

文章编号: 1000-8055(2012)12-2828-08

高转速袋型阻尼密封泄漏的特性

李志刚, 李 军, 丰镇平

(西安交通大学 能源与动力工程学院 叶轮机械研究所 西安 710049)

摘 要: 采用有限元分析和计算流体动力学耦合数值分析方法(FEA/CFD),研究了考虑转子系统由于高速旋转造成转子径向伸长效应时袋型阻尼密封的泄漏特性和流场形态. 计算了密封间隙为 0.13 mm 时,袋型阻尼密封试验件在 3 种压比、3 种转速下的泄漏量,并与试验值和不考虑转子伸长效应的 CFD 数值模拟结果进行了比较,验证了所采用的 FEA/CFD 数值方法的可靠性(误差小于 1.3%)和高转速下考虑转子伸长的必要性. 研究了 6 种压比、6 种转速下密封间隙为 0.25 mm 的袋型阻尼密封的流场和泄漏量,分析了压比和转速对袋型阻尼密封泄漏特性的影响规律. 结果表明:当压比大于 0.26 时,随压比的减小,袋型阻尼密封泄漏量逐渐增大;当压比减小到一定值时($\pi < 0.26$),泄漏流体的马赫数在最后一个密封齿间隙处达到 1.0,即发生了堵塞,此时泄漏量达到与密封进口总压相对应的最大值;在高转速下,考虑和不考虑转子半径的伸长,密封泄漏量均随转速的增大而减小;在转子面周向马赫数大于 0.35 时,需要考虑转子半径伸长对泄漏量的影响.

关 键 词: 袋型阻尼密封; FEA/CFD (finite element analysis/computational fluid dynamics); 高转速; 转子伸长; 泄漏特性; 数值模拟

中图分类号: V233.5

文献标志码: A

Leakage flow of pocket damper seal at high rotational speed

LI Zhi-gang, LI Jun, FENG Zhen-ping

(Institute of Turbomachinery, School of Energy and Power Engineering,
Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The leakage flow characteristics of the pocket damper seal (PDS) was numerical investigated with consideration of the rotor growth effect at the high rotational speed using finite element analysis/computational fluid dynamics (FEA/CFD). The leakage flow rate of the experimental pocket damper seal with 0.13 mm clearance at three different pressure ratios and three different rotational speeds was conducted. The accuracy of the present numerical approach was demonstrated by comparison of the experimental data and numerical results without consideration of rotor growth. Six pressure ratios and six rotational speeds were utilized to analyze the leakage flow characteristics of the pocket damper seal. The influence of the higher pressure and higher rotational speed on the leakage flow characteristics of the pocket damper seal was analyzed. The obtained results show that for pressure ratio down to 0.26, the leakage flow rate of the pocket damper seal increases with the decreasing pressure ratio. The leakage flow rate of the pocket damper seal obtains the maximum value when the pressure ratio equals to 0.26. The Mach number of the leakage flow obtains 1 at the last fin clearance when the pressure ratio is 0.26. At the higher rotational speed, the leakage flow rate of the pocket damper seal decreases with the increasing rotational speed with and without con-

收稿日期: 2011-12-08

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20121218.0859.201212.2828_028.html

基金项目: 教育部博士点基金(20100201110013); 中央高校基本科研业务费专项基金

作者简介: 李志刚(1986—),男,河南新密人,博士生,主要从事叶轮机械气动热力学和叶轮机械密封技术的研究。

sideration of the rotor growth effects. The rotor growth effect should be taken into account to predict the leakage flow rate of the pocket damper seal when Mach number exceeds 0.35.

Key words: pocket damper seal;
FEA/CFD (finite element analysis/computational fluid dynamics);
high rotational speed; rotor growth; leakage flow; numerical simulation

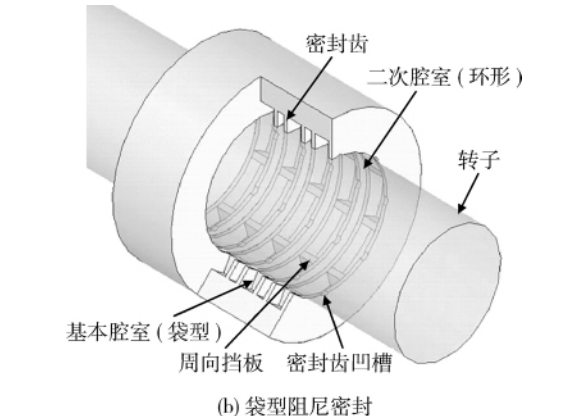
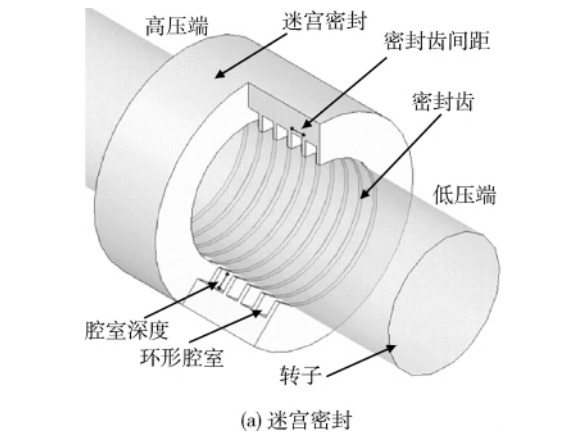
符号说明

