

文章编号: 1000-8055(2024)12-20230001-10

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20230001

有限长偏心转静微小间隙流动及对流换热实验

刘 源, 吕元伟, 马兆坤, 张镜洋, 王佳俊

(南京航空航天大学 航天学院, 南京 211106)

摘 要: 为获得转静微间隙内旋转、剪切、偏心等多效应相干下的热流动变化规律, 建立其流动与换热特性测试方法及装置, 对间隙比为 0.024 的转静微小间隙在旋转雷诺数为 0~980、偏心率为 0~0.6 范围内的全向压力与传热系数分布进行实验研究。结果表明, 间隙内存在自作用的轴向与轴向压差以及压差作用下的端泄效应, 气膜压力沿轴向由中心截面向轴端逐渐降低、周向近似正弦分布, 最大正压值和最大负压值分别位于距最小间隙上游 0.22π 和下游 0.24π 区域附近; 静子表面换热受离心力强化的自然对流和剪切流动的双重作用, 随旋转雷诺数增大表面传热系数由不均匀分布而逐渐变得均匀, 且由于剪切流动的增强而表面传热系数逐渐变大。与同轴状况相比, 偏心时最小间隙处的平均表面传热系数最大增强 49.0%。

关 键 词: 剪切流动; 压力测量; 对流换热测量; 小尺度间隙; 高转速; 端泄效应

中图分类号: V211.71

文献标志码: A

Experiment for flow field and convective heat transfer between rotor and stator with finite length at high rotational speed

LIU Yuan, LYU Yuanwei, MA Zhaokun, ZHANG Jingyang, WANG Jiajun

(College of Astronautics,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 211106, China)

Abstract: In order to obtain the thermal flow variation law of the rotation, shearing, eccentricity and other multi-effect coherence in the rotating static micro-clearance, the test method and device for the flow and heat transfer characteristics were established. The omnidirectional pressure and heat transfer coefficient distribution of the rotating Reynolds number of 0—980 and eccentricity of 0—0.6 in the rotating static micro-clearance with clearance ratio of 0.024 were experimentally studied. The results showed that there was a self-acting axial and axial pressure difference as well as end leakage effect under the pressure difference. The gas film pressure gradually decreased from the central section to the axial end along the axial direction, and the gas film pressure was approximately sinusoidal in the circumferential direction. The maximum positive pressure and maximum negative pressure were respectively located near the region 0.22π upstream and 0.24π downstream the minimum gap. The heat transfer on stator surface was influenced by both natural convection and shear flow strengthened by centrifugal force, and the distribution of convective heat transfer coefficient gradually became uniform from non-uniform with the increase of rotational Reynolds number, and the convective heat transfer coefficient gradually increased with the increase of shear flow. Compared with the coaxial condition, in case of eccentricity, the average convective heat transfer coefficient increased by 49.0% at the minimum gap.

收稿日期: 2023-01-01

基金项目: 航空基金(201928052008); 国家自然科学基金(52206091); 江苏省自然科学基金(BK20210303)

作者简介: 刘源(1998—), 男, 硕士生, 主要研究方向为传热与传质。E-mail: liuyuan0312214@163.com

通信作者: 吕元伟(1990—), 男, 讲师, 博士, 主要研究方向为传热与传质。E-mail: lyuanwei@nuaa.edu.cn

引用格式: 刘源, 吕元伟, 马兆坤, 等. 有限长偏心转静微小间隙流动及对流换热实验[J]. 航空动力学报, 2024, 39(12): 20230001. LIU Yuan, LYU Yuanwei, MA Zhaokun, et al. Experiment for flow field and convective heat transfer between rotor and stator with finite length at high rotational speed[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(12): 20230001.

Keywords: shearing flow; pressure measurement; convective heat transfer measurement; small scale clearance; high-speed; end leakage effect

高速旋转机械中转静间隙流动与换热问题是影响其性能与可靠性的关键因素,一直是航空航天领域的研究热点。转静间隙剪切流动为泰勒-库埃特流动,强剪切附加旋转效应诱导了泰勒涡的产生与演化,众多的研究者建立了对大尺度间隙同轴泰勒-库埃特流动发展的清晰认识^[1-5]。譬如, Grossmann 等^[6]通过实验和理论分析的手段研究了转静间隙气膜速度型分布、流态演变、边界层发展和宏观阻力矩变化规律。Wereley 等^[2]通过实验方法研究了更小尺度转静间隙内的泰勒-库埃特流,获得了因剪切流动径向受限小尺度转静间隙流动转换大幅延迟,且流动特性变化与转速和间隙尺度更强相关的结论。学者在此基础上建立其数值仿真模型,获得了转静间隙流态演化的物理机制及其变化规律^[7-8]。部分研究者还关注了剪切流动气动热和对流换热特征。White 等^[9]和 Mubaiyedh 等^[10]研究了流体的黏弹效应和黏温效应对泰勒-库埃特流动状态的影响,并指出了 Brinkman 数和 Na 数可用于表征筒体间隙流动的黏性耗散热效应。吴波^[11]则研究了同轴转静间隙对流换热特性变化规律,发现无轴流时层流状态下旋转剪切会强化对流换热,而有轴流时轴向雷诺数主导了间隙换热。在此基础上,学者还研究了偏心转静间隙泰勒-库埃特流动换热特性变化机理^[12-14]。从尹春俊^[15]对偏心环形缝隙截面压力分布规律测试结果中可以看出,偏心使得有限长转静间隙出现可观的周向压差且随着转速的增大而增大。姬增起^[16]对异步电动机转子表面的传热特性的实验研究结果也表明,转子表面温度会受到旋转和偏心等变截面效应的干涉下有较大的起伏波动。前述学者对转静间隙流动与换热的研究多以理想泰勒-库埃特流动的长间隙为对象,且间隙比 δ 通常在 0.1 以上(半径比参数 $\eta = R/R_1 < 0.97$),在转静偏心上也多考虑加工和安装误差带来的小偏心情况。然而,随着涡轮透平等旋转机械的高转化,非接触流体动压润滑转子支撑技术不断推广应用^[17-19]。非接触流体动压润滑转静结构中通常为微米级的有限长度间隙,而且悬浮轴在重力和气膜力复合作用下通常为大偏心状态。强剪切、小尺度、大偏心以及有限长度端泄效应相干作用下的流动换热状态势必更为复杂,此类

