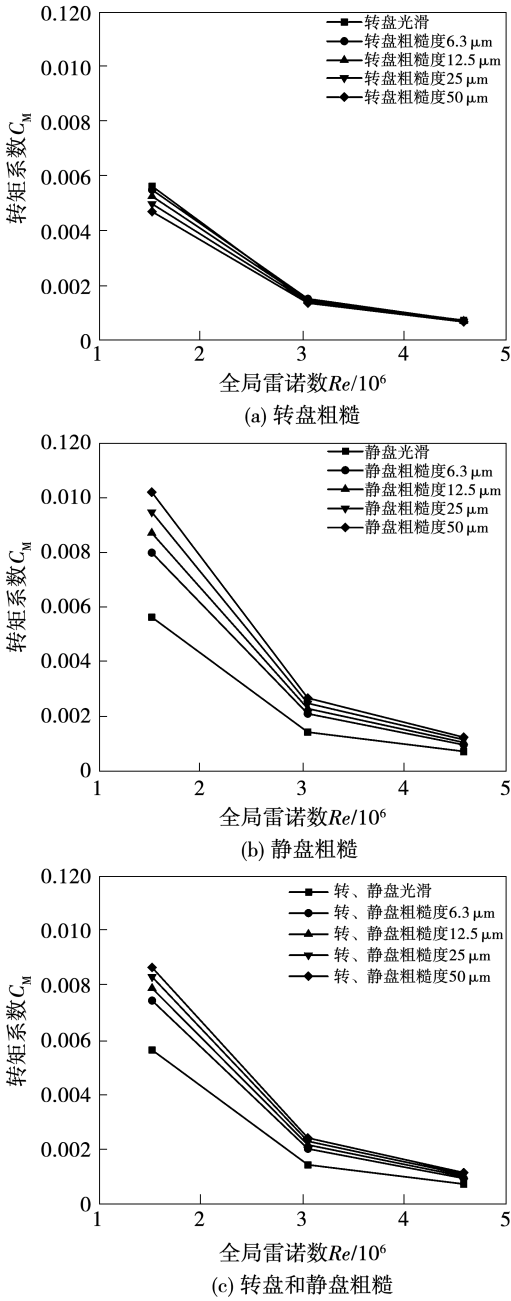


图 12 不同盘面粗糙下的静盘转矩系数分布
Fig. 12 Distribution of torque coefficient of stator under different disk roughness

图 12 给出了预旋腔中转盘粗糙、静盘粗糙和转静盘粗糙 3 种情况下静盘转矩系数随 Re 的变化。静盘转矩系数平均比转盘转矩系数大 32.4%，因为气流在静盘和转盘表面形成的边界层厚度不同，静盘厚度较小，局部剪切应力由于边界层的增厚而减小，所以静盘处转矩系数比转盘处大；当静盘粗糙逐渐增大时，静盘 C_M 不断增大且达到 1 个高值，转、静

盘都粗糙也是如此。但在转盘粗糙时，静盘 C_M 与粗糙度呈负相关且变化不大，是因为转盘侧的粗糙度影响被限制在转盘边界的内部区域内，对静盘仅有小部分影响。静盘的粗糙对 C_M 呈正相关，由于静盘表面的边界层还处于粗糙过渡阶段，此时的气流周向速度会因为粗糙度的增大而增大，静盘面剪切应力也因而增大。