$\nu = \sqrt{kR_{\text{gas}} T_{\text{tot},\text{in}}}$	密封进口声速(m/s)	S	密封间隙(mm)
H	无量纲腔室深度	$S_{\text{eff}} = S - \Delta R$	有效密封间隙(mm)
K	旋流强度	$T_{\text{tot},\text{in}}$	密封进口总温度(K)
$\dot{m}$	泄漏流量(kg/s)	$u = \omega R$	转子面周向速度(m/s)
$Ma = u/\nu$	转子面周向马赫数	u_{gas}	气体周向速度(m/s)
n	转速(r/min)	$\pi = p_{\text{stat},\text{out}}/p_{\text{tot},\text{in}}$	压比
$p_{\text{tot},\text{in}}$	进口总压(kPa)	γ	比热容比(J/(kg·K))
$p_{\text{stat},\text{out}}$	出口静压(kPa)	δ	转子材料比重(N/m ³)
d	密封腔室深度(m)	E	转子材料弹性模量(N/m ²)
R	转子半径(m)	ω	角速度(rad/s)
ΔR	转子半径变化量(m)	θ	相对泄漏量
R_{gas}	气体常数(kJ/(kg·K))	ζ	有效密封间隙系数
		ϕ	几何效应系数

旋转密封是现代透平机械中的关键部件,其泄漏特性、转子动力特性及其影响因素的研究可显著提高透平机械的运行效率和可靠性^[1].在透平机械转子系统中,旋转密封的首要目标是控制流体通过动静间隙从高压区向低压区的流动,有效地减小泄漏量,提高透平机械的气动效率.旋转密封研究中的另一个重要目标是提高转子-轴承系统的有效阻尼,增强透平机械转子系统的稳定性.随着透平机械向高参数(高温、高压、高转速)方向发展,传统的迷宫密封由于其不理想的转子动力特性(低阻尼,高交叉刚度)常常引起透平机械转子系统失稳^[2].新近发展的袋型阻尼密封(PDS)技术^[3]由于其优良的转子动力特性而得到重视并应用于透平机械动密封系统中.

Vance 和 Shultz^[3]率先提出了袋型阻尼密封的结构设计并针对 2 齿袋型阻尼密封开展了相应的试验研究.研究表明:相比于传统迷宫密封,袋型阻尼密封的直接阻尼系数提高了 15 倍.他们还详细介绍了袋型阻尼密封的几何结构,如图 1 所示,不同于迷宫密封,袋型阻尼密封静子面沿轴向由一系列交替排列的基本腔室和二次腔室组成,针对传统的迷宫密封环形腔室内周向流动强烈、易产生流体激振问题,袋型阻尼密封的基本腔室中沿周向布置了一些挡板将其分割为等弧度的袋型腔室.试验研究和工程应用均证明基本腔

S	密封间隙(mm)
$S_{\text{eff}} = S - \Delta R$	有效密封间隙(mm)
$T_{\text{tot},\text{in}}$	密封进口总温度(K)
$u = \omega R$	转子面周向速度(m/s)
u_{gas}	气体周向速度(m/s)
$\pi = p_{\text{stat},\text{out}}/p_{\text{tot},\text{in}}$	压比
γ	比热容比(J/(kg·K))
δ	转子材料比重(N/m ³)
E	转子材料弹性模量(N/m ²)
ω	角速度(rad/s)
θ	相对泄漏量
ζ	有效密封间隙系数
ϕ	几何效应系数



室中的周向挡板能有效地抑制流体的周向流动,减小交叉刚度,从而降低转子振动幅度,解决透平机械转子系统振动失稳的问题.现阶段袋型阻尼密封主要被应用于多级离心压气机中来改善压气

图 1 传统迷宫密封与袋型阻尼密封结构示意图^[9]

Fig. 1 Structure of seal geometry labyrinth seal and pocket damper seal^[9]

机转子系统的稳定性^[4-5]. 从现有的文献来看, 目前对袋型阻尼密封的研究主要是通过实验测量的方法获得其泄漏量和转子动力特性系数. 美国德克萨斯 A&M 大学叶轮机械实验室的 Ertas 等^[6-7], Gamal 等^[8-9], Vance 等^[5], Shultz^[10], Childs 等^[11]和 Laos^[12]针对袋型阻尼密封泄漏特性和转子动力特性开展了深入的试验研究. 现阶段采用 CFD(computational fluid dynamics)方法开展袋型阻尼密封内部流动机理的研究对进一步改善其泄漏特性和转子动力特性具有重要意义.