的研究也较为匮乏。对其新特征下的流动与换热特性开展研究对促进超高速旋转机械设计关键技术发展具有重要意义^[20-22]。

本文采用实验的方法对有限长度偏心转静微间隙内的流动和换热特性开展研究。值得注意的是,本文里,大偏心是指偏心率 $\varepsilon > 0.5$,小间隙是指半径比参数 $\eta = R/R_1 \geq 0.97$ 的情形,且有限长的长径比为 116。测试了旋转雷诺数、偏心率等因素对间隙压力分布和表面传热系数影响规律,以期阐明旋转剪切、端泄、偏心变截面所诱导的转静微间隙流动和对流换热变化机理。

1 实验装置及测试方法

1.1 实验系统

为获得由于偏心产生的动压效应所形成的转静间隙压力分布,压力测量实验系统示意如图 1(a)所示,它包括可调移动台、测压孔、毛细针管、硅胶软管、倾斜型 U 形管和夹钳式流量传感器。其中,转轴的直径 $D=50.8\text{ mm}$,实验段的转轴两端由绝热合金组成,以减少轴两端导热产生的热损失。静子内壁面与转轴外壁面半径之差为转静平均间隙高度,即 $c=R_1-R$,其中, R_1 为静子内表面半径, R 为转轴半径,即 $R=D/2$;偏心率 ε 为偏心距 e 与平均间隙 c 的比值,即 $\varepsilon = e/c$ 。间隙比 δ 表示为转静平均间隙高度 c 与转轴外壁面半径 R 的比值,即 $\delta = c/R$ 。气膜厚度用 h_1 表示。为探索偏心情形下有限长度转静间隙的流动和对流换热机理,静子套筒长度 $L_0=2L=70\text{ mm}$,偏心率 $\varepsilon=0.6$ 。原点位于中心截面位置,子午面如图 1(b)所示。圆柱中心沿 XY 截面的分布规律如图 1(a)所示,最大和最小偏心位置对应周向角度分别为 0 和 π ,转轴逆时针旋转。在静子侧加工测压孔,它为 3 级阶梯通孔,最大内径孔位于静子外壁,从静子外壁至内壁孔内径不断缩小,三级孔内径依次设计为 2、1.2、0.4 mm,最外侧孔与毛细针管相连,用密封胶密封固定防止漏气。在与水平方向倾角为 30° 的 U 形管内装有低密度有机溶剂,通过硅胶软管与毛细针管连接,夹钳式流量计测量液面变化高度,从而获取被测间隙压力值。对于库埃特剪切流动,压力沿运动壁面法线方向的梯度为零,因此,测压孔获得的压力值为转静间隙气膜

的静压。值得注意的是,测压孔绕静子中心截面布置,相邻测压孔周向布置角度为 $\pi/16$,如图 1(c)所示,其中, $\Delta\theta$ 表示沿周向相邻测压孔轴线间的角度, ΔZ 表示沿轴向相邻测压孔轴线间的距离。为了避免相邻测压孔布置对上下游剪切流动造成影响,测压孔采用交错布置,沿轴向偏置距离为 1.5 mm。

静子侧对流换热测量实验系统的俯视图如图 2(a)所示,厚度为 0.025 mm 的铜镍铬合金加热

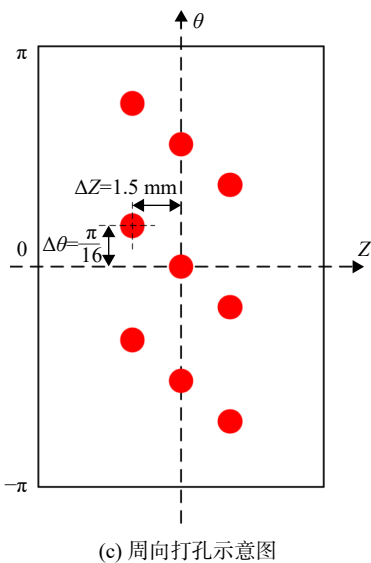
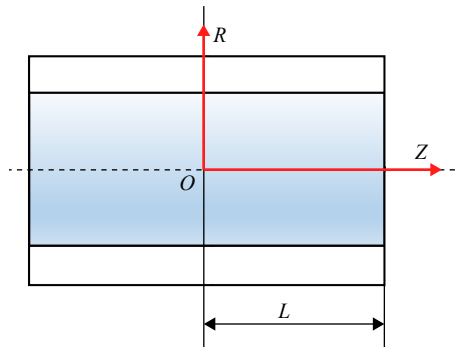
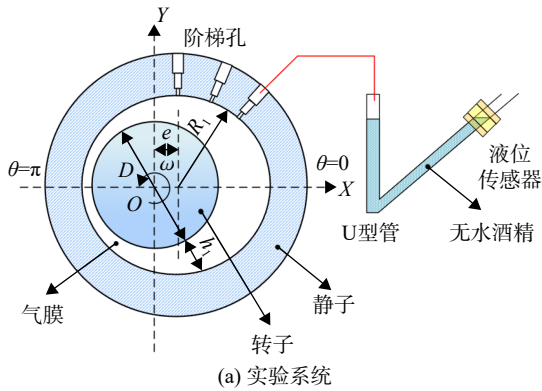


图 1 压力测量实验系统示意图

Fig. 1 Schematic test system of pressure measurement

膜黏附于静子内壁面并在热膜外侧喷涂黑漆,两端由铜环压紧。铜环内径等于静子内径,热膜加热的电流由直流稳压电源提供。为了减少加热膜向环境的散热损失,在热膜外侧加装隔热箱,正对加热膜一侧的隔热壁上开设红外测试窗口,安装红外透过率约为 0.97 的红外玻璃,加热膜表面温度由红外热像仪测量。红外热像仪和高速电动机驱动由计算机控制,两者通过同步器实现相位调节控制,以获得静子表面的锁相温度。实验段安装了 K 型热电偶,以获得的静子侧内表面温度与红外热像仪相互佐证。测量窗口轴向长度 $L_1=35$ mm,周向跨度 $2\pi/3$,对称于最小偏心位置。静子同轴度为 $1\text{ }\mu\text{m}$,表面加工误差为 $0.01\text{ }\mu\text{m}$ 。

实验中,加热表面预先均匀喷涂黑漆并对热膜表面发射率进行标定,结果表明测试表面的发射率约为 0.96。如图 2(b)所示,红外玻璃与加热膜的切线方向平行放置,前者位于后者前方,图中 G 表示重力方向。转静间隙剪切流动与加热膜内表面进行对流换热(定义为内壁面),红外热像仪通过红外玻璃捕捉到位于加热膜上表面的温度(定义为外壁面)。由于加热膜厚度很薄,毕渥数远远小于 1,因此可以认为加热膜两侧的表面温度相同。同时,利用标准黑体对红外热像仪测