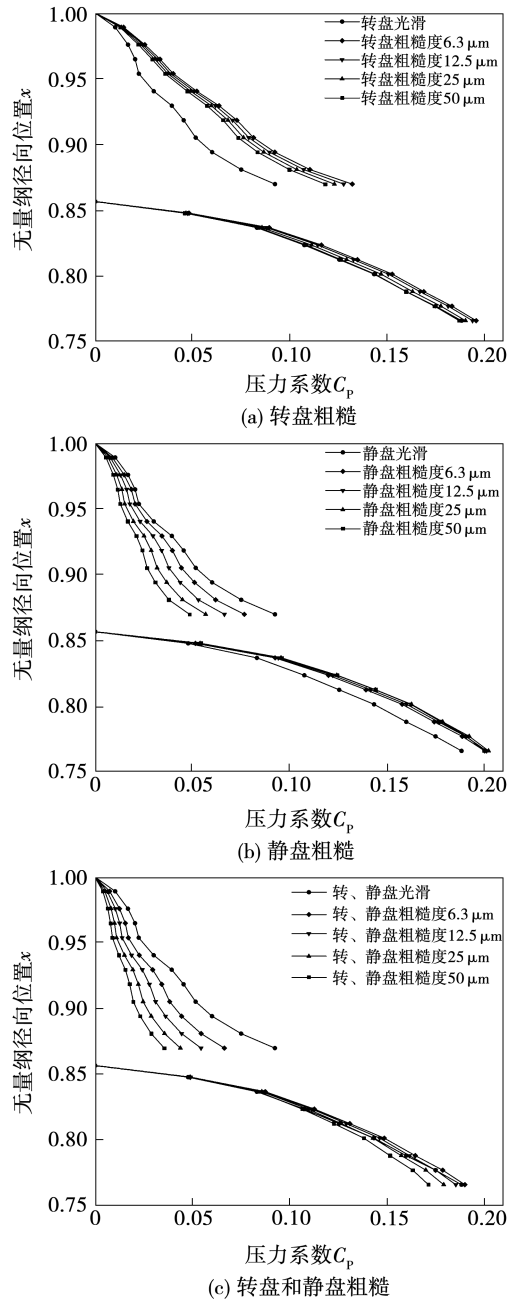


图 13 $Re = 1.5274 \times 10^6$ 时不同盘面粗糙下压力系数的径向分布

Fig. 13 Radial distribution of pressure coefficient under different disk roughness at $Re = 1.5274 \times 10^6$

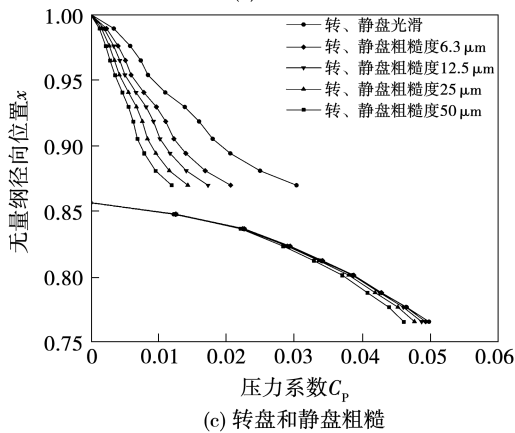
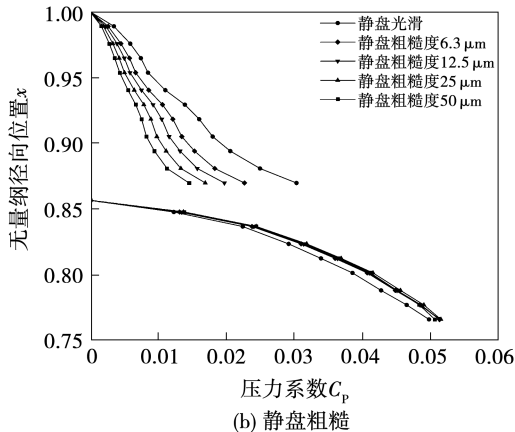
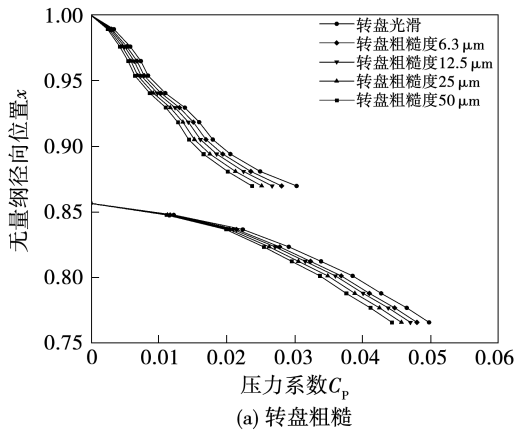