在透平机械中, 高转速对透平转子产生一个径向离心力, 同时由于透平运行过程中的胀差, 造成密封间隙偏离设计值. 随着透平机械转速的不断增大, 在透平运行过程中, 离心力对密封间隙的影响越来越明显. 因此, 在研究高转速下密封泄漏特性时, 必须考虑转速对密封间隙的影响. 本文使用 ANSYS CFX 软件, 以文献^[8]提供的直通型 8 齿 8 腔室的袋型阻尼密封为研究对象, 采用有限元分析(FEA)和 CFD 相结合的方法(FEA/CFD)研究了 6 种压比, 6 种转速下袋型阻尼密封的泄漏特性. 计算得到了转子半径伸长量随转速的变化关系; 分析了高转速和高压力对袋型阻尼密封泄漏特性的影响规律, 并与试验值进行了比较.

1 计算模型和数值方法

1.1 流体域

图 2 给出了袋型阻尼密封的计算域三维结构和计算网格示意图. 表 1 给出了袋型阻尼密封各

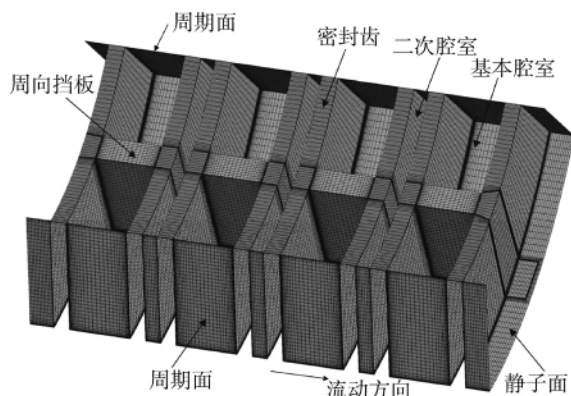


图 2 袋型阻尼密封流体域三维几何结构与计算网格

Fig. 2 Computational model and fluid domain mesh of PDS

部分的几何尺寸.

表 1 袋型密封几何尺寸^[8]

Table 1 Geometry parameters of the PDS

密封件结构参数	参数值
袋型密封长度/mm	87
转子直径/mm	114.55
进口密封间隙/mm	0.13, 0.25
进出口密封间隙比	1 : 1
密封齿数	8
腔室深度/mm	25.4
腔室数目	8
隔板厚度/mm	5.08
密封齿厚度/mm	3.18
基本腔室长度/mm	12.7
二次腔室长度/mm	3.18

本文采用 ICEM 商业软件生成袋型阻尼密封流体域的多块结构化网格, 壁面区域采用加密的网格, 在周向挡板周围生成 O 型网格, 在密封间隙处沿径向布置了 20 个节点, 为保证 y^+ 值小于 100, 不同转速下袋型阻尼密封的网格节点数在 80.2 万 ~ 89.3 万之间. 采用商用 CFD 软件 ANSYS-CFX 11.0 数值求解 Reynolds-Averaged Navier-Stokes(RANS)方程获得密封泄漏流量和密封内部流场. 计算中考虑到密封结构的周期性, 袋型阻尼密封取一个腔室的弧段(45°)作为研究对象, 弧段的两侧采用周期性边界. 表 2 给出了数值计算的边界条件和求解方法. 进口给定总温、总

表 2 边界条件及求解方法

Table 2 Boundary conditions and numerical methods

项目	值、属性
进口总压/kPa	6 980
进口总温/K	290
出口压力/kPa	837.6 ~ 3 629.6
转速/(r/min)	0 ~ 50 200
工质	理想空气
离散格式	高精度格式
求解方法	时间推进
湍流模型	标准 $k-\varepsilon$ 模型
近壁面区	壁面函数法
固壁属性	绝热、光滑

压和湍流度(5%),进口速度方向垂直于进口边界,出口给定平均静压条件.计算中固定进口总压为 6980 kPa,总温为 290 K,通过调节出口平均静压(837.6~3629.6 kPa),使压比在 0.12~0.52 之间变化;研究中不考虑壁面的表面粗糙度,以及其与流体间的传热,固体壁面均设为绝热、光滑无滑移边界.转子的旋转速度在 0~50 200 r/min 间变化.湍流模型为标准 $k-\epsilon$ 模型,对流项采用高精度离散格式,固体壁面均设为光滑绝热边界,近壁面采用改进壁面函数法(scalable wall function)来处理.CFD 计算收敛判据为动量方程和能量方程残差达到 10^{-6} 数量级、连续方程残差小于 10^{-6} 数量级(无量纲量)、进出口流量相差小于 0.1%时.

1.2 固体域

本文的密封流体域模型和转子固体域模型均为文献[8]中的 8 齿 8 腔室袋型阻尼密封,转子和密封静子件的材料为 AISI 4140 合金钢.试验中密封中流体温度在 290 K 附近,在计算转子半径变化时,没有考虑热应力的作用,仅考虑离心力的作用.转子半径随转速的变化是通过有限元分析软件 ANSYS 11.0 计算得到,其中采用 8 节点的六面体单元 Solid 45 进行有限元网格划分,网格节点数为 40 万.表 3 给出了密封转子材料的属性.

