

可调静叶枢轴泄漏特性的实验研究与结构改进

刘佳欢, 孔晓治, 陈燕, 刘高文
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710129)

摘 要: 压气机可调静叶枢轴与机匣之间存在间隙泄漏, 对压气机效率有直接影响。为获得枢轴间隙的泄漏特性, 搭建了高压比的枢轴泄漏实验平台。通过质量流量控制法和压力损失法, 测量不同间隙和进出口压比下的空气泄漏率, 分析了枢轴与机匣的配合状态、轴向间隙和径向间隙等对泄漏率的影响。实验结果表明: 压比、轴向和径向间隙的增大, 会导致泄漏率和质量流量系数的增长; 在压比为 3.3 的工况下, 径向接触状态的泄漏率相对于 0.01 mm 间隙状态降低了 86.54%; 枢轴的偏心会导致泄漏率增加, 而倾斜会导致泄漏率降低。为减少泄漏, 对泄漏的流动特性进行仿真分析, 并提出了空腔填充简单衬套或篦齿衬套的封严结构。仿真计算结果表明: 在压比为 3.3 的工况下, 增加简单衬套后泄漏率下降约为 40.04%, 增加篦齿衬套后泄漏率下降约为 31.8%。

关 键 词: 轴流压气机; 可调静叶; 间隙泄漏; 流动特性; 实验测量

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Experimental study and structural improvement of leakage characteristics of variable stator vane pivot

Liu Jiahuan, Kong Xiaozhi, Chen Yan, Liu Gaowen

(School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China)

Abstract: There is a gap leakage between the variable stator vane pivot of the compressor and the casing, which has a direct impact on the efficiency of the compressor. To obtain the leakage characteristics of the pivot gap, a high-pressure ratio pivot leakage experimental platform was established. Using flow control and pressure loss methods, the air leakage rates under various gaps and inlet-outlet pressure ratios were measured, and the effects of the mating condition between the pivot and casing, as well as axial and radial gaps, on the leakage rate were analyzed. Experimental results indicated that increases in pressure ratio, axial, and radial gaps led to an increase in both the leakage rate and the flow coefficient; under operating conditions with a pressure ratio of 3.3, the leakage rate in a radial contact state was reduced by 86.54% compared with a 0.01 mm gap state. Eccentricity of the pivot can lead to an increase in leakage rate, whereas tilt can decrease it. To reduce leakage, simulation analysis on the flow characteristics of the leakage was conducted, and a sealing structure using simple bushings or splined bushings for cavity filling was proposed. The simulation results indicated that under operating conditions with a pressure ratio of 3.3, the leakage rate decreased by approximately 40.04% with the addition of simple bushings, and by approximately 31.8% with the addition of splined bushings.

收稿日期: 2025-03-13

基金项目: 国家自然科学基金(52476025); 航空科学基金(2024M070053001)

作者简介: 刘佳欢(1995—), 男, 博士生, 主要研究方向为航空发动机空气系统封严。E-mail: 13759970435@163.com

通信作者: 孔晓治(1989—), 男, 副教授, 博士, 主要研究方向为叶轮机械泄漏与主流耦合。E-mail: xzkong@nwpu.edu.cn

引用格式: 刘佳欢, 孔晓治, 陈燕, 等. 可调静叶枢轴泄漏特性的实验研究与结构改进[J]. 航空动力学报, 2026, 41(8): 20250126. Liu Jiahuan, Kong Xiaozhi, Chen Yan, et al. Experimental study and structural improvement of leakage characteristics of variable stator vane pivot[J]. Journal of Aerospace Power, 2026, 41(8): 20250126.

Keywords: axial-flow compressor; variable stator vane; gap leakage; flow characteristics; experimental measurements

压气机是航空发动机的关键部件,其稳定性对发动机效率和性能至关重要。压气机的不稳定流动现象,如喘振和旋转失速,会降低发动机性能,严重时可导致熄火和结构损坏^[1]。因此,推迟不稳定流动的产生和扩大稳定工作范围是设计中的关键挑战。可调静叶(variable stator vane, VSV)系统是防止压气机喘振的主要措施之一,每个可调静叶可以通过绕枢轴旋转来改变后方转子叶片的攻角,调节压气机的质量流量(下文简称流量)从而避免失速和喘振^[2-3]。

VSV 系统能够提高压气机的稳定工作范围,改善发动机的整体效率,因此广泛应用^[4-6]。早在 20 世纪 40 年代, VSV 系统就在德国应用于 Jumo004 发动机中,此后这一技术在军用和民用发动机、燃气轮机以及轴流风机中得到充分发展^[7-8]。国内外学者针对 VSV 系统的结构设计、控制系统和流动特性等开展大量研究,并取得了许多成果^[9-11]。由于压气机主流通道流速高、压力大,枢轴的间隙泄漏会对压气机效率造成不利影响,因此其泄漏流动特性和封严方法也一直是国内外研究热点^[12-14]。

在可调静叶与机匣壁面间隙的流动研究中, Ribi 等^[15]通过一维计算方法对叶尖间隙泄漏损失进行估算,主要评估的参数包括叶片形状、间隙高度、弦长等,并且使用三维黏性流动计算校准了估算模型。潘波等^[16]提出了一种增加嵌入机匣的圆盘结构,进而减小可调静叶叶尖间隙泄漏率的方法,并通过数值模拟进行了分析,结果表明,在叶身两端增加圆盘可明显减小泄漏损失。在可调静叶的枢轴间隙泄漏的研究中, Payling^[17]提出了一种带有密封圈的可调静叶系统,用来减少间隙泄漏造成的损失。NASA 刘易斯研究中心针对可调静叶枢轴泄漏特性开展实验,探索了多种接触端面密封结构对泄漏量的影响^[18]。但由于上述新增的结构会影响发动机的设计简洁性,增加维修难度和降低可靠性,因此难以直接应用。

通常轴流压气机会设置多级的可调静叶,数量可能超过 500 片^[18]。每个可调静叶都有一个穿透压气机机匣的枢轴,并与控制系统相连,即使每个叶片与机匣内孔之间有微小泄漏,也会造成相当大的效率损失。同时,随着发动机运转时间

的增加和环境影响,可调静叶枢轴与机匣内孔会产生磨损,进而导致配合间隙扩大^[19-21]。此外,装配误差也会导致配合间隙产生偏差^[22]。可调静叶的配合间隙扩大会对压气机效率造成 3 个方面的不利损失:一是可调静叶姿态会产生倾斜,对主流造成影响;二是枢轴的自由间隙增加,影响控制精度;三是枢轴泄漏面积增加,导致气体泄漏量增大。Teng 等^[23]基于能量耗散模型,提出了一种枢轴区域磨损损伤行为的方法,研究表明,接触应力会随着磨损行为的发展而减小,同时,表面磨损分散了接触应力分布。Janssen 等^[24]借助风洞中的光学和气动测量以及稳态计算流体动力学分析,研究了可调静叶轴向倾斜对主流的影响,结果表明,倾斜会影响泄漏区域的湍流水平和导致总压损失增加。Luo 等^[25]开发了一种考虑球形间隙和旋转接头间隙的可调静叶动力学特性解析方法,分析了不同间隙类型、间隙大小和混合间隙对叶片动力学特性的影响,结果表明,间隙的增加会影响 VSV 系统的敏感性。