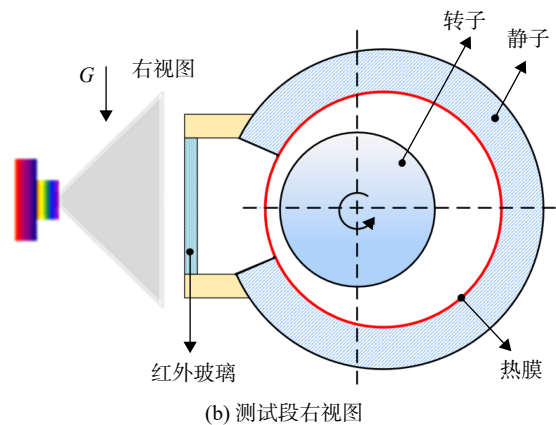
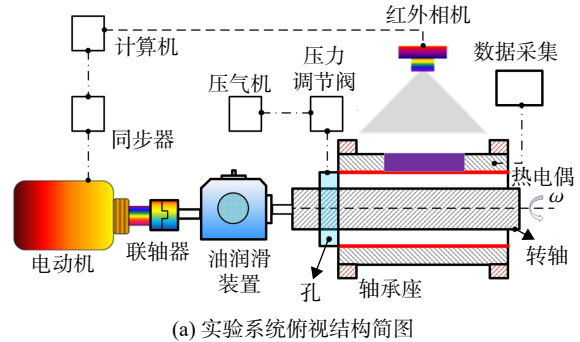


图 2 温度测量实验系统示意图

Fig. 2 Schematic test system of temperature measurement

温进行了预先标定。标定结果表明,本文使用的红外热像仪测温误差在 $\pm 2\%$ 以内,热膜表面温度分布的测试结果是可靠的。

1.2 实验工况

本文的实验工况以列表方式给出,具体如表 1 所示。

表 1 实验测量对象及工况

Table 1 Measuring objects and working conditions of the experiment

参数	局部压力		对流换热	
	周向 (中截面处)	轴向 ($\theta=0.75\pi$ 、 $\theta=0.83\pi$ 和 $\theta=\pi$)	局部努塞尔数(中心线)	区域努塞尔数
偏心率 ε		0.6	0, 0.6	
旋转雷诺数 Re_ω		980	0~980	

1.3 数据处理和不确定度分析

实验过程中,施加于加热膜的电压(V)、电流(I)以及加热膜面积(A)共同确定了电加热的输入热流密度(q_{joule}),恒定为 $4\,500\text{ W/m}^2$,记加热膜背侧表面向环境的散热热流密度为 q_n^{outside} ,转静间隙的局部表面传热系数确定为

$$h = \frac{q_{\text{joule}} - q_n^{\text{outside}}}{T_{\text{film}} - T_{\text{ref}}} \quad (1)$$

式中 T_{ref} 为参考温度,本文中用环境温度 T_a 来替代参考温度 T_{ref} ; T_{film} 为静子侧温度。加热表面热流平衡模型如图 3 所示,其中, $q_{\text{conv}}^{\text{inside}}$ 是由径向热传导引起的热流密度, q_r^{inside} 和 q_r^{outside} 分别表示从加热片的内表面到转子表面的辐射和从加热片的外表面到周围环境的辐射, q_i 表示由周向热传导引起的热通量, γ 表示加热片的厚度, h_1 表示气膜厚度。

静子外侧(outside face)加热膜散热热流密度由隔热箱外表面上的热电偶测试温度、按照经验关联式预估^[22]

$$q_n^{\text{outside}} = h_{\text{eff}}(T_b - T_a), \quad h_{\text{eff}} = 0.11(T_b - T_a) + 12.5 \quad (2)$$

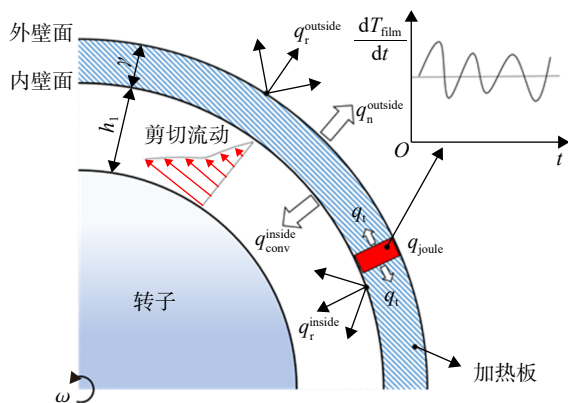


图 3 加热表面热流平衡模型

Fig. 3 Heat flow equilibrium model of heating sheet

式中 T_a 和 T_b 分别为环境温度和隔热箱外表面平均温度; h_{eff} 为等效传热系数。由此预估的散热损失约占加热输入热流的 5%。

努塞尔数 Nu 定义为

$$Nu = \frac{hc}{\kappa} \quad (3)$$

式中 κ 为静止流体的导热系数; c 为特征长度,表示转静平均间隙高度,可用静子内壁面与转轴外壁面半径之差表示。进一步给出了基于线平均努塞尔数 Nu_{l_av} 和区域平均努塞尔数 $Nu_{\text{region_av}}$,如图 4 所示,其中, S 表示区域平均努塞尔数计算时沿周向的宽度,表达如下:

$$Nu_{l_av} = \frac{\int_{\theta}^{\theta+d\theta} Nu RL d\theta}{L d\theta} \quad (4)$$

$$Nu_{\text{region_av}} = \frac{\int_{\frac{2}{3}\pi}^{\frac{4}{3}\pi} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} Nu R d(\theta - \pi) dl}{LR(\theta - \pi)} \quad (5)$$

局部努塞尔数的测试不确定度按照误差传递理论分析^[23],即

$$Nu = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (6)$$

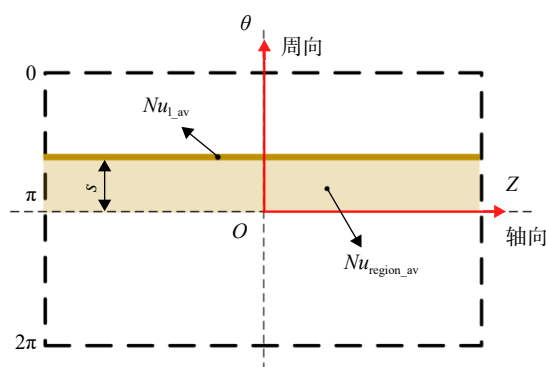


图 4 平均努塞尔数的定义

Fig. 4 Definition of average Nusselt number

$$\Delta Nu = \pm \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial Nu}{\partial x_i} \Delta(x_i) \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7)$$