图 14 $Re = 3.0548 \times 10^6$ 时不同盘面粗糙下压力系数的径向分布

Fig. 14 Radial distribution of pressure coefficient under different disk roughness at $Re = 3.0548 \times 10^6$

2.5 压力系数 C_p

在无量纲径向坐标 $x = 1$ 处取参考压力, $x = 1$ 处的压力值基于式(8)。由于是朝向轴的压降,所以压力系数 C_p 的值为正。在图 13 ~ 图 15 中,压力系数在两个腔内沿径向减小,这与胡博^[21]所计算的结果基本一致,随着 Re 的增大,压力系数不断减小,本文中 3 种 Re 值对应的减小量达到 72%。在盘面设置粗糙影响的 3 种工况下发现,压力系数都沿径

向减小,粗糙度的增加会减小压力系数,并且在静盘粗糙时达到 12.5%,此时影响较大。出现这种情况是因为静盘粗糙会带动盘面周围气流的周向速度增大,壁面剪切力减小,径向压降增大,这也是气体预旋比和轴向力系数在静盘粗糙时出现反常的原因。

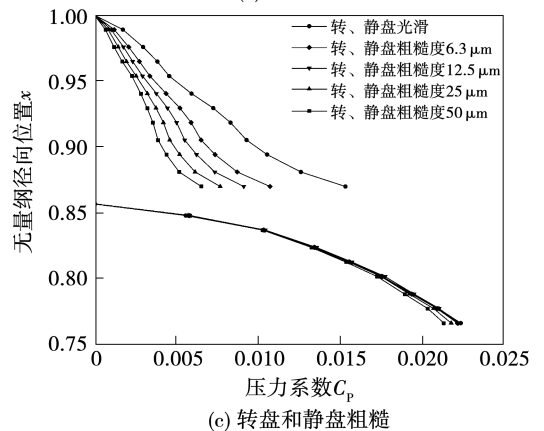
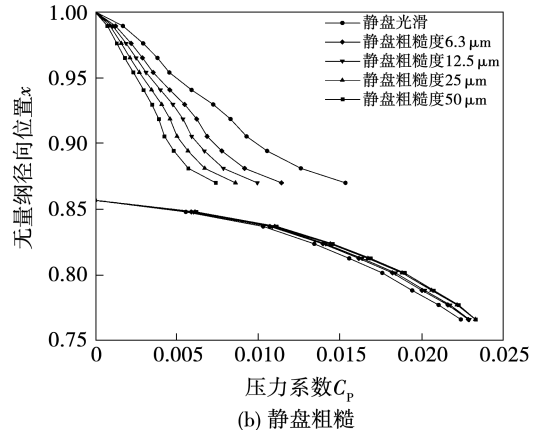
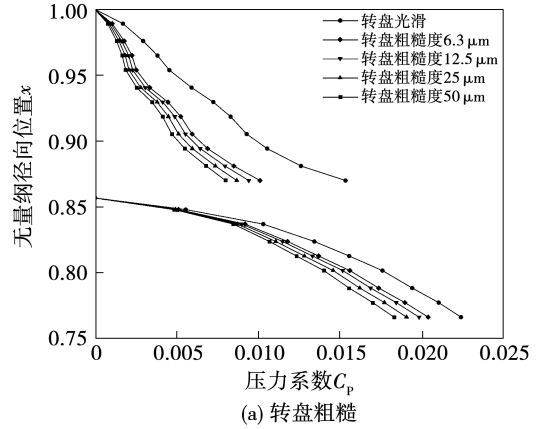