综上所述,在以往的研究中,国内外学者针对可调静叶枢轴磨损机理及枢轴配合间隙扩大对主流以及 VSV 系统控制的影响开展了广泛研究,但对可调静叶枢轴与机匣的轴向及径向间隙泄漏、不同磨损状态下的泄漏变化和减少泄漏相关方法的研究较少。本文设计并搭建了可调静叶枢轴空气泄漏质量流率(下文简称泄漏率)实验台。利用不同的轴向配合间隙模拟枢轴的磨损。由于微小泄漏难以测量,实验过程中使用流量控制法和压力损失法精确测量稳态微小泄漏率。研究了不同枢轴结构、轴向和径向配合间隙下的泄漏率的变化规律以及压比对泄漏率和流量系数的影响等。通过分析不同结构和间隙下的泄漏特性差异,研究了泄漏率的主要影响因素。此外,通过仿真计算研究了枢轴气体泄漏流动特性,并提出了密封改进结构,利用仿真计算验证了提出结构的有效性。

1 实验方法及参数定义

1.1 研究对象

某型航空发动机的高压压气机可调静叶枢轴与机匣的配合结构如图 1 所示。

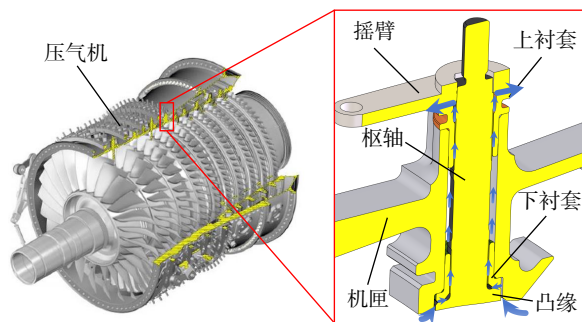


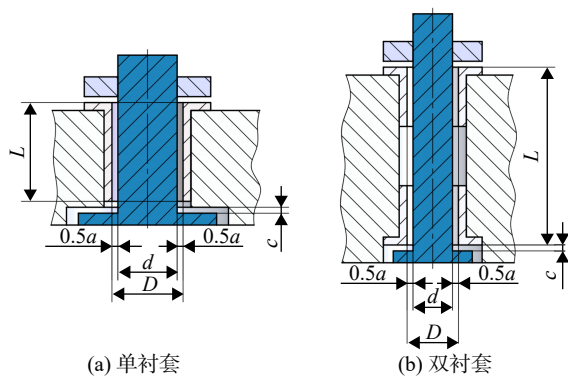
图1 枢轴与机匣装配结构图

Fig. 1 Pivot and casing assembly structure diagram

可调静叶枢轴沿径向贯穿机匣, 其外伸端通过摇臂机构实现杠杆传动, 内伸端则以圆形凸缘嵌入机匣, 并与叶身刚性连接。为减少枢轴与机匣的磨损并提高可维修性, 通常在两者之间设置有衬套, 一般分为上衬套和下衬套, 部分低压级可调静叶的枢轴较短, 只设置上衬套。衬套与机匣为过盈配合, 起到固定和密封的作用。衬套与枢轴为间隙配合, 便于枢轴的润滑和转动。

图2展示了枢轴-机匣装配的两种典型构型(单/双衬套配置)及关键几何参数, 其中 D 、 d 为轴向配合直径, a 为轴向间隙, c 为径向间隙, L 为枢轴长度。在理论上, 枢轴与衬套内孔存在3种配合状态, 包括同心、偏心 and 倾斜, 如图3所示。

基于轴流压气机多级静叶的差异化配合需求, 本文选取实际发动机中具有代表性的5种配合结

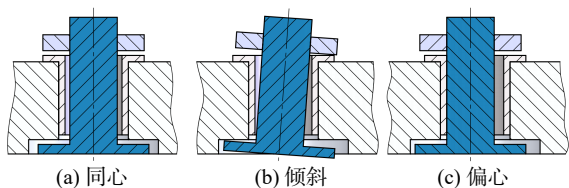


(a) 单衬套

(b) 双衬套

图2 单衬套与双衬套枢轴结构

Fig. 2 Single bushing and double bushing pivot structure



(a) 同心

(b) 倾斜

(c) 偏心

图3 枢轴同心、倾斜与偏心状态

Fig. 3 Pivot concentric, tilted and eccentric states

构(0#单衬套与1#~4#双衬套)进行系统分析。针对运行磨损导致的间隙劣化问题, 采用配合直径修正与径向间隙调节的耦合方法, 实现了磨损泄漏特性的等效模拟。在实际工况中, 由于可调静叶的受力及约束情况, 完全同心状态较难稳定维持, 因此枢轴大都处于偏心、倾斜或耦合状态。同时, 由于实际间隙可能小于0.05 mm, 实验中实现高精度同心, 准确控制倾斜度或偏心率都较为困难。为提高实验的准确性, 本文在研究轴向和径向间隙对泄漏率的影响时, 利用实验台将枢轴设置为完全偏心状态。

1.2 实验装置

实验系统如图4所示, 主要包括: 供气系统、控制系统、测量系统和实验段。供气系统包括空压机和储气罐, 可提供的最高供气压力为1.6 MPa。测量系统包括流量测量系统、温度测量系统和压力测量系统。流量测量系统包括并联的多个不同量程的层流流量计, 以 $\pm 1\%$ 量程误差测量0~9 g/s的气体流量。温度测量系统主要通过热电偶和温度扫描阀采集数据。压力测量系统通过压力测孔和压力扫描阀采集数据。

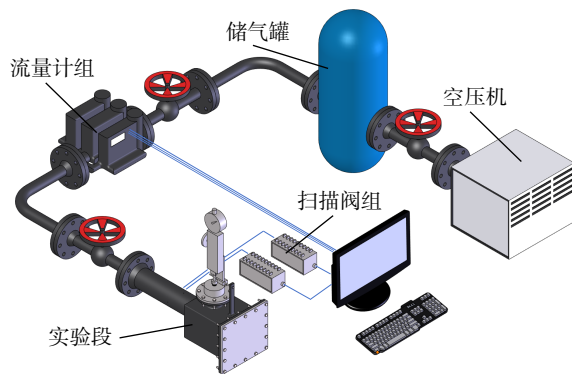


图4 实验系统示意图

Fig. 4 Schematic diagram of the experimental system

实验段结构如图5所示, 主要包括为泄漏区提供稳定来流的集气腔, 测量温度和压力的3组周向均布的测点, 调整枢轴位置状态和径向配合间隙的坐标架、螺杆和顶块等。为降低实验成本, 在不改变枢轴泄漏流动的前提下, 将叶身、机匣和摇臂进行了简化。实验段枢轴、机匣、衬套和摇臂均为可替换结构, 满足不同组别的实验要求。实验测量前, 需要对实验件的位置进行调整, 使用顶块与螺杆将叶片枢轴实验件贴紧衬套内孔面, 并固定在坐标架滑块上。使用坐标架上的精密滑块, 带动实验件上下移动, 并通过千分表显示位

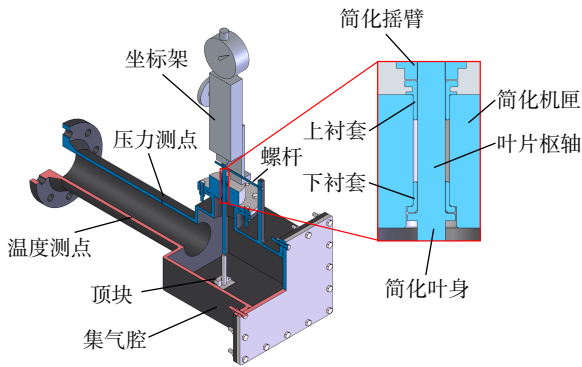


图 5 实验段结构示意图

Fig. 5 Schematic diagram of the structure of the experimental section

移大小,实现径向间隙的精确调节。

部分实验件如图 6 所示,其中叶身结构等进行了简化,枢轴实验段结构不变。不同枢轴实验件的差别主要包括枢轴直径、枢轴长度和圆形凸缘直径等。相应的,与枢轴配合的模拟机匣实验件包括单衬套结构和双衬套结构,单衬套结构(0#)枢轴配合面长度较短,约为 19.5 mm,双衬套结构(1#、2#、3#和 4#)具有相似的几何结构,主要区别在于上下衬套之间空腔的长度。