式中 f 是独立变量 $(x_1, x_2, \dots, x_n)$ 的函数, $\Delta(x_i)$ 是对应变数 x_i 的标准不确定度。根据式(1)和式(3)选择 q_{joule} 、 q_s 、 T_{film} 、 T_{ref} 、 κ 、 c 和 δ 这 6 个独立变量, 其误差来源及最大不确定度见表 2 所示。值得注意的是, 空气导热系数与温度紧密相关。本文考虑了静子表面温度分布不均匀, 并基于此对转静间隙空气导热系数进行了修正, 具体方法参考了文献 [24-25]。本文的参数范围内, 空气导热系数的标准不确定度为 $\pm 2\%$ 。按照式(7), 局部努塞尔数的测试不确定度为 $\pm 7.3\%$ 。

表 2 独立测试量的不确定度

Table 2 Standard uncertainties of independent parameters

参数	误差来源	最大不确定度
q_{joule}	电压 $V \pm 2\%$ 电流 $I \pm 1\%$ 加热器面积 $A \pm 1\%$	$\frac{\Delta q_{\text{joule}}}{q_{\text{joule}}} = \pm 2.6\%$
q_s	$T_b \pm 0.5 \text{ K}$ $T_a \pm 0.5 \text{ K}$ $h_{\text{eff}} \pm 10\%$	$\frac{\Delta q_s}{q_{\text{joule}}} = \pm 1.0\%$
T_{film}	$\pm 1.0 \text{ K}$	$\frac{\Delta T_{\text{film}}}{T_{\text{film}} - T_{\text{ref}}} = \pm 5.6\%$
T_{ref}	$\pm 0.5 \text{ K}$	$\frac{\Delta T_{\text{ref}}}{T_{\text{film}} - T_{\text{ref}}} = \pm 2.8\%$
κ	$\pm 2\%$	$\frac{\Delta \kappa}{\kappa} = \pm 2.0\%$
c	$\pm 1.5\%$	$\frac{\Delta c}{c} = \pm 1.5\%$
δ	$\pm 1.5\%$	$\frac{\Delta \delta}{\delta} = \pm 1\%$

2 实验结果与分析

2.1 局部压力分布特征

探索了偏心率 $\varepsilon=0.6$ 、 $Re_\omega=980$ 工况下, 静子壁面静压沿周向和轴向的分布规律, 如图 5 所示, 其中纵坐标 $p-p_0$ 中的 p 表示绝对大气压, p_0 表示标准大气压, 其差表示表压。中心截面位置处周向压力沿最小间隙区域上下游呈现近似“正弦”的分布规律, 如图 5(a) 所示。最大正压值和最大负压值分别位于 $\theta=0.78\pi$ 和 $\theta=1.24\pi$ 区域附近, 远离该区域后, 壁面静压迅速将为零, 这与朱桂平等 [26] 数值仿真结果的变化趋势相一致, 与尹春俊 [15] 实验研究结果的趋势相一致。这是因为剪切流体在最小间隙附近依次经历压缩和扩张, 剪切流体速度先加速后减速。有限长度下, 转静间隙两端与

大气相连, 此时, 端泄和偏心将对间隙气膜压力分布产生重要的影响。图 5(b) 展示了 $\theta=0.75\pi$ 、 $\theta=0.83\pi$ 和 $\theta=\pi$ 位置处壁面静压沿轴向的分布规律。 $\theta=\pi$ 位于最小间隙位置, 其壁面静压始终趋近于 0 Pa。 $\theta=0.75\pi$ 和 $\theta=0.83\pi$ 位置处, 压力峰值位于轴向中截面处 ($Z/L_0=0$), 靠近轴端时壁面静压逐渐越低, 到轴端出口位置处 ($Z/L_0=-0.5$) 和 ($Z/L_0=0.5$), 壁面静压与环境相同。

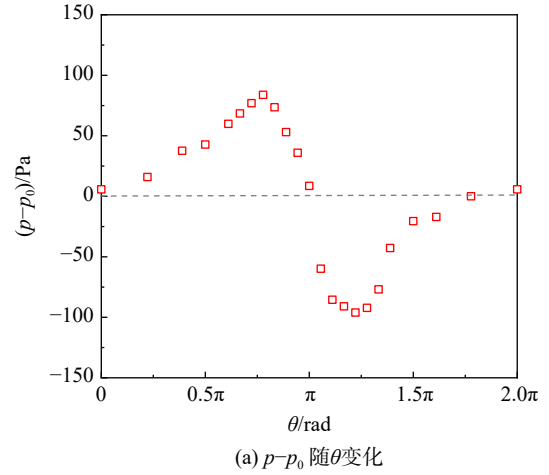
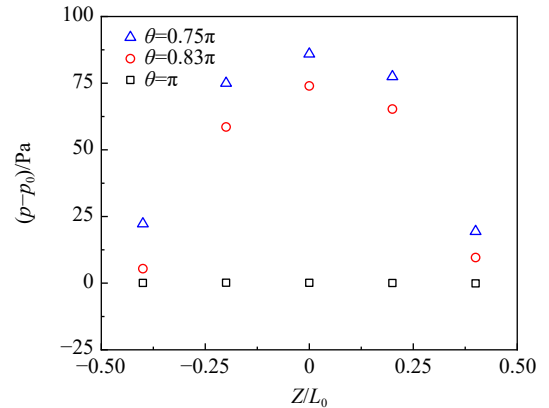
(a) $p-p_0$ 随 θ 变化(b) $p-p_0$ 随 Z/L_0 变化

图 5 压力沿周向和轴向的分布规律

Fig. 5 Pressure distribution along circumferential direction and axial direction

总体来说, 间隙气膜静压沿周向分布的极大值和极小值分别位于最小间隙上下游附近区域, 远离最小偏心位置, 气膜压力迅速降低至环境压力。端泄效应使得轴向压力由中心位置至端壁位置逐渐降低至环境大气压, 这同样在尹春俊 [15] 的研究中得到确证。这也与经典低转速大尺度无限长度转静间隙呈现出不同的规律, 无限长度转静间隙轴向压力始终保持不变。