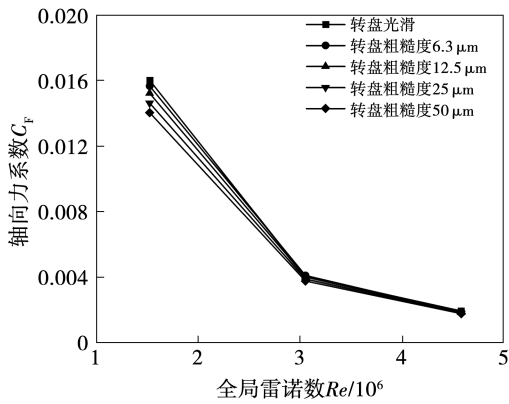
图 15 $Re = 4.5822 \times 10^6$ 、不同盘面粗糙下压力系数的径向分布

Fig. 15 Radial distribution of pressure coefficient under different disk roughness at $Re = 4.5822 \times 10^6$

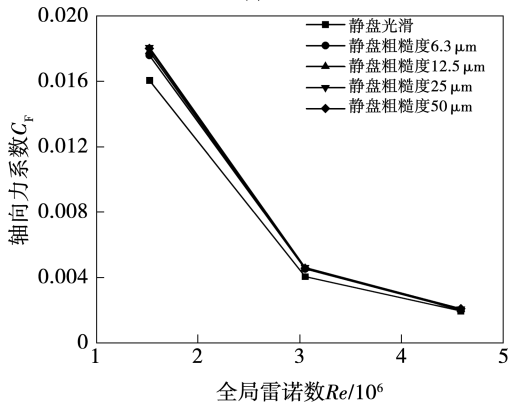
2.6 轴向力系数 C_F

从轴向推力测量中,胡博等人^[21-22]确定了具有向心通流的转静盘腔中的轴向推力系数的经验相关

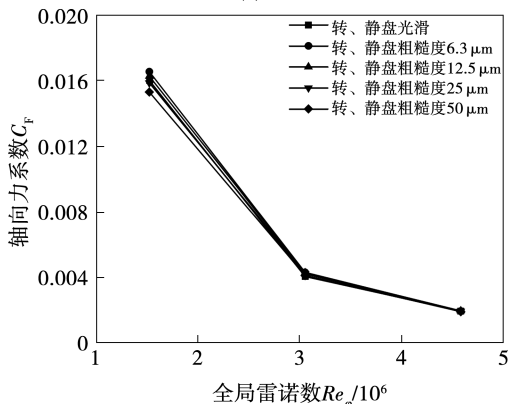
性。预旋腔中不同 Re 于不同粗糙度的比较如图 16 所示。 C_F 值随 Re 的增大而减小,减小量平均在 87.5%,这是因为盘面转速增大导致周围边界层厚度的增大,局部剪切应力因此而减小。 C_F 随粗糙度的增加也减小,但在静盘粗糙时 C_F 随粗糙度的增加而增加,出现这种情况表明,转盘粗糙和静盘粗糙对转盘附近气流的做功是相反的,转盘粗糙会减小转盘局部剪切应力,静盘粗糙会增大转盘局部剪切应力。而两盘都带粗糙时 C_F 随粗糙度的增加而减小,说明转盘粗糙的影响占主导作用。