表 3 袋型阻尼密封转子材料属性

Table 3 Material properties of seal rotor

材料	AISI 4140 合金钢
温度/℃	17.00
密度/(kg/m ³)	7850
泊松比	0.29
弹性模量/Pa	2.05×10^{11}

2 数值方法可靠性验证

采用文献[8]提供的 8 齿 8 腔室袋型阻尼密封试验件作为计算模型,对数值方法可靠性进行了考核,其中密封间隙为 0.13 mm.在相同的边界条件下(压比为 0.12,转速为 10 200 r/min),对袋型阻尼密封流体域,采用 4 套不同的网格节点数,以泄漏量作为考核指标,对网格无关性进行了验证.表 4 给出了计算结果,当网格数大于 81 万时,泄漏流量对网格节点数已具有独立性,因此本文计算中对不同转速下袋型阻尼密封流体域采用了 80.2 万~89.3 万的网格节点数.

表 4 泄漏量与网格节点数的关系

Table 4 Leakage flow rate versus mesh density

节点数	$\dot{m}_{cid}/(\text{kg/s})$	$\dot{m}_{exp}/(\text{kg/s})$
382000	0.337	0.323
603000	0.331	
816000	0.328	
987000	0.328	

文献[8]指出在高转速下,由于离心力的作用,转子的半径将增大,相应的密封间隙将减小,当转速为 20 200 r/min 时,密封间隙减小了约 5%.公式(1)给出了半径变化与转速的关系.图 3 为采用有限元 FEA(finite element analysis)和公式(1)两种方法得到的转子直径伸长量随转速的变化曲线,从图中可以发现:相同转速下,FEA 方法得到的转子直径伸长量小于公式(1)计算值,且差值随转速的增大而增大;转速为 60 200 r/min 时,FEA 计算值比公式(1)计算值小 34.6%.

$$\Delta R = \delta \omega^2 / 4gE \cdot (3 + \nu)R^3 \tag{1}$$

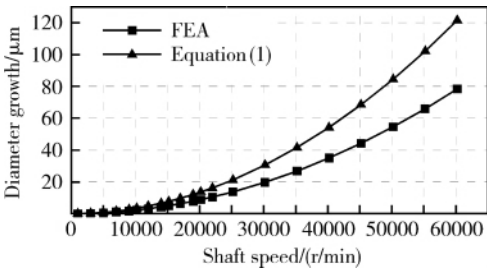


图 3 转子直径伸长量随转速的变化曲线

Fig. 3 Diameter growth versus shaft speed

图 4 给出了 3 种转速下,袋型阻尼密封泄漏量随压降的变化规律,图中的试验值来自文献[8].其中 FEA/CFD 和公式(1)/CFD 分别采用有限元分析法和公式(1)计算了转子半径的伸长量,泄漏量计算中考虑了转子半径伸长引起的密封间隙变化;CFD 结果未考虑转子半径伸长对密封间隙的影响,泄漏量计算中密封间隙不随转速变化.各转速下,随着压降的增大,本文的 CFD,FEA/CFD 和公式(1)/CFD 3 种数值方法的计算结果均与文献[8]的试验结果具有相同的变化规律.在相同转速和相同压降下,与试验值相比,CFD 和公式(1)/CFD 的数值结果均存在较大的误差,并且随转速的增大,数值结果与试验值之间的误差逐渐增大,转速为 20 200 r/min 时,CFD 数值结果的误差最大值为 7.3%,公式(1)/CFD 的

数值结果最大误差为 -3.4% ; FEA/CFD 计算结果均与试验值吻合得很好, 最大误差为 1.3% 。

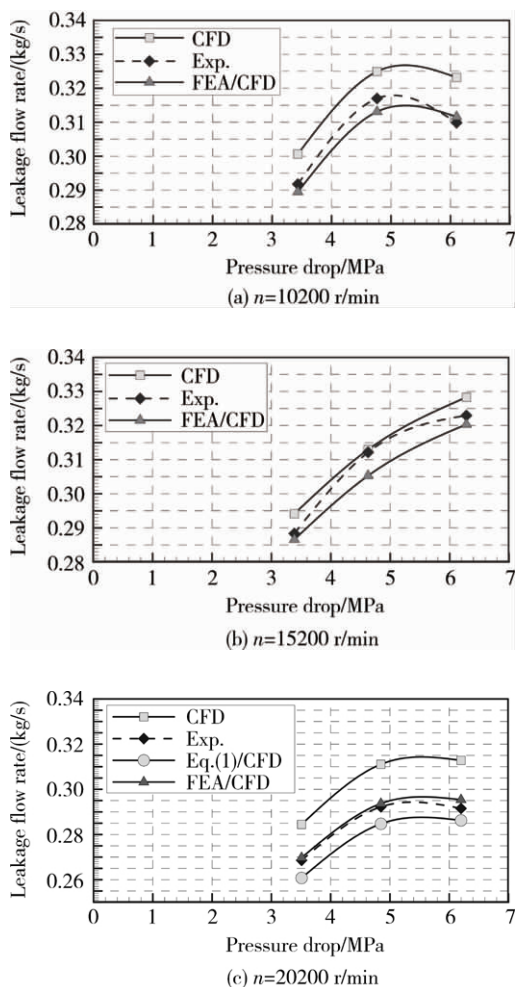


图 4 3 种转速下, 泄流量随压降的变化曲线

Fig. 4 Leakage flow rate versus pressure drop at three rotational speeds

图 5 给出了 3 种转速下 CFD 和 FEA/CFD 两种数值方法计算结果与试验值相比的平均误差, 本文中的 FEA/CFD 数值方法考虑了转子半径伸长的影响, 可有效地减小密封泄漏量的预测