2.2 局部努塞尔数分布特征

将静子表面展开, 得到最小间隙附近时均努

塞尔数云图, 如图 6 所示。转轴静止工况下 ($Re_\omega=0$), 静子表面努塞尔数沿周向分布高度不均匀。这是因为静子表面处于自然对流状态, 浮升力作用下, 最小间隙位置的下游靠近底部的对流换热强于最小间隙位置的上游区域。同时, 相同周向角度下, 努塞尔数沿轴向的分布趋近一致。随着旋转雷诺数增大, 静子表面努塞尔数沿周向分布不均匀性逐渐降低, 到 $Re_\omega=980$ 工况, 除了最小间隙位置上游靠近顶部的区域, 大部分区域的对流换热已经变得非常均匀。

值得注意的是, 本文中, 端泄耦合偏心的情形下, 最小转静间隙附近区域流场发生剧烈的变化, 但是静子表面对流换热并不与流场呈现一致的分布规律。这是因为: ①小间隙尺度下, 转静间隙流动为层流, 动量输运和能交换依赖于流体的剪

切, 缺乏大尺度的流体微团运动; ②监测窗口位于转静间隙中部, 端泄效应对该区域的热流动影响有限(见图 5), 旋转雷诺数较小时, 浮升力诱导的自然对流效应对静子表面对流换热分布有重要的影响, 对应静子表面对流换热呈现“底部强顶部弱”的不均匀分布规律。随着旋转雷诺数逐渐增大, 转静相对运动带来剪切效应变得显著, 到 $Re_\omega=980$ 工况, 剪切效应已经占据主导, 对应静子表面对流换热分布变得更加均匀。

为进一步揭示静子表面对流换热的分布规律, 图 7 为中心线局部努塞尔数 Nu_{local} 沿周向和轴向的分布规律。图 8 为 $\theta \in (2\pi/3, 4\pi/3)$ 区域内, 线平均努塞尔数 $Nu_{l_{av}}$ 和区域平均努塞尔数 Nu_{av} 沿周向的分布。 Nu_{local} 随周向角度 θ 增大而增大。从 $\theta=4\pi/3$ 到 $\theta=11\pi/9$ 位置处时, 偏心率 $\varepsilon=0.6$ 、 $Re_\omega=$

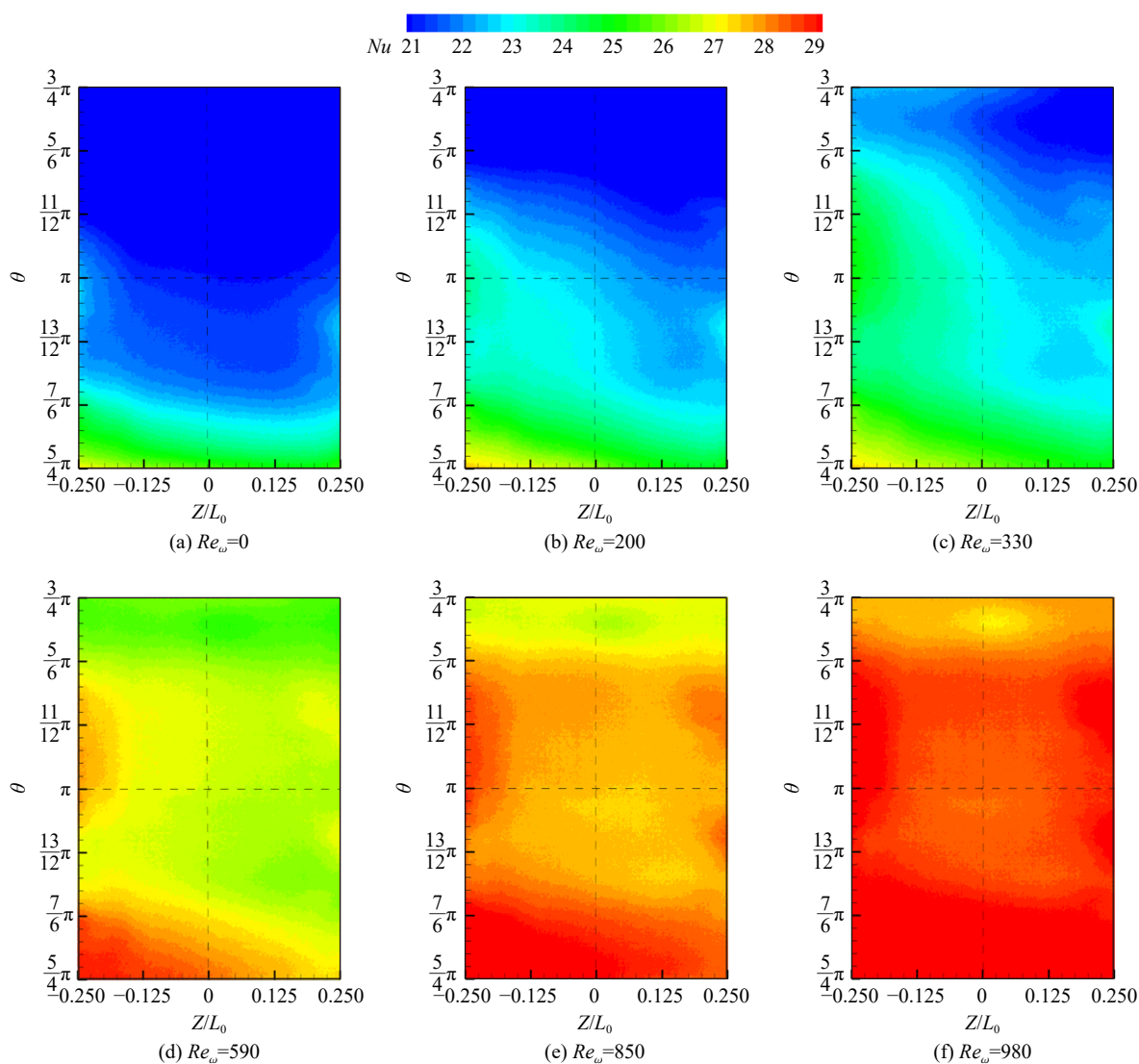
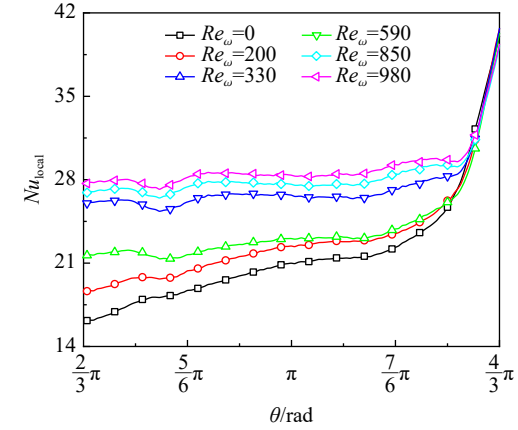
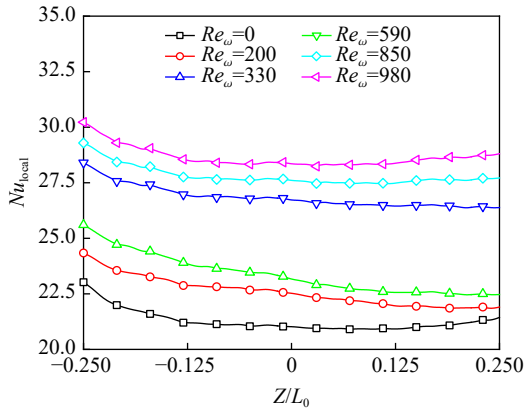
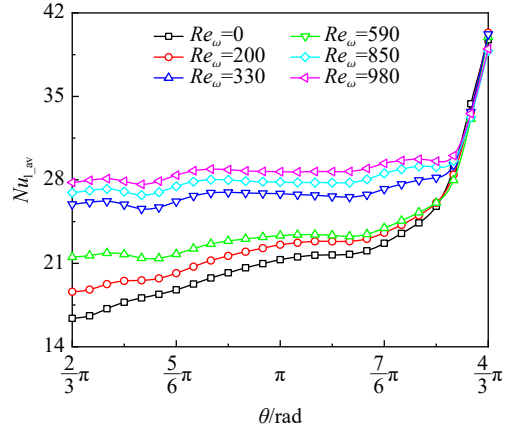
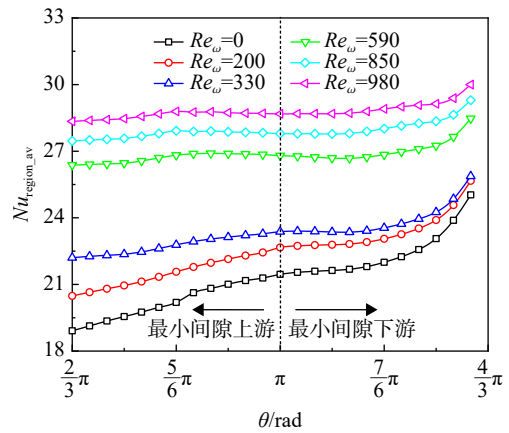