(a) 转盘粗糙



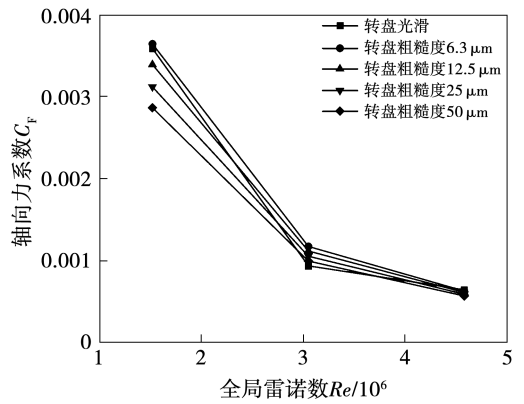
(b) 静盘粗糙



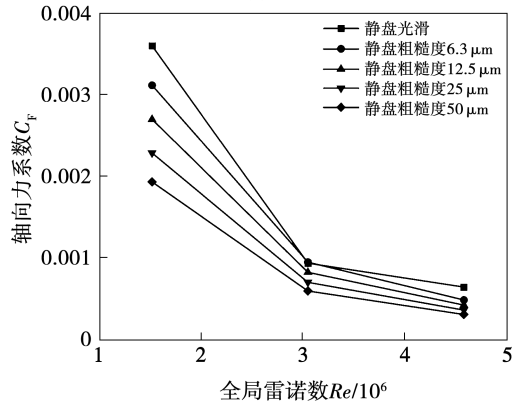
(c) 转盘和静盘粗糙

图 16 不同盘面粗糙下的预旋腔转盘轴向力系数分布
Fig. 16 Distribution of axial thrust coefficient of pre-swirl rotor-stator cavity rotor under different disk roughness

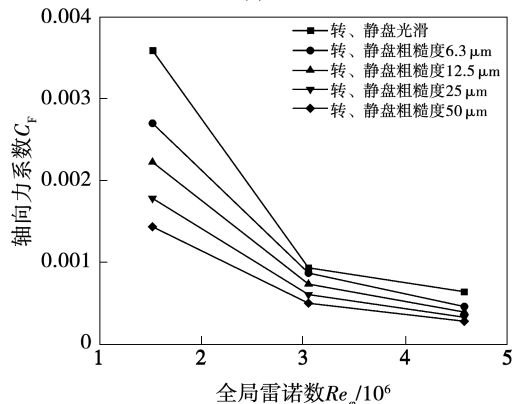
图 17 给出了盖板腔中转盘粗糙、静盘粗糙和转静盘粗糙 3 种情况下轴向力系数随 Re 的变化。与预旋腔中轴向力系数分布相比整体趋势相似,但此时静盘粗糙下 C_F 随粗糙度的增加而减小,因为盖板腔处于流动下游,此时的气流受盘面做功已久,转盘摩擦力矩较大并且静盘此时不受进气流的影响,与转盘粗糙的效果一致。而且从图中还可以看出,粗糙度的影响增大,表明在盘腔下游地区的转盘边界层易受盘面粗糙影响。



(a) 转盘粗糙



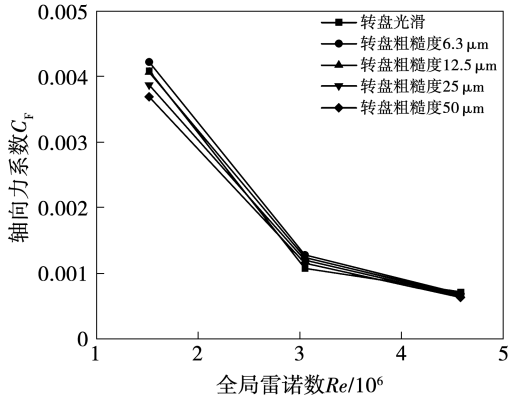
(b) 静盘粗糙



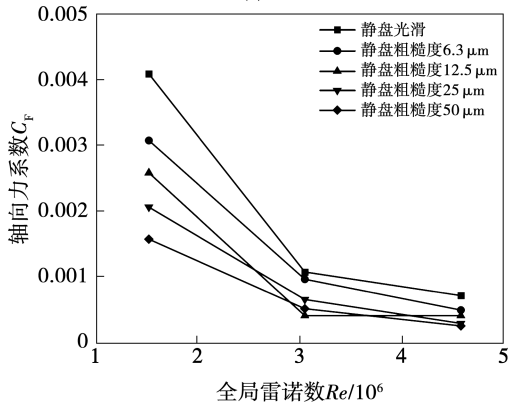
(c) 转盘和静盘粗糙

图 17 不同盘面粗糙下的盖板腔转盘轴向力系数分布
Fig. 17 Distribution of axial thrust coefficient of rotary plate cavity rotor under different disk roughness