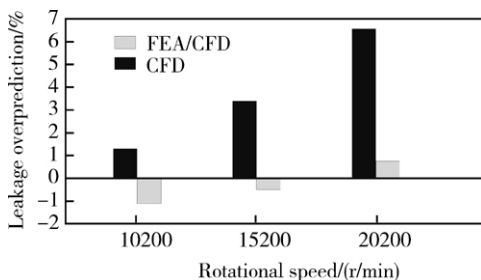


图 5 FEA/CFD 和 CFD 两种方法的泄流量预测误差

Fig. 5 Comparison of the leakage overprediction between FEA/CFD model and CFD model

误差, 且转速越大, 效果越明显. 因此, 在研究高转速下袋型阻尼密封泄漏特性时, 考虑转子半径伸长对准确预测密封泄漏量具有重要意义; 公式(1)计算得到的转子半径伸长量偏大; 本文采用的 FEA/CFD 数值方法能够较好地预测袋型阻尼密封在高转速和高压降下的泄漏量。

3 结果与分析

为研究考虑转子伸长作用时袋型阻尼密封在高转速、高压下的泄漏特性, 采用考核后的 FEA/CFD 数值方法对密封间隙为 0.25 mm 的袋型阻尼密封在 6 种压比、6 种转速下的泄漏量进行了计算并比较了 CFD 数值计算结果。

3.1 压比对袋型阻尼密封泄漏特性的影响

图 6 给出了 4 种转速下, 袋型阻尼密封泄漏量随压比的变化曲线. FEA/CFD 和 CFD 两种数值方法计算得到的泄漏量随压比的减小而增大, 且压比越大, 泄流量随压比变化趋势越明显; 当压比减小到 $\pi < 0.26$ 时, 密封泄漏量将达到与密封进口总压相对应的最大值, 即发生阻塞. 当压比减小到 0.26 时, 最后一个密封齿处的马赫数接近 1.0 , 流动趋于阻塞. CFD 的计算结果明显大于 FEA/CFD 计算结果, 且两者的偏差随转速的增大而增大, 这主要是由于 CFD 数值方法未考虑转速对转子半径伸长量的影响, 计算中采用的密封间隙随转速不变。

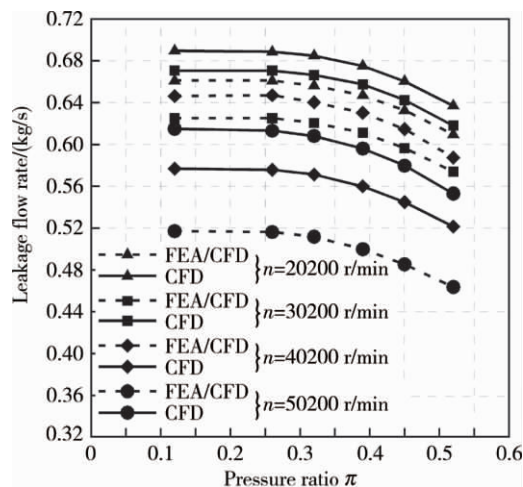


图 6 泄流量随压比的变化曲线

Fig. 6 Leakage flow rate versus pressure ratio

3.2 高转速对袋型阻尼密封泄漏特性的影响

在高转速下, 考虑和不考虑转子半径的伸长, 密封泄漏量均随转速的增大而减小. 说明随着转

速的增大,除了转子半径伸长这一几何因素外,还存在另外一种因素使密封泄漏量减小,而这一因素与密封中的泄漏流动有关. 本文认为高转速对袋型阻尼密封泄漏特性的影响可分为 2 个方面: 一方面转子面的高速旋转带动密封腔室中的流体周向流动,由于密封齿和周向挡板在轴向和周向的阻隔,在密封腔室中形成强烈的旋涡流动,使泄漏流动能有效转化为内能,称之为黏性耗散效应; 另一方面受转子高速旋转的影响,转子半径在离心力作用下伸长,使有效密封间隙减小,称之为几何效应. 分析高转速对袋型阻尼密封泄漏特性的影响时,必须综合考虑黏性耗散效应和几何效应的共同作用.