图 6 不同旋转雷诺数下时均努塞尔数云图分布规律

Fig. 6 Distribution of time averaged Nusselt number at different rotational Reynold numbers

(a) Nu_{local} 随 θ 变化(b) Nu_{local} 随 Z/L_0 变化图 7 Nu_{local} 沿轴向和周向的分布规律Fig. 7 Distribution of Nu_{local} along axial direction and circumferential direction

980 工况下中心线局部努塞尔数降低了 24.6%, 此后, 随着周向角度 θ 减小, 局部努塞尔数呈现缓慢下降的趋势。值得注意的是, 底部区域附近 ($\theta > 23\pi/18$ 位置), 局部努塞尔数随旋转雷诺数增大几乎保持不变, 这是因为该位置处浮升力占据主导, 对流换热随旋转雷诺数的变化不敏感。而顶部区域附近 ($\theta < 11\pi/9$ 位置), 局部努塞尔数随旋转雷诺数增大而增大, 这表明剪切效应变得越来越显著。同时, 局部努塞尔数沿轴向变化幅度远小于周向方向, 如图 7(b) 所示。整体来说, 靠近轴端的 Nu_{local} 稍大于中心轴线位置, 这是因为有限长度端泄效应诱导了附加的轴向流动, 因此壁面的对流换热增强。线平均努塞尔数 Nu_{l_av} 沿周向的分布规律与局部努塞尔数 Nu_{local} 沿基本一致, 见图 8(a)。图 8(b) 为区域平均努塞尔数 Nu_{region_av} 沿周向角度 θ 的分布规律。以最小间隙 $\theta = \pi$ 处逐渐向其上下两侧以 5° 为公差扩大区域面积。 $\theta \in (\pi, 4\pi/3)$ 区域内, 随着区域覆盖面积增大, 覆盖区域如图 4 黄色区域所示, Nu_{region_av} 也逐渐增大,

(a) Nu_{l_av} 随 θ 变化(b) Nu_{region_av} 随 θ 变化图 8 Nu_{av} 沿周向的分布规律Fig. 8 Distribution of Nu_{av} along circumferential direction

这进一步说明靠近转静间隙最小位置下游的底部的对流换热处于较高水平, $\theta \in (2\pi/3, \pi)$ 区域内, 随着区域覆盖面积增大, Nu_{region_av} 逐渐减小, 说明靠近转静间隙最小位置上游的对流换热处于较低水平。

总体来说, 静子表面对流换热与间隙自然对流和旋转雷诺数 Re_ω 紧密相关, 无转动时, 自然对流作用下最小间隙侧整个区域对流换热处于高度不均匀状态, 随旋转雷诺数 Re_ω 增大, 最小间隙上下游的对流换热差异逐渐减少, 到 $Re_\omega = 980$ 工况, 最小间隙附近静子表面传热系数分布已经变得非常均匀。 Nu_{line_av} 和 Nu_{region_av} 均随着旋转雷诺数的增大而增大, 这与姬增起^[16]的实验研究结果相一致。

2.3 与同轴情形进行比较

比较了相同等效直径下, 同轴和偏心 $\varepsilon = 0.6$ 、 $Re_\omega = 980$ 工况下, 中心轴线 Nu_{l_av} 和 $\theta \in (2\pi/3, 4\pi/3)$ 区域内 Nu_{region_av} 随旋转雷诺数的变化规律, 如图 9 所示。同轴和偏心情形下, Nu_{l_av} 和 Nu_{region_av} 均随