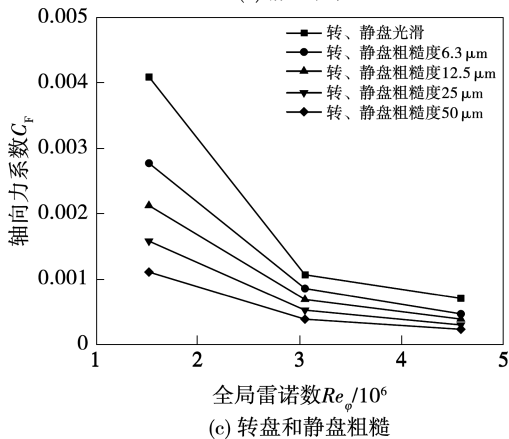
图 18 给出了转盘粗糙、静盘粗糙和转、静盘粗糙 3 种情况下静盘轴向力系数随 Re 的变化。静盘轴向力系数也是随 Re 和粗糙度的增大而减小,与转盘轴向力系数大体一致。只有在静盘粗糙度为 $12.5 \mu\text{m}$ 时不同,这是因为此时静盘附近处于过渡到完全粗糙的临界点,周围气流受边界层的增厚影响,局部剪切应力减小。



(a) 转盘粗糙



(b) 静盘粗糙



(c) 转盘和静盘粗糙

图 18 不同盘面粗糙度下的预旋腔静盘轴向力系数分布

Fig. 18 Distribution of stator axial thrust coefficient of pre-swirl rotor-stator cavity under different disk roughness

3 结论

(1) 在低转速预旋盘腔中,研究多支路、不同雷诺数和粗糙度对盘腔内流动特性的影响发现,在只有接收孔出流时,喷嘴处的流量系数降低了 8.87% 左右,接收孔处的流量系数降低了 38.89% 左右,所以多支路出流会一定程度提高预旋盘腔内的流动效果。

(2) 在不同转速光滑盘面模拟的预旋转静盘腔内特性与之前学者基本一致,但在只有转盘带有粗糙度时,转盘边界层通过速度反射效应显示了粗糙度的影响,此时粗糙度与气体预旋比、压力系数、轴向力系数和静盘转矩系数呈负相关,与转盘转矩系数呈正相关。而在只有静盘粗糙时,转盘转矩系数与轴向力系数出现与只有转盘粗糙时相反的特性。最后在转、静盘都粗糙下,两种盘面粗糙耦合对气体预旋比和转矩系数的影响中,转盘粗糙占主导作用;对压力系数和轴向力系数的影响中,静盘粗糙占主导作用。出现这种情况是因为转盘和静盘粗糙产生的边界层不同导致局部剪切力相异。

(3) 通过对不同盘面粗糙对预旋转静盘腔流动机理的研究,可以更好地预测实验研究和工程设计中不可避免的粗糙影响,并提高精度。这对相关研究者更好的展开工作非常重要。

参考文献:

- [1] FARZANEH-GORD M, WILSON M, OWEN J M. Numerical and theoretical study of flow and heat transfer in a pre-swirl rotor-stator system [C]// ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, 2005.
- [2] LEWIS P, WILSON M, LOCK G, et al. Effect of radial location of nozzles on performance of pre-swirl systems [C]// ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, 2008.
- [3] DUNN D M, ZHOU D W, SAHA K, et al. Flow field in a single-stage model air turbine rotor-stator cavity with pre-swirled purge flow [C]// ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, 2010.
- [4] LOCK G D, YAN Y, NEWTON P J, et al. Heat transfer measurements using liquid crystal in a pre-swirl rotating-disc system [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2003, 127(2): 375-382.