3.2.1 黏性耗散效应

为研究高转速下,袋型阻尼密封泄漏流动中的黏性耗散效应,对 CFD 数值方法计算结果(不考虑转子半径的伸长)进行了分析,分析中引入了相对泄漏量 θ , 其数学定义为公式(2),其中 m_n 为转速为 n 时的泄漏量, m_0 为转子静止时的泄漏量. 图 7 给出了相对泄漏量 θ 随周向马赫数 Ma 的变化曲线. θ 反映转速的黏性耗散效应对泄漏量的影响, Ma 反映转子面速度的大小. 相同压比下, θ 随 Ma 的增大而减小; 相同转速下, θ 随压比的增大而减小; 在最大转速($n = 50200 \text{ r/min}$)时,相比于转子静止时的泄漏量,3 种压比的泄漏量分别减小了 13.3%, 14.2% 和 14.7%.

$$\theta = m_n / m_0 \quad (2)$$

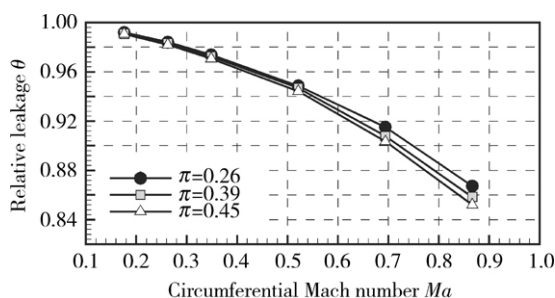
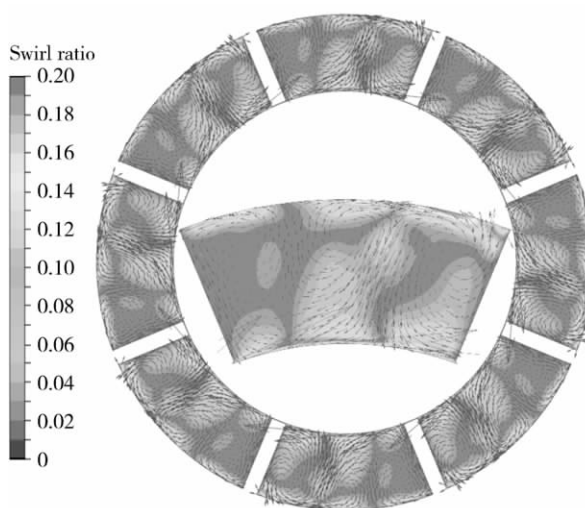


图 7 θ 随 Ma 的变化曲线

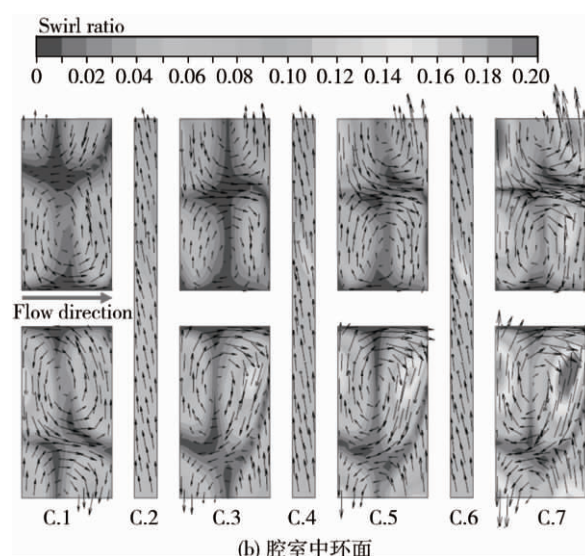
Fig. 7 Relative leakage versus circumferential Mach number

密封腔室的流场结构是分析黏性耗散效应的有效途径. 图 8 给出了袋型阻尼密封腔室中的流场结构和旋流强度 K 的绝对值, K 为无量纲的旋流强度,表征流体周向旋流速度的大小和方向(以转子旋转方向为正方向),其数学定义为公式(3). 相比于二次腔室(C. 2, C. 4, C. 6)中的流场,由于周向挡板的阻隔作用,基本腔室(C. 1, C. 3, C. 5,

C. 7) 中的流场很复杂,表现为复杂的旋涡流动; 沿流动方向,腔室中的 K 逐渐增大,基本腔室中 K 值最小的区域为旋涡的核心区.



(a) 第3个腔室垂直于轴向的中截面



(b) 腔室中环面

图 8 袋型阻尼密封腔室旋流强度云图和速度矢量分布

($S = 0.25 \text{ mm}$, $\pi = 0.26$, $n = 20200 \text{ r/min}$)

Fig. 8 Swirl ratio contours and velocity distribution in the section of the PDS

($S = 0.25 \text{ mm}$, $\pi = 0.26$, $n = 20200 \text{ r/min}$)

图 9 给出了不同转速下,袋型阻尼密封腔室中的旋流强度沿径向的分布. H 为无量纲的腔室深度,其数学定义为公式(4). 从图 9 可以发现:沿流动方向基本腔室(C. 1, C. 3, C. 5, C. 7) 中的旋流强度沿径向符号是变化的,说明基本腔室中存在旋涡流动; 3 种转速下, K 由正变为负的径向位置分别为 $H = 0.75$, $H = 0.3$, $H = 0.05$,说明随转