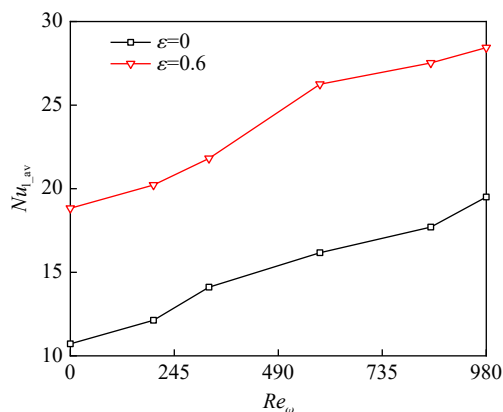
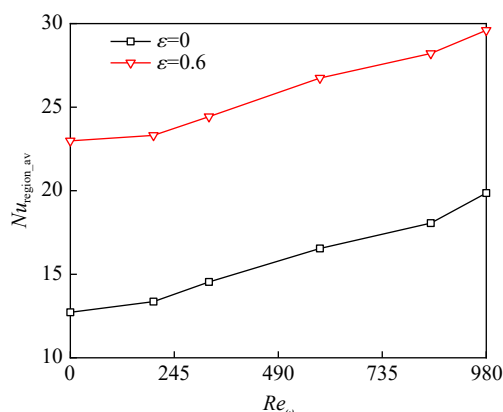
(a) Nu_{av} (中心轴线)(b) Nu_{region_av} ($\theta \in (2\pi/3, 4\pi/3)$ 区域)

图 9 Nu_{region_av} 随旋转雷诺数的变化规律
Fig. 9 Variation of Nu_{region_av} along rotational Reynold number

旋转雷诺数增大而增大, 同样与姬增起^[16]的实验研究结果趋势相一致, 并且与同轴相比, 偏心的存在增强了最小间隙位置处的静子侧的对流换热, 基于区域平均的努塞尔数最大强化幅度为 49.0%。造成此种线性有两方面的原因: ①与同轴相比, 偏心情形下, 最小间隙区域流动通道面积减少, 对应剪切气流平均流速和速度梯度增大; ②最小间隙位置流动通道面积变化剧烈, 依次经历压缩和扩张的剪切气流诱导了更多径向流动, 转轴与静子之间的动量输运和能量交换变得强烈, 流体与壁面的对流换热增强。图 10 为同轴和偏心 $\varepsilon=0.6$ 、 $Re_\omega=980$ 工况下, 线平均努塞尔数沿轴向和周向的分布规律。如图所示, 偏心的存在增强了最小间隙侧轴向和周向的对流换热, 同时, 同轴情形下线平均努塞尔数沿轴向和周向的分布规律均与偏心 $\varepsilon=0.6$ 时相同。值得注意的是, 端泄和偏心耦合下高转速大偏心小尺度间隙转静间隙剪切流动和对流换热机制和影响因素更为复杂, 仍有待更深入的研究。

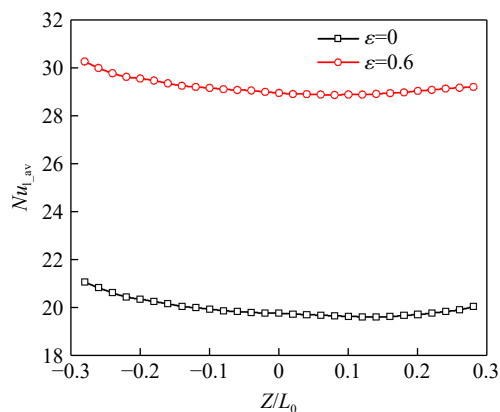
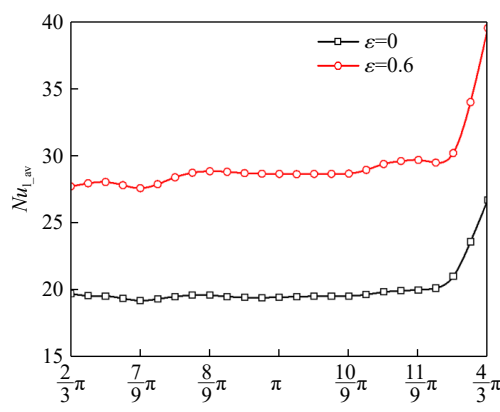
(a) Nu_{av} 随 Z/L_0 变化(b) Nu_{av} 随 Z/L_0 变化

图 10 Nu_{av} 沿轴向和周向的变化规律
Fig. 10 Distribution of Nu_{av} along axial direction and circumferential direction

3 结 论

针对高转速大偏心 (偏心率 $\varepsilon > 0.5$) 小尺度间隙 ($\eta = R/R_1 \geq 0.97$) 转静间隙流动, 进行了间隙气膜压力分布和最小偏心位置静子侧对流换热的实验研究, 并与同轴情形进行比较。主要研究结论如下:

1) 间隙气膜中心截面位置处压力沿周向分布的最大正值和最大负值分别位于 $\theta=0.75\pi$ 和 $\theta=1.25\pi$ 位置, 远离最小偏心位置, 气膜压力迅速降低至环境压力; 端泄效应对间隙气膜压力分布有重要的影响, 正压区, 轴向压力由中心位置沿轴向向端壁位置逐渐降低至环境大气压, 这与经典低转速大尺度无限长度转静间隙呈现出不同的规律;

2) 静子表面对流换热与间隙自然对流和旋转雷诺数 Re_ω 紧密相关, 无转动时, 自然对流作用下静子侧底部对流换热大于顶部区域, 整个区域对流换热处于高度不均匀状态, 随旋转雷诺数 Re_ω 增大, 最小间隙上下游的对流换热差异逐渐

减少, 到 $Re_\omega=980$ 工况, 最小间隙附近静子表面传热系数分布已经变得非常均匀, 同时, 努塞尔数随旋转雷诺数 Re_ω 的增大而增大;

3) 由于缺乏流通横截面积的变化, 同轴高转速小尺度间隙转静间隙气膜的压力趋近于环境压力, 与同轴相比, 偏心的存在增强了最小间隙位置处的静子侧的对流换热, 基于区域平均的努塞尔数最大强化幅度为 49.0%, 高转速大偏心小尺度间隙转静间隙流动和对流换热机制和影响因素更为复杂, 仍有待更深入的研究。

参考文献:

- [1] 周先桃, 潘家祯, 陈理清, 等. 湍流泰勒涡流特性的数值模拟[J]. 华东理工大学学报(自然科学版), 2006, 32(5): 617-622. ZHOU Xiantao, PAN Jiazhen, CHEN Liqing, et al. Numerical simulation of characteristics of turbulent Taylor vortex flow[J]. Journal of East China University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2006, 32(5): 617-622. (in Chinese)
- [2] WERELEY S T, LUEPTOW R M. Velocity field for Taylor-Couette flow with an axial flow[J]. Physics of Fluids, 1999, 11(12): 3637-3649.
- [3] HWANG J Y, YANG K S. Numerical study of Taylor-Couette flow with an axial flow[J]. Computers & Fluids, 2004, 33(1): 97-118.
- [4] 张镜洋, 陈哲, 吕元伟, 等. 动压轴承流固界面非一致滑移流动分析方法及分布特征[J]. 航空学报, 2023, 44(11): 127639. ZHANG Jingyang, CHEN Zhe, LYU Yuanwei, et al. Analysis method and distribution characteristics of non-uniform slip flow at fluid-solid interface of gas foil bearing[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2023, 44(11): 127639. (in Chinese)
- [5] 刘难生, 董宇红, 陆夕云, 等. 旋转同心圆筒间 Couette-Taylor 流动的数值模拟[J]. 中国科学技术大学学报, 2002, 32(1): 91-97. LIU Nansheng, DONG Yuhong, LU Xiyun, et al. Numerical simulation of the Couette-Taylor flow between two concentric rotating cylinders[J]. Journal of University of Science and Technology of China, 2002, 32(1): 91-97. (in Chinese)
- [6] GROSSMANN S, LOHSE D, SUN C. High-Reynolds number Taylor-Couette turbulence[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 2016, 48: 53-80.
- [7] 胡嘉麟, 高金海, 黄恩亮, 等. 滑移边界对空气轴承性能的影响研究[J]. 推进技术, 2017, 38(6): 1359-1369. HU Jialin, GAO Jinhai, HUANG Enliang, et al. Effects of slip boundary on air bearing performance[J]. Journal of Propulsion Technology, 2017, 38(6): 1359-1369. (in Chinese)
- [8] 徐海波, 沈允文, 朱均. 无限长偏心旋转圆柱间 Taylor 涡动问题研究[J]. 西北工业大学学报, 1995, 13(2): 168-173. XU Haibo, SHEN Yunwen, ZHU Jun. Study on Taylor vortex between infinite eccentric rotating cylinders[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 1995, 13(2): 168-173. (in Chinese)
- [9] WHITE J M, MULLER S J. The role of thermal sensitivity of fluid properties, centrifugal destabilization, and nonlinear disturbances on the viscous heating instability in Newtonian Taylor-Couette flow[J]. Physics of Fluids, 2002, 14(11): 3880-3890.
- [10] MUBAIYEDH U A, SURESHKUMAR R, KHOMAMI B. Non-linear stability analysis of viscoelastic Taylor-Couette flow in the presence of viscous heating[J]. Physics of Fluids, 2002, 14(3): 1056-1064.
- [11] 吴波. 泰勒-库特流数值模拟方法的研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2012. WU Bo. The method of numerical simulation study on the Taylor-Couette flow[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2012. (in Chinese)
- [12] RITCHIE G S. On the stability of viscous flow between eccentric rotating cylinders[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1968, 32(1): 131-144.
- [13] SCURTU N, STÜCKE P, EGBERS C. Numerical and experimental study of the flow in an eccentric Couette-Taylor system with small gap[J]. Applied Mathematics and Mechanics, 2008, 8(1): 10641-10642.
- [14] REINKE P, SCHMIDT M, BECKMANN T. The cavitating Taylor-Couette flow[J]. Physics of Fluids, 2018, 30(10): 104101.
- [15] 尹春俊. 偏心小间隙内泰勒库特流的实验研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2020. YIN Chunjun. Experimental research on the eccentric Taylor-Couette flow in small gap[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2020. (in Chinese)
- [16] 姬增起. 小间隙内泰勒-库特流的实验研究与数值模拟[D]. 武汉: 华中科技大学, 2018. JI Zengqi. Research of experiment and simulation on the Taylor-Couette flow in small gap[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2018. (in Chinese)
- [17] DYKAS B, HOWARD S A. Journal design considerations for turbomachine shafts supported on foil air bearings[J]. Tribology Transactions, 2004, 47(4): 508-516.
- [18] 赵晓荣. 多叶波型型气体动压轴承静特性及气动加热数值研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2017. ZHAO Xiaorong. Numerical research on the static and aerodynamic heating characteristics of multi-leaf compliant foil bearings[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2017. (in Chinese)
- [19] DELLACORTE C, VALCO M J. Load capacity estimation of foil air journal bearings for oil-free turbomachinery applications[J]. Tribology Transactions, 2000, 43(4): 795-801.
- [20] SHU C, WANG L, CHEW Y T, et al. Numerical study of eccentric Couette-Taylor flows and effect of eccentricity on flow patterns[J]. Theoretical and Computational Fluid Dynamics, 2004, 18(1): 43-59.
- [21] 马洪亭, 张于峰, 邓娜. 旋转圆筒表面传热和传质特性实验研究[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2007, 28(9): 985-989. MA Hongting, ZHANG Yufeng, DENG Na. Experimental study of heat and mass transfer characteristics on a rotating cylinder surface[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2007, 28(9): 985-989. (in Chinese)
- [22] 李鑫郡, 张靖周, 谭晓茗. 单个压电风扇传热特性[J]. 航空学报, 2017, 38(7): 120982. LI Xinjun, ZHANG Jingzhou, TAN Xiaoming. Characteristics of heat transfer with single piezoelectric fan[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2017, 38(7): 120982. (in Chinese)
- [23] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results[J]. Experimental Thermal Fluid Science, 1988, 1: 3-17.
- [24] 林宏杰. 热式流量计、热式流量开关的原理及应用[J]. 仪表技术与传感器, 2001(9): 45-46.

- LIN Hongjie. Principle and application of thermal flowmeter and thermal flow switch[J]. *Instrument Technique and Sensor*, 2001(9): 45-46. (in Chinese)
- [25] 张友华. 碳化复合材料导热系数测量试验研究[D]. 长沙: 国防科学技术大学, 2007.
- ZHANG Youhua. Experimental study on measuring thermal conductivity of carbonizing composites[D]. Changsha: National University of Defense Technology, 2007. (in Chinese)
- [26] 朱桂平, 马兆坤, 郭义盼, 等. 旋转圆柱微间隙剪切流动特性研究[J]. *机械设计与制造工程*, 2022, 51(9): 45-52.
- ZHU Guiping, MA Zhaokun, GUO Yipan, et al. Study on rotational shear flow characteristics in a narrow annular channel[J]. *Machine Design and Manufacturing Engineering*, 2022, 51(9): 45-52. (in Chinese)

(编辑: 王碧珩)