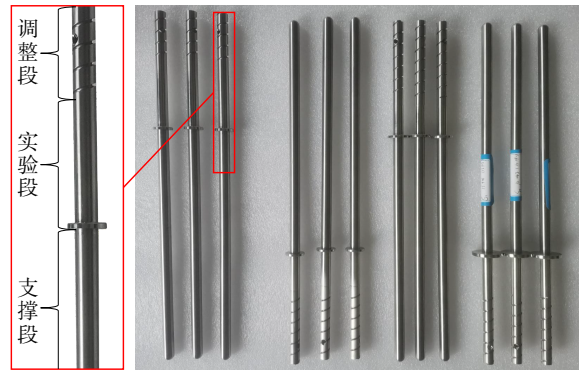


图 6 部分枢轴实验件

Fig. 6 Some pivot experimental components

实验件轴向间隙组别的设置如表 1 所示。径向间隙实验主要采用 4#枢轴结构,采用的枢轴直径为 9.96 mm。实验件的径向间隙范围为 0~0.3 mm,其中 0~0.05 mm 间隔设置为 0.01 mm,0.05~0.3 mm 间隔设置为 0.05 mm。0#~3#及 4#其余枢轴的径向间隙均设置为 0.2 mm。实验中,枢轴在顶块和螺杆作用下保持偏心状态。轴向间隙的调整主要通过更换不同直径的枢轴实现,配合衬套保持不变。使用内、外径千分尺分别测量枢轴的配合圆柱面直径和衬套内孔直径,通过计算得到轴向间隙数值。径向间隙主要通过竖直方

表 1 实验件间隙组别设置

Table 1 Setup of the gap categories for the experimental components

编号	枢轴结构	枢轴长度 <i>L</i> /mm	轴向间隙 <i>a</i> /mm	径向间隙 <i>c</i> /mm
0#	单衬套	19.5	0.06	0.2
			0.11	
			0.17	
1#	双衬套	29.9	0.07	0.2
			0.12	
			0.18	
2#	双衬套	27.5	0.09	0.2
			0.12	
			0.18	
3#	双衬套	32.7	0.07	0.2
			0.12	
			0.18	
4#	双衬套	48.3	0.08	0~0.3
			0.09	
			0.12	

向的高精度坐标架进行调整,在枢轴圆形凸缘与衬套端面接触状态对坐标架上的千分表进行调零,旋动坐标架上的滑块,带动枢轴上下移动,并从千分表读数获得径向间隙数值。完成径向间隙调整后,锁紧坐标架,进行实验和数据记录。

1.3 参数定义

以 a 、 c 分别表示枢轴的轴向间隙和径向间隙,其中,轴向间隙与枢轴直径 d 和衬套内径 D 相关。

$$a = D - d \quad (1)$$

系统压比 π 定义为间隙进口总压 p_0^* 和出口静压 p_2 的比值,表达式为

$$\pi = \frac{p_0^*}{p_2} \quad (2)$$

理想泄漏率 $\dot{m}_{id}$ 的定义为

$$\dot{m}_{id} = \frac{p_0^* A}{\sqrt{T_0^* R_g}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (3)$$

其中 T_0^* 为进口总温, κ 为等熵指数, A 为最小流通面积, R_g 为气体常数。当轴向间隙发挥节流作用时,最小流通面积 $A = \frac{1}{4}\pi(D^2 - d^2)$,当径向间隙远大于轴向间隙并发挥节流作用时 $A = \pi Dc$ 。

流量系数 C_d 的定义如式(4)所示,即实际泄漏率 $\dot{m}$ 与理想泄漏率 $\dot{m}_{id}$ 之比:

$$C_d = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{id}} \quad (4)$$

实验中使用的测量仪器存在误差,需要计算测量不确定度,保证实验结果准确性。根据误差传递公式计算主要测量参数的不确定度如表2所示。

表2 主要参数的不确定度
Table 2 Uncertainty of the main parameters

参数	不确定度/%
$\Delta A/A$	1.5
$\Delta \dot{m}/\dot{m}$	1
$\Delta \dot{m}_{id}/\dot{m}_{id}$	1.53
$\Delta C_d/C_d$	1.83

1.4 泄漏率测量方法

传统的空气泄漏率测量方法包括恒压法、浓度法和流量计法等^[26-28]。对于本文研究的微小间隙泄漏,直接应用上述方法难以准确测量。由于微小泄漏测量对稳态要求较高,实验系统如果为开环控制,容易受到气路上游压力变化的影响,难以实现稳态测量。同时,实验目的是获得不同压力下的气体泄漏率,非稳态测量不同压力的微小泄漏将造成较大误差。因此本文针对不同间隙泄漏量级,采用了两种不同压力下微小泄漏率的测量方法。

对于超过 0.05 mm 的间隙泄漏,采用流量控制法进行泄漏率测量。由于实验中需要采集不同压力下的泄漏率,传统方法是利用节流阀调整集气腔压力,并通过流量计读数获得泄漏率,经过前期探索,这种测量方法会由于压力变化的滞后性对测量结果产生很大影响,误差可能超过 50%。本文采用了一种基于流量控制的泄漏率测量方法,通过在气路中添加流量反馈控制的节流阀,精确控制气路流量大小,经过一段时间的升压后,记录集气腔的稳态压力。根据流量连续原理,能够获得稳态流动下的泄漏率。典型的实验过程如图7所示。首先,设定流量,通过带有PID(proportion-integral-derivative)控制的阀门精准控制集气腔入口流量。其次,根据集气腔内压力变化率,确定达到稳态压力。最后,当压力变化率小于阈值时,记录此时的流量和压力。继续改变集气腔入口流量。重复上述步骤,最终得到不同压力下的泄漏率。

对于小于 0.05 mm 的间隙泄漏,如果采用流量控制法进行泄漏率测量,集气腔充压的过程将

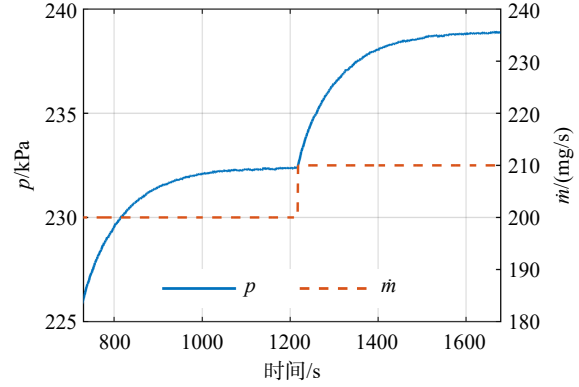


图7 基于流量控制法的泄漏率测量过程

Fig. 7 Leakage rate measurement process based on the flowmeter method

耗费大量时间,因此本文还采用了一种基于瞬态压力变化的微小泄漏率测量方法。对于集气腔内的质量为 m 的气体,满足理想气体状态方程

$$pV = mR_gT \quad (5)$$

其中 p 为集气腔压力, V 为集气腔容积, T 为集气腔温度。

由于实验压力较小,实验段在设计时具有足够的刚度,集气腔容积变化可以忽略。同时,实验在室温条件下进行,由于微小间隙的泄漏率较小,而集气腔容积较大,压降速率缓慢,因此泄漏过程中间隙入口温度近似不变。对式(5)进行微分,得到

$$\frac{dp}{dt}V = \frac{dm}{dt}R_gT \quad (6)$$

即

$$\dot{m} = \frac{dm}{dt} = \frac{V}{R_gT} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (7)$$