- [5] LIAO G, WANG X, LI J. Numerical investigation of the pre-swirl rotor-stator system of the first stage in gas turbine [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 73(1): 940-952.
- [6] FENG Z, WANG X, LI J. Numerical investigation of the flow and heat transfer characteristics for a pre-swirl rotor-stator system with center inflow [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 105(WHEC): 646-658.
- [7] 王锁芳, 朱强华, 张羽, 等. 预旋进气位置对转静盘腔换热影响的数值研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(8): 1227-1232.
WANG Suo-fang, ZHU Qiang-hua, ZHANG Yu, et al. Numerical studies of heat transfer in a rotor-stator cavity with different radial positions of pre-swirl inlet [J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(8): 1227-1232.
- [8] 王锁芳, 朱强华, 栾海峰, 等. 高位预旋进气转静盘腔换热实验 [J]. 航空动力学报, 2007, 22(8): 1216-1221.
WANG Suo-fang, ZHU Qiang-hua, LUAN Hai-feng, et al. Experimental study on heat transfer in rotor-stator cavity with high-positioned pre-swirl inflow [J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(8): 1216-1221.
- [9] 林立, 谭勤学, 吴康. 低位预旋进气转静系盘腔流动特性研究 [J]. 推进技术, 2016, 37(2): 258-265.
LIN Li, TAN Qin-xue, WU Kang. Study of flow dynamics in rotor-stator cavity with low-radius preswirl inlet [J]. Journal of Propulsion Technology, 2016, 37(2): 258-265.
- [10] 侯伟韬, 王新军, 李炎栋. 接收孔周向倾角对预旋转静盘腔流动特性的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(11): 27-33.
HOU Wei-tao, WANG Xin-jun, LI Yan-dong. Influence of the circumferential inclination of receiver holes on the flow characteristics of the pre-swirl rotor-stator cavity [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(11): 27-33.
- [11] MIKLAVCIC M, WANG C Y. The flow due to a rough rotating disk [J]. Zeitschrift Für angewandte Mathematik und Physik Zamp, 2004, 55(2): 235-246.
- [12] BHAGANAGAR K, KIM J, COLEMAN G. Effect of roughness on wall-bounded turbulence [J]. Flow Turbulence and Combustion, 2004, 72(2-4): 463-492.
- [13] ZOUESHITIAGH F, ALI R, COLLEY A J, et al. Laminar-turbulent boundary-layer transition over a rough rotating disk [J]. Physics of Fluids, 2003, 15(8): 2441-2444.
- [14] BUSSE A, SANDHAM N D. Parametric forcing approach to rough-wall turbulent channel flow [J]. Journal of Fluid Mechanics, 2012, 712: 169-202.
- [15] HARRIS J, THOMAS P, GARRETT S. On the stability of flows over rough rotating disks [C]//AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit, 2006.
- [16] YOON M S, HYUN J M, PARK J S. Flow and heat transfer over a rotating disk with surface roughness [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2007, 28(2): 262-267.
- [17] COOPER A J, HARRIS J H, GARRETT S J, et al. The effect of anisotropic and isotropic roughness on the convective stability of the rotating disk boundary layer [J]. Physics of Fluids, 2015, 27(1): 014107.
- [18] FERNANDO D, GAO S, GARRETT S J. The effect of surface roughness on rotor-stator cavity flows [J]. Physics of Fluids, 2018, 30(6): 064103.
- [19] MOZKAN M, THOMAS P J, COOPER A J, et al. Comparison of the effects of surface roughness and confinement on rotor-stator cavity flow [J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2017, 11(1): 142-158.
- [20] HU B, LI X, FU Y, et al. Experimental investigation on the flow and flow-rotor heat transfer in a rotor-stator spinning disk reactor [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 162: 114316.
- [21] HU B, DIETER B, HANS D, et al. Investigation on thrust and moment coefficients of a centrifugal turbomachine [J]. International Journal of Turbomachinery Propulsion and Power, 2018, 3(2): 9.
- [22] HU B, DIETER B, HANS D, et al. Investigation on the flow in a rotor-stator cavity with centripetal through-flow [J]. International Journal of Turbomachinery Propulsion and Power, 2017, 2(4): 18.

(姜雪梅 编辑)