速的增大,基本腔室中的旋涡的核心区域逐渐向转子面推移,旋涡强度增大,旋涡耗散作用增强.二次腔室(C. 2, C. 4, C. 6)中的 K 沿径向符号不变,始终与转子旋转方向相同,说明二次腔室中流动为在周向为与转子面同向的环流;随转速的增大,二次腔室中的 K 明显增大,根据 Blasius 湍流壁面切应力理论^[13],随着转子转速的增大,流体相对于转子面和静子面的流动速度逐渐增大,转子面和静子面切应力随之增大,从而黏性耗散作用增强.从上述分析可知:随着转速的增大,袋型阻尼密封中黏性耗散效应逐渐增强,动能有效地耗散为热能,密封透气性减弱,泄漏量减小.黏性耗散效应主要表现为:基本腔室中的旋涡流动和二次腔室中的壁面切应力产出的黏性耗散.

$$K = u_{\text{gas}}/u \quad (3)$$

$$H = (r - R)/d \quad (4)$$

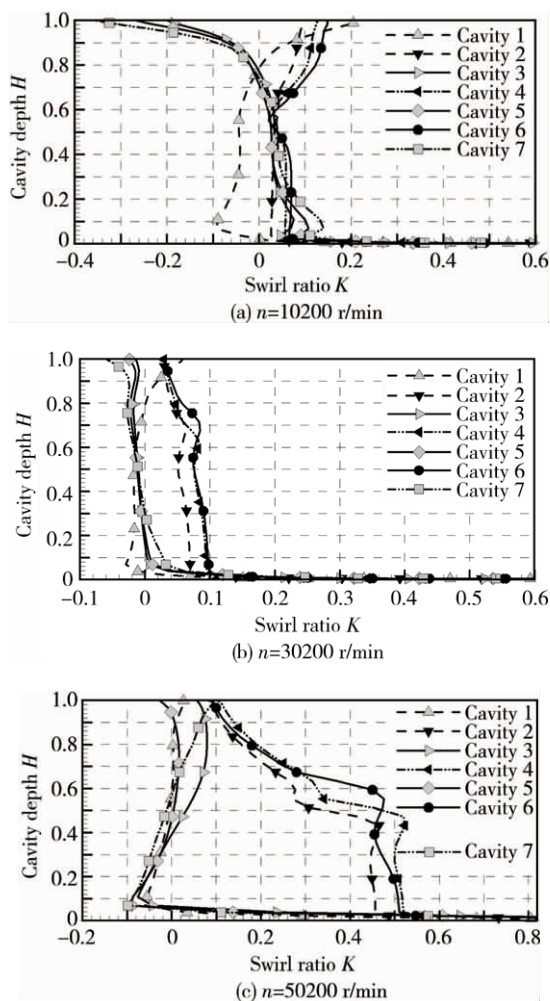


图 9 密封腔室旋流强度沿径向的分布

($S=0.25 \text{ mm}$, $\pi=0.26$)

Fig. 9 Swirl ratio versus cavity depth in the chambers of the PDS

3.2.2 几何效应

为研究高转速下,袋型阻尼密封泄漏流动中的几何效应,本文引入有效密封间隙系数 ζ 和几何效应系数 ϕ ,其数学定义分别为公式(5)和公式(6).其中 $m_{\text{fea/cfd}}$ 是采用 FEA/CFD 数值方法考虑转子伸长计算得到的泄漏量, m_{cfd} 是采用 CFD 数值方法不考虑转子伸长计算得到的泄漏量. ζ 表征转速对密封间隙的影响, ϕ 表征转子旋转产生的几何效应(密封间隙减小)对泄漏量的影响.

$$\zeta = S_{\text{eff}}/S \quad (5)$$

$$\phi = m_{\text{fea/cfd}}/m_{\text{cfd}} \quad (6)$$

图 10 和图 11 分别给出了有效密封间隙系数和几何效应系数随周向马赫数的变化曲线.从图 10 可以发现: ζ 随 Ma 增大而减小,且 Ma 越大 ζ 减小得越快,说明有效密封间隙随转速的增大而减小,且转速越大密封间隙减小的越快; Ma 为 0.87 时 ($n=50\ 200 \text{ r/min}$),密封间隙减小了 11%.从图 11 可以发现不同压比下, ϕ 均随 Ma 的增大而线性减小,说明转子半径伸长导致的泄漏量变化量随转速的增大而增大; Ma 为 0.87 时 ($n=50\ 200 \text{ r/min}$),转子半径伸长导致泄漏量减小了 16%.在工程实际的密封泄漏量计算和透平