由式(7)可得,泄漏率与集气腔内压力的变化率、集气腔内温度存在确定关系。具体实施过程如下:首先,向集气腔内充压至大于最大实验压力;其次,关闭集气腔进气阀门,连续采集腔内压力和温度变化;最后,根据腔内压力变化率和温度,计算泄漏率。典型的实验过程如图8所示,从图中可以看出,在 500~3 000 s 时间段内,集气腔压力从 339 kPa 下降至 116 kPa。所有数据的记录频率为 4 Hz,计算所有时刻的泄漏率,并采用指数加权移动平均算法(EWMA),对数据进行滤波,减少传感器噪声的影响,最终得到图8中虚线表示的泄漏率随时间的变化曲线。由于间隙的出口为大气压,随着集气腔压力下降,泄漏率也呈现

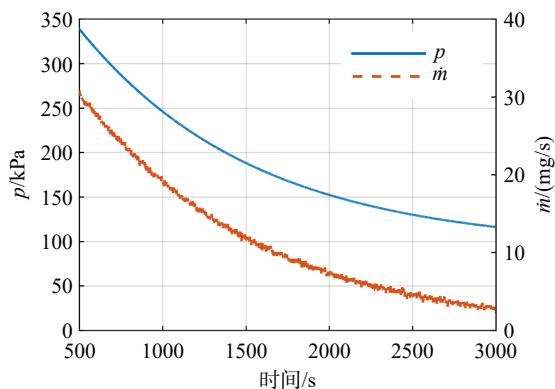


图 8 基于压力损失的泄漏率测量过程

Fig. 8 Leakage rate measurement process based on pressure loss

下降趋势, 在 500~3 000 s 时间段内, 泄漏率从 30.5 mg/s 下降至 2.2 mg/s。

图 9 为 4# 枢轴结构, 压比为 1.5~3.3、轴向间隙为 0.08 mm 工况下, 两种泄漏率测量方法的结果对比。从图中可以看出, 压力损失法与流量控制法测量的泄漏率相差较小, 最大偏差约为 4%。由于流量控制法需要在达到稳态时记录流量与压力, 每次调整流量后, 压力的升高需要相当长的时间。例如, 根据图 7, 流量增长 10 mg/s, 压力达到稳态需要 1 200 s 以上, 并且在接近稳态时, 压比的变化率十分微小, 容易造成数据的提前记录, 因此流量控制法测量的泄漏率普遍低于压力损失法。

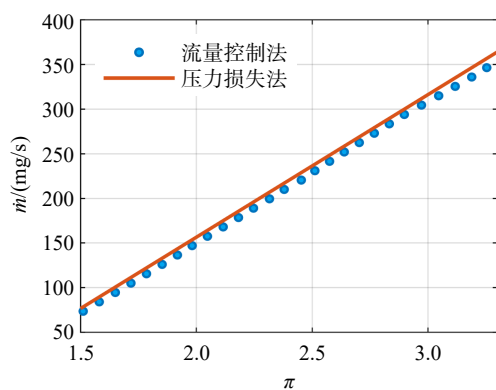


图 9 两种微小流量测量方法的实验对比

Fig. 9 Experimental comparison of two microflow measurement methods

压力损失法测量流量相对流量控制法更为高效, 但更适用于压力缓慢下降的工况, 当压力剧烈下降时, 在数据点的数量减少和噪声影响下容易造成较大误差, 这时流量控制法更为适用。

2 实验结果与分析

实验研究了不同压比下, 枢轴泄漏率和流量

系数随轴向间隙、径向间隙等的变化规律。实验工况的压比为 1.1~3.3, 出口压力为 97 kPa。

2.1 轴向间隙对泄漏率的影响

针对单衬套的 0# 枢轴结构, 在径向间隙 $c=0.2$ mm, 保持偏心状态条件下, 通过实验探究了压比和轴向间隙对枢轴泄漏率及流量系数的影响。实验出口背压为大气压, 通过改变间隙的进口压力, 进而实现压比条件。实验结果如图 10 所示。其中, $a=0.06$ mm 为无磨损枢轴的配合间隙, $a=0.11$ mm 和 $a=0.17$ mm 分别代表轴向磨损量为 0.05 mm 和 0.11 mm 的配合状态。

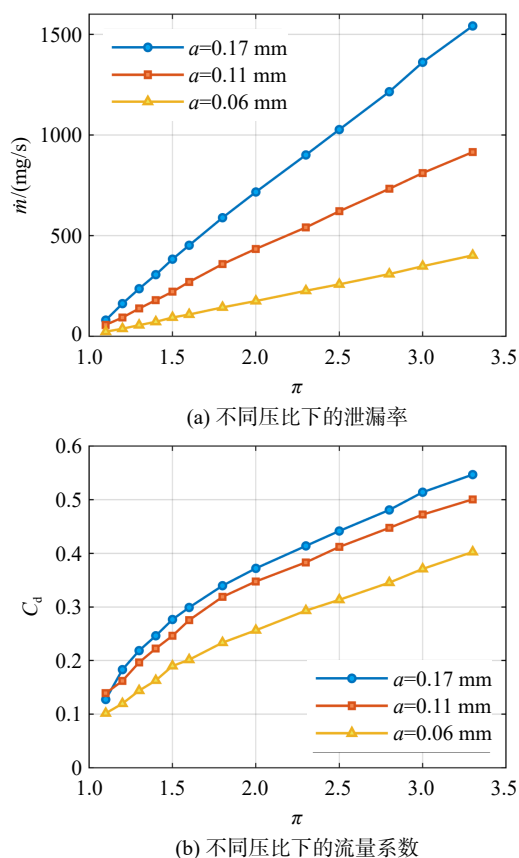


图 10 0# 枢轴不同状态下的泄漏率与流量系数

Fig. 10 0# pivot leakage rate and flow coefficient in different states

根据图 10(a), 随着压比的持续增加, 不同间隙下的枢轴泄漏率均显著增加。具体而言, 压比从 1.1 增加至 3.3 时, 轴向间隙 $a=0.17$ mm 的泄漏率从 80 mg/s 增长至 1 372 mg/s, 增加了 17.15 倍。轴向间隙 $a=0.11$ mm 和 $a=0.06$ mm 的泄漏率增加了 16.34 倍和 18.27 倍。在超过临界压比后, 入口总压的持续升高仍然会导致泄漏率的持续增加。图 10(b) 为不同压比下的流量系数曲线。从图中可以看出, 不同间隙下, 随着压比的升高, 流量系

数均呈现增长趋势。具体而言,当轴向间隙 $a=0.17\text{ mm}$ 时,压比从1.1变化至3.3,流量系数从0.13增加至0.55,增长了4.23倍。其中,在压比小于2时,流量系数的增长速度较快,并且随着压比的增加,流量系数的增长率逐渐减小。压比从2.0变化至3.3,流量系数的增长率近似不变。对于轴向间隙 $a=0.11\text{ mm}$ 和 $a=0.06\text{ mm}$,压比从1.1变化至3.3,流量系数分别增长了3.6倍和3.96倍。实验结果表明,对于单衬套结构,流量系数随着压比的增加而持续增长,但增长速率减缓。

针对双衬套的4#枢轴结构,在径向间隙 $c=0.2\text{ mm}$,保持偏心状态条件下,通过实验探究了压比和轴向间隙对枢轴泄漏率及流量系数的影响,如图11所示。图11(a)为不同压比下的泄漏率曲线,可以看出,与0#枢轴结构类似,随着压比的持续增加,不同轴向间隙下的枢轴泄漏率随压比增长呈现上升趋势。例如,当轴向间隙分别为 0.12 mm 和 0.9 mm 时,压比从1.1增加至3.3,泄漏率的增长幅度分别为19.86倍和19.91倍。图11(b)为不同压比下的流量系数曲线,在轴向间隙

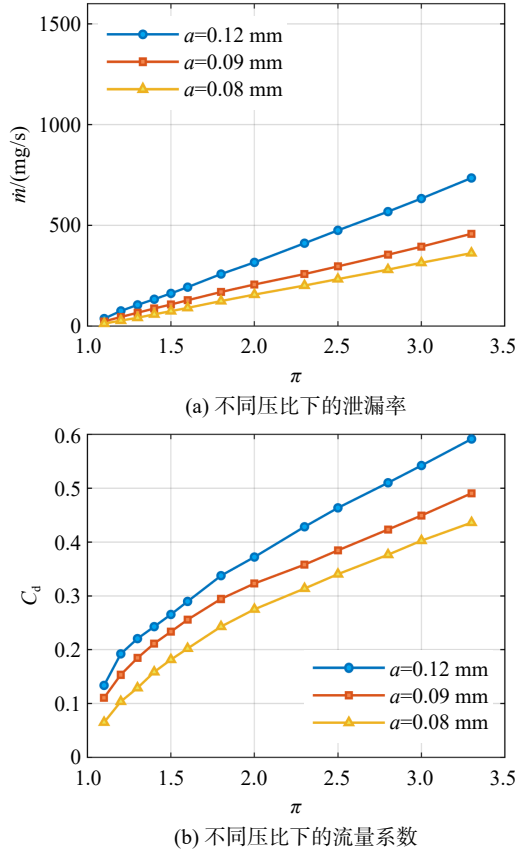


图11 4#枢轴不同状态下的泄漏率与流量系数

Fig. 11 4# pivot leakage rate and flow coefficient in different states

为 0.12 、 0.09 、 0.08 mm 的情况下,压比从1.1增加至3.3,流量系数均呈现增长趋势;其中,压比小于2时,流量系数的增幅较大,增长率逐渐降低,压比大于2后,流量系数增长率近似不变。

对于单衬套和双衬套枢轴结构,在不同压比下,随着轴向间隙增大,泄漏率与流量系数均随之增大。在不同压比下,泄漏率随轴向间隙增大的幅度几乎相同,说明轴向间隙主要改变了泄漏流道的面积。单衬套和双衬套结构具有相似的轴向间隙泄漏特性,并且间隙变大后流阻变小,流量系数增加。

2.2 径向间隙对泄漏率的影响

针对双衬套的4#枢轴结构,在轴向间隙 $a=0.08\text{ mm}$,保持偏心状态下,通过实验探究了压比对不同径向间隙下枢轴泄漏率及流量系数的影响。除径向间隙泄漏外,实验还设置了接触泄漏作为对照组。由于可调静叶两端均为滑动轴承支撑,因此,当压气机主通道压力产生的提升力远大于作动系统中摇臂的下压力时,枢轴下端的圆形凸缘将在气压的作用下向上贴紧下衬套的端面,形成接触密封。实验为模拟真实工况,将枢轴置于径向自由状态,并在集气腔充压,使枢轴在气压作用下形成接触密封。使用压力损失法计算不同压力下的泄漏率,如图12所示。从图中可以看出,接触泄漏的压降十分缓慢,在3480 s内,接触泄漏导致集气腔压力从484 kPa降低至108 kPa。根据压力损失法计算的泄漏率使用虚线表示,可以看出,随着集气腔压力的降低,泄漏率呈现下降趋势。在3480 s时刻,泄漏率出现突增,这主要是由于集气腔压力无法支撑枢轴重量,枢轴的径向下落导致接触密封转变为间隙密封,由于接

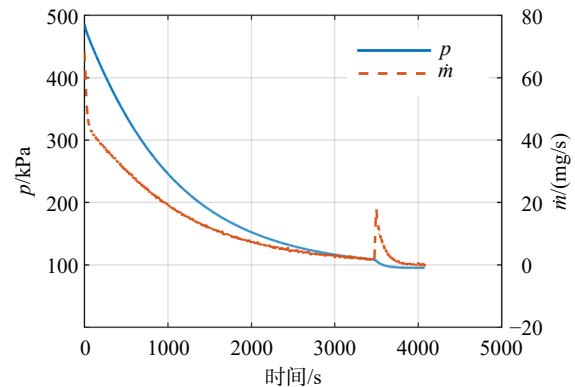


图12 使用压力损失法测量枢轴接触泄漏率

Fig. 12 Pivot contact leakage rate measured by the transient pressure method

触泄漏的流通面积远小于间隙泄漏, 泄漏率发生突增, 并随压力降低再次下降。

径向间隙 c 对泄漏率的影响实验结果如图 13 所示。各径向间隙下, 枢轴泄漏率的变化曲线如图 13(a) 所示。从图 13 中可以看出, 随着压比的持续增加, 不同径向间隙下的枢轴泄漏率显著上升。具体而言, 当径向间隙为 0.01~0.05 mm 范围内, 随着压比的增加, 泄漏率的增长与径向间隙的大小呈现正相关关系, 压比为 1.1~3.3 范围内, 泄漏率的增长幅度为 1302%~2750%。当径向间隙为 0.1、0.2、0.3 mm 时, 随着压比的增加, 泄漏率的增长与径向间隙的关系不再显著, 泄漏率的增长幅度几乎相同。当径向间隙大于 0.1 mm 时, 径向间隙远大于轴向间隙, 此时轴向间隙

为截流部位, 对泄漏率起主要作用, 因此径向间隙的持续增加无法影响枢轴泄漏率。接触密封 ($c=0$ mm) 的泄漏率远低于间隙密封, 在压比为 3.3 时, 接触密封的泄漏率为 28 mg/s, 而 0.01 mm 径向间隙下的泄漏率为 208 mg/s, 接触泄漏率仅为 0.01 mm 径向间隙泄漏率的 13.46%。因此, 提高可调静叶的径向润滑性能, 降低作动系统径向力, 进而实现稳定的接触密封是降低枢轴泄漏率的有效手段。

图 13(b) 为不同压比下的流量系数曲线。从图中可以看出, 在 0.01~0.04 mm 的径向间隙范围, 随着间隙的增加, 流量系数逐渐降低。这主要是由于径向间隙的节流面积为下衬套内端面与径向间隙相交的圆柱面。具体来讲, 由于枢轴下端面存在圆形凸缘, 气流从凸缘外圈向内泄漏, 为汇流形式, 在小半径处流动面积较小。当径向间隙与轴向间隙近乎相同时, 整个流域的沿程损失最大, 因此 0.04 mm 左右的径向间隙状态流量系数较小。在 0.05~0.3 mm 的径向间隙范围, 流动损失主要由轴向间隙造成, 因此在轴向间隙不变的情况下, 继续增大径向间隙, 流量系数变化较小。

2.3 枢轴倾斜姿态对泄漏率的影响

针对 0# 枢轴结构, 在轴向间隙为 0.17 mm, 径向间隙为 0.2 mm 的条件下, 实验探究了不同枢轴倾斜姿态对泄漏率的影响。枢轴下端与顶块凹槽接触, 上端通过螺杆连接到实验台, 实验中通过控制螺杆的位移量, 使枢轴以顶块为圆心偏转, 实现枢轴的姿态控制, 进行定性实验。初始为实验段螺杆方向居中状态, 施加的螺杆位移量为 ± 0.1 mm, 实验结果如图 14 所示。

图 14(a) 为不同压比下的泄漏率曲线, 从图中可以看出随着压比的增加, 不同姿态的枢轴泄漏率均呈现增长趋势。相较而言, 初始姿态的泄漏率最大, 在压比为 3.3 的工况下, 泄漏率约为 1430 mg/s。位移为 ± 0.1 mm 状态下的泄漏率近乎相同, 在压比为 3.3 的工况下, 泄漏率为 1282 mg/s 和 1298 mg/s, 相对未倾斜状态泄漏率增加约为 10%。

图 14(b) 为不同压比下的流量系数曲线, 从图中可以看出, 随着压比的增加, 3 种姿态的流量系数同样呈现上升趋势, 并且上升率逐渐降低。初始状态的流量系数高于倾斜状态, 在压比为 3.3 的工况下, 初始状态的流量系数为 0.51, 位移为 ± 0.1 mm 状态下的流量系数约为 0.46。

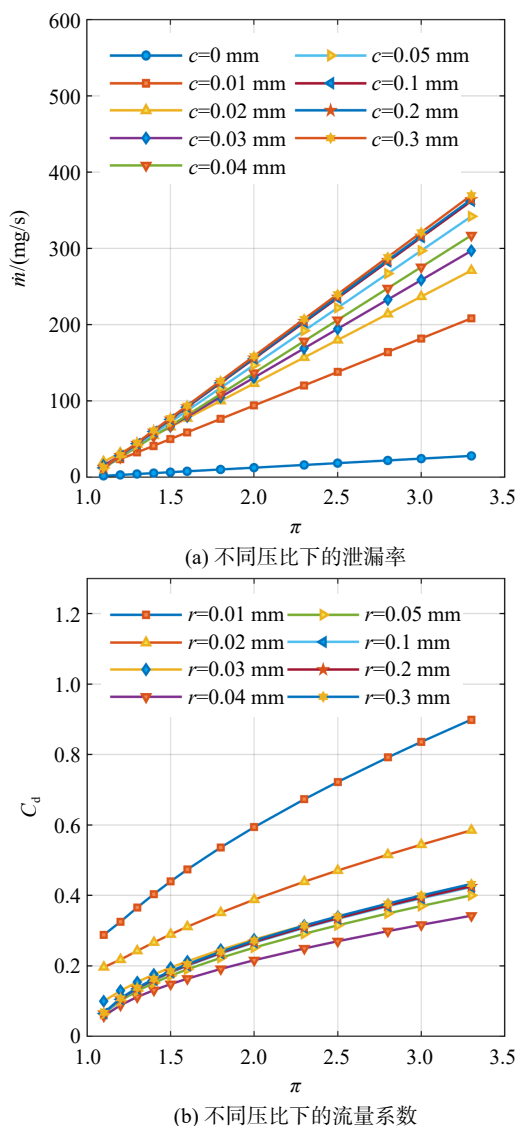
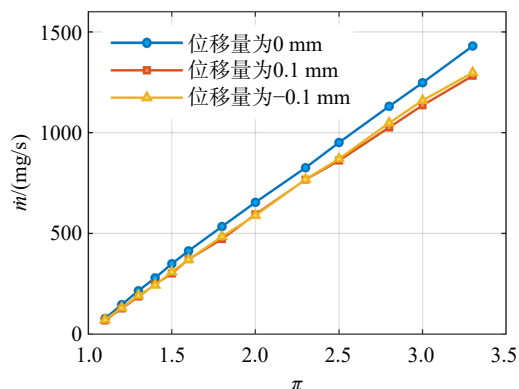
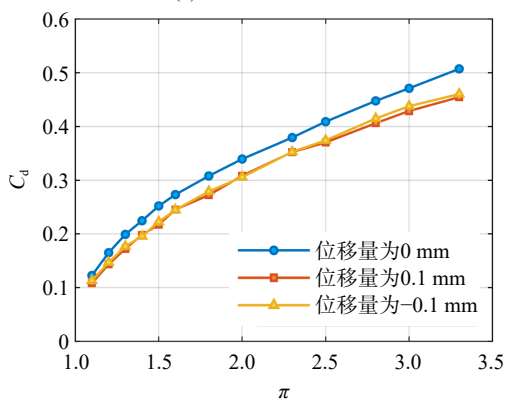


图 13 4# 枢轴不同径向间隙下的泄漏率与流量系数
Fig. 13 4# pivot leakage rate and flow coefficient under different radial clearances



(a) 不同压比下的泄漏率



(b) 不同压比下的流量系数变化

图 14 0#枢轴不同姿态下的泄漏率与流量系数

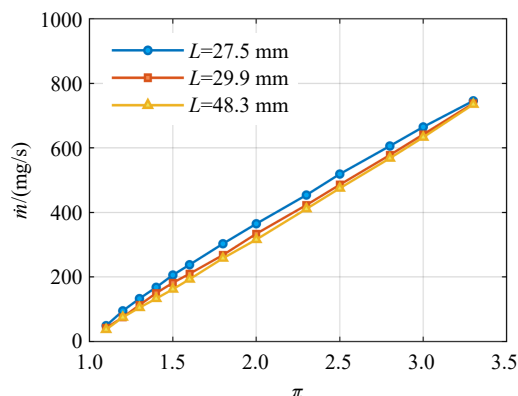
Fig. 14 0# pivot leakage rate and flow coefficient under different attitudes

枢轴伸出机匣部位的位移会导致枢轴发生倾斜,进而导致流体域不再是等截面的环缝,导致泄漏率和流量系数降低。根据实验结果,枢轴的倾斜会使泄漏率减小,但效果有限。枢轴的倾斜会导致叶身倾斜,影响叶尖泄漏区域的湍流水平和导致流动损失增加,因此应该尽量避免。

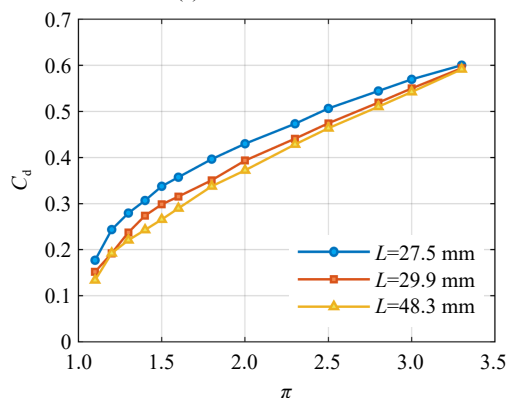
2.4 泄漏路径长度对泄漏率的影响

1#、2#和4#均为具有相似结构的双衬套的枢轴结构,其衬套枢轴长度 L 近似相同,但衬套间的空腔长度不同。在轴向间隙 $a=0.12$ mm,径向间隙 $c=0.2$ mm,保持偏心状态下,通过实验探究了枢轴泄漏路径长度对泄漏率的影响。实验结果如图15所示。

图15(a)为不同枢轴长度下的泄漏率变化曲线,从图中可以看出,随着压比增加,不同枢轴长度下的泄漏率均呈现相似的增长趋势,并且枢轴长度对泄漏率的影响不显著。在压比为1.1~3.3范围内,枢轴长度为27.5、29.9、48.3 mm的泄漏率相差较小。图15(b)为不同枢轴长度下的流量系数曲线,从图中可以看出,枢轴长度对流量系



(a) 不同压比下的泄漏率



(b) 不同压比下的流量系数

图 15 不同枢轴长度下的泄漏率与流量系数

Fig. 15 Leakage rate and flow coefficient at different pivot lengths

数的影响同样并不显著。

由于1#、2#和4#这3个枢轴结构均为双衬套结构,并且上、下衬套具有近乎相同的几何结构,因此实际的轴向节流路径几乎相同,枢轴长度差异主要体现在上、下衬套中央的空腔长度,而空腔部位的轴向间隙约为3 mm,远大于枢轴与衬套的轴向配合间隙,因此对泄漏影响较小。如果能够利用空腔增大泄漏气体的流动阻力,将有利于提高密封效果。

3 枢轴配合的密封改进

3.1 枢轴泄漏的数值方法与验证

以4#枢轴结构作为研究对象,建立同心状态,轴向间隙为0.08 mm,径向间隙为0.3 mm的泄漏流体域模型及网格,如图16所示。

由于计算结构简单,经无关性验证,最终采用二维结构化网格,数量约为6万。由于泄漏流动的雷诺数约为400,小于研究的同心环缝的湍流临界雷诺数^[29],采用层流模型进行CFD计算。

在出口压力为97 kPa,压比为2.5,压力入口

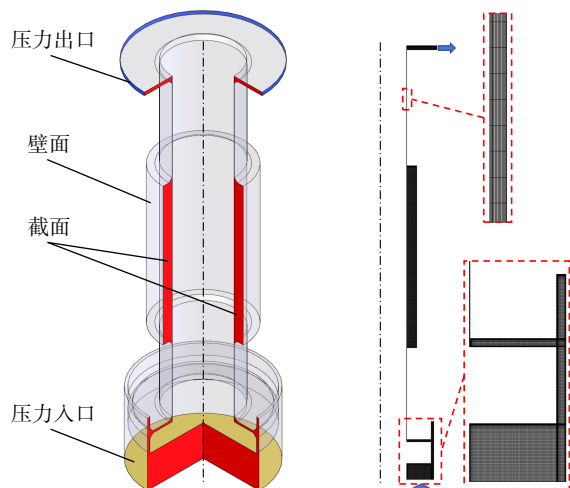


图 16 枢轴泄漏流动区域及网格划分

Fig. 16 Pivot leakage flow area and meshing

和压力出口的边界条件下, 泄漏流动的速度云图如图 17 所示。从图中可以看出, 在空腔两端的微小间隙处, 流动呈现加速状态, 并且由于附面层的作用, 壁面至中心位置存在明显的速度梯度。空腔入口处由于结构的突变, 气流容易产生涡结构。出口处由于壁面的阻碍, 气流有微小偏折。

原始结构泄漏流动的压力云图如图 18 所示。从图中可以看出, 从间隙入口至间隙出口, 压力总体呈现下降趋势。在空腔两端的微小间隙处, 压力的下降幅度最大, 空腔处的压力变化则相对

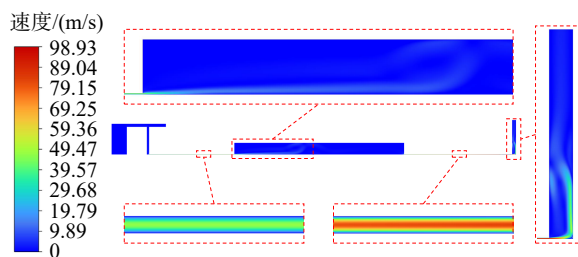


图 17 压比为 2.5 工况下的原始结构速度云图

Fig. 17 Velocity contour diagram of the original structure at pressure ratio of 2.5

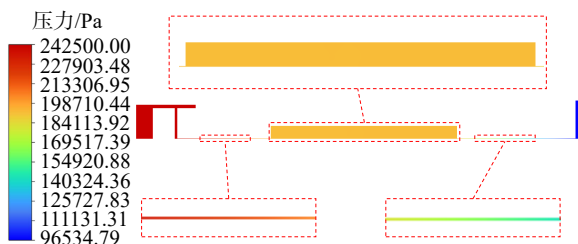


图 18 压比为 2.5 工况下的原始结构压力云图

Fig. 18 Pressure contour diagram of the original structure at pressure ratio of 2.5

较小。

在实验中, 由于无磨损的枢轴间隙十分微小难以测量, 因此为得到可靠的实验结果, 均采用最大偏心率状态。层流流动时, 完全偏心状态的环缝泄漏率约为同心状态的 2.5 倍^[30-31]。将仿真计算并与实验数据进行对比, 如图 19 所示。从图中可以看出, 在压比小于 2.5 时, 利用仿真计算出的偏心流量与实验数据相差较小, 当压力继续增加时, 与实验数据的偏差逐渐增加。本文的结构优化只进行定性分析, 以层流状态为主, 目的是对比不同优化结构差异, 在压比为 3.3 的工况下, 计算的最大偏差为 16.65%。

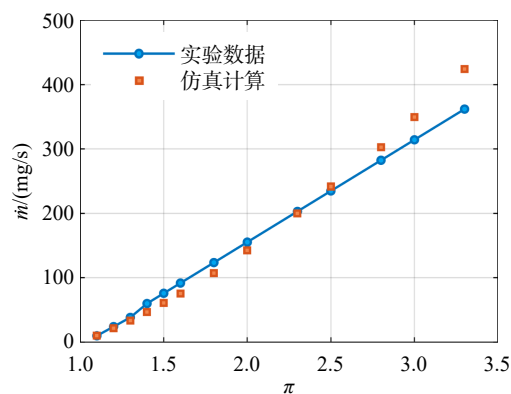


图 19 完全偏心状态实验数据与仿真计算对比图

Fig. 19 Comparison of experimental data and simulation calculations in complete eccentric state

3.2 空腔密封结构改进设计

根据枢轴工况与常见结构, 本文研究了两种改进密封的措施。改进结构 1 是利用沿程损失, 在结构的空腔中增加简单衬套结构, 内径与原始结构上下衬套的内径相同, 外径与机匣内壁过盈配合。改进结构 2 是利用容腔效应, 在原始结构中增加带有多个环槽的衬套, 篦齿高度为 2 mm, 齿宽为 1 mm。提出的两种改进结构如图 20 所示。

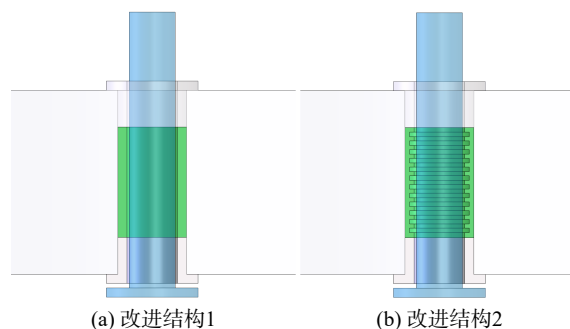


图 20 两种改进密封结构示意图

Fig. 20 Schematic diagram of two improved seal structures

针对图 20(a) 的改进结构, 在出口压力为 97 kPa, 压比为 2.5 的边界条件下, 泄漏流动的速度云图如图 21 所示。从图中可以看出, 在整个微小间隙处, 速度连续增加, 出口附近最大流速相对原始结构降低约为 42.67%。

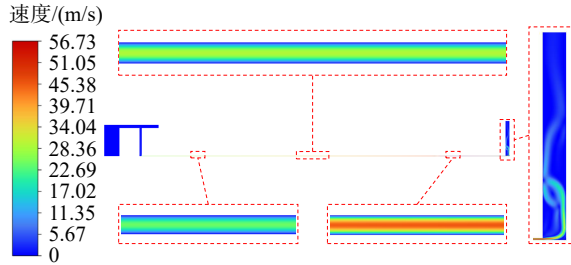


图 21 压比为 2.5 工况下的改进结构 1 速度云图

Fig. 21 Velocity contour diagram of the improved structure 1 at pressure ratio of 2.5

图 22 是压比为 2.5 工况下的改进结构 1 的压力云图。从图中可以看出, 在整个流体区域的压力呈现均匀下降趋势, 消除了原始结构空腔中的压力稳定区域。

针对图 20(b) 中的改进结构, 在出口压力为 97 kPa, 压比为 2.5 的边界条件下, 泄漏流动的速度云图如图 23 所示。从图中可以看出, 在中部的每一个微小空腔中, 气流会出现径向旋流。改进结构 2 出口附近最大流速相对原始结构降低约

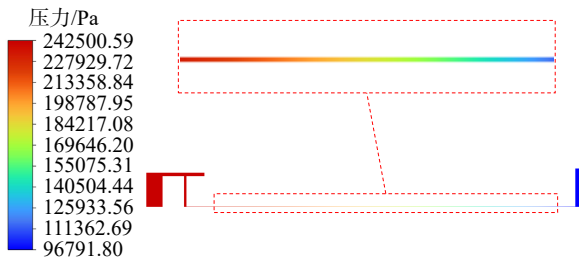


图 22 压比为 2.5 工况下的改进结构 1 压力云图

Fig. 22 Pressure contour diagram of the improved structure 1 at pressure ratio of 2.5

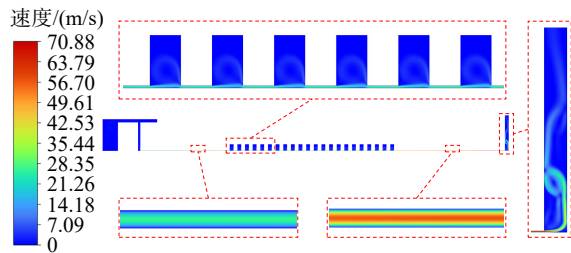


图 23 压比为 2.5 工况下的改进结构 2 速度云图

Fig. 23 Velocity contour diagram of the improved structure 2 at pressure ratio of 2.5

为 28.3%。

图 24 是压比为 2.5 工况下的改进结构 2 的压力云图。从图中可以看出, 在整个流体域的压力分布呈现均匀下降趋势, 在中部的每一个微小空腔中, 压力变化较小。

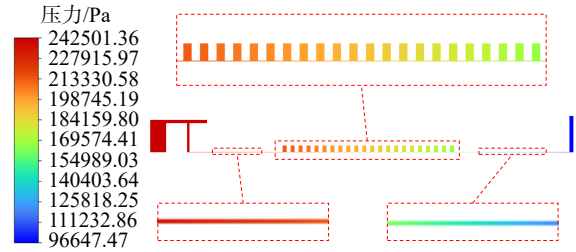


图 24 压比为 2.5 工况下的改进结构 2 压力云图

Fig. 24 Pressure contour diagram of the improved structure 2 at pressure ratio of 2.5

3.3 枢轴配合的密封改进数值评估

在压比为 1.8~3.3, 出口压力为 97 kPa 的条件下, 探究不同密封结构对同心状态泄漏率的影响, 仿真结果如图 25 所示。从图中可以看出, 在压比为 3.3 的工况下, 改进结构 1 相对原始结构, 泄漏率下降约为 40.04%; 改进结构 2 相对原始结构, 泄漏率下降约为 31.8%。其余压比下, 原始结构的泄漏率均大于改进结构 1 和改进结构 2。

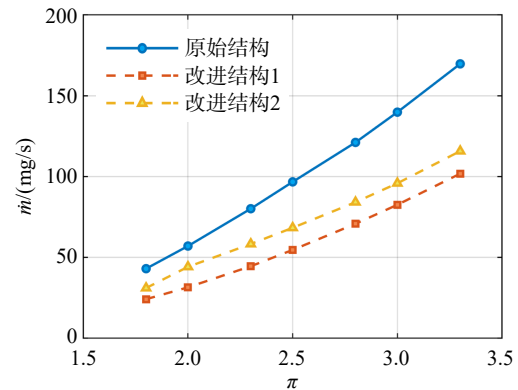


图 25 原始结构与改进结构泄漏率对比

Fig. 25 Comparison of leakage rates between the original structure and the improved structures

改进结构 1 主要通过增加沿程损失降低泄漏率, 而改进结构 2 在利用沿程损失的同时, 结合容腔效应进一步降低损失。原始结构同样具有容腔效应, 如图 26 所示, 图中 Q 表示 Q 准则值。从图中可以看出, 长矩形空腔中有多个涡结构。

改进结构 2 的涡结构如图 27 所示。从图 27 中可以看出, 不同的微小空腔内具有类似的涡结

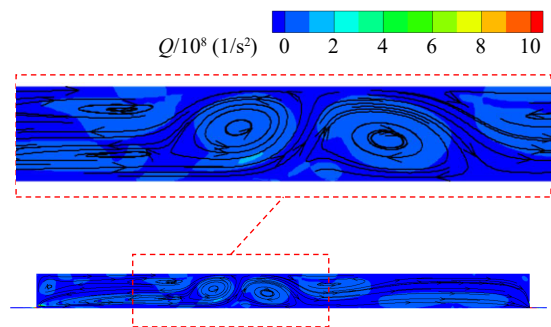


图 26 原始结构的空腔流动

Fig. 26 Cavity flow of the original structure

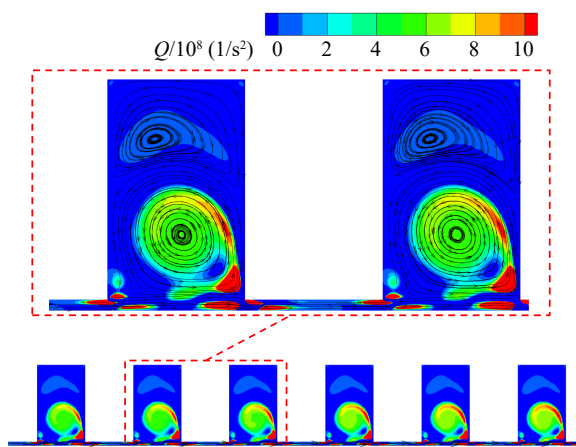


图 27 改进结构 2 的空腔流动

Fig. 27 Cavity flow of improved structure 2

构, 并且其强度大于原始结构的单个空腔。

改进结构 1 具有更好的密封性, 但相对原始结构, 会增加摩擦阻力的同时, 由于微小颗粒等的沉积作用, 可能会影响枢轴的转动。改进结构 2 由于具有微小空腔, 能够对颗粒物产生容纳, 并且接触面积更小, 有利于润滑, 但密封效果低于改进结构 1, 在实际枢轴密封结构设计时应根据发动机工况和工作环境进行结构选取和几何尺寸设计。

4 结论与展望

通过实验研究了可调静叶枢轴