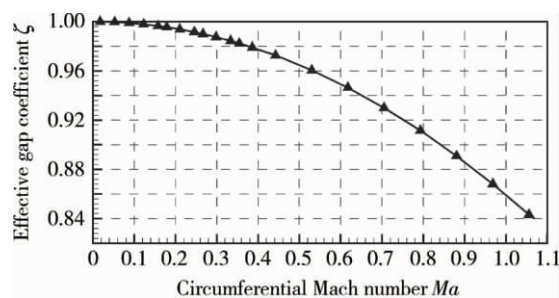


图 10 ζ 随 Ma 的变化曲线图

Fig. 10 Effective gap coefficient versus circumferential Mach number

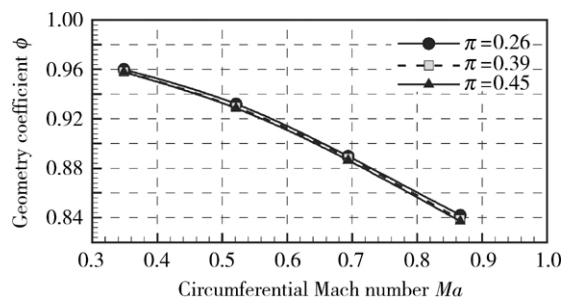


图 11 ϕ 随 Ma 的变化曲线

Fig. 11 Geometry coefficient versus circumferential Mach number

机械密封系统的设计中,如果以 5% 作为密封泄漏量预测误差的上限,在 $Ma > 0.35$ 时(本文中 $n=20\,200\text{ r/min}$),需要考虑转子半径伸长对泄漏量的影响。

4 结 论

采用有限元分析和计算流体动力学耦合计算方法(FEA/CFD),数值研究了高压力和高转速对袋型阻尼密封泄漏特性的影响规律。

1) 本文采用的 FEA/CFD 数值方法的计算结果与试验值吻合得很好;与 CFD 数值方法的计算结果相比,FEA/CFD 数值方法具有较高的计算精度,泄漏量预测误差小于 1.3%;在高转速下,考虑转子半径的伸长能显著提高泄漏量计算精度,转速为 $20\,200\text{ r/min}$ 时,计算误差减小 6%。

2) 袋型阻尼密封泄漏量随压比的减小而增大,当压比减小到一定程度时(本文中为 0.26),最后一个密封齿间隙处的马赫数达到 1.0,这时密封泄漏量将达到与密封进口总压相对应的最大值,即发生阻塞,泄漏量趋于定值。

3) 在高转速下,考虑和不考虑转子半径的伸长,密封泄漏量均随转速的增大而减小;高转速对袋型阻尼密封泄漏特性的影响可分为 2 个方面:黏性耗散效应和几何效应。黏性耗散效应主要表现为随转速的增大,密封腔室中的旋涡流动强度和壁面切应力显著增大,黏性耗散作用增强,泄漏量减小;几何效应主要表现为随转速的增大,转子半径逐渐增大,密封间隙减小,泄漏量随之减小。

4) 在工程实际密封泄漏量计算和透平机械密封系统的设计中,如果以 5% 作为密封泄漏量预测误差的上限,在 $Ma > 0.35$ 时(本文中 $n=20\,200\text{ r/min}$),需要考虑转子半径伸长对泄漏量的影响。

参考文献:

[1] Chupp R E, Hendricks R C, Lattime S B, et al. Sealing in

turbomachinery[J]. ASME Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(2): 313-349.

[2] 曹树谦, 陈予恕. 现代密封转子动力学研究综述[J]. 工程力学, 2009, 26(增刊 II): 68-79.

CAO Shuqian, CHEN Yushu. A review of modern rotor/seal dynamics[J]. Journal of Engineering Mechanics, 2009, 26(Sup. II): 68-79. (in Chinese)

[3] Vance J M, Shultz R R. A new damper seal for turbomachinery[C]// Proceedings of 14th Vibration and Noise Conference. New Mexico: ASME DE-Vol, 1993: 139-148.

[4] Richards R L, Vance J M, Zeidan F Y. Using a damper seal to eliminate subsynchronous vibrations in three back-to-back compressors[C]// Proceedings of 24th Turbomachinery Symposium. Texas: Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, 1995: 370-376.

[5] Vance J M, Li J. Test results of a new damper seal for vibration reduction in turbomachinery[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1996, 118(4): 843-846.

[6] Ertas B, Gamal A, Vance J M. Rotordynamic force coefficients of pocket damper seals[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2006, 128(4): 725-737.

[7] Ertas B H, Vance J M. Rotordynamic force coefficients for a new damper seal design[J]. ASME Journal of Tribology, 2007, 129(2): 365-374.

[8] Gamal A M, Ertas B H, Vance J M. High-pressure pocket damper seals: leakage rates and cavity pressures[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2007, 129(4): 826-834.

[9] Gamal A M. Analytical and experimental evaluation of the leakage and stiffness characteristics of high pressure pocket damper seals[D]. Texas: Texas A&M University, 2003.

[10] Shultz R R. Analytical and experimental investigation of a labyrinth seal test rig and damper seals for turbomachinery[D]. Texas: Texas A&M University, 1996.

[11] Childs D W, Vance J M. Annular gas seals and rotordynamics of compressors and turbines[C]// Proceedings of 26th Turbomachinery Symposium. Texas: Texas A&M University, 1997: 201-220.

[12] Laos H E. Rotordynamic effect of pocket damper seals[D]. Texas: Texas A&M University, 1999.

[13] Childs D W. Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modelling and analysis[M]. New York: John Wiley and Sons, 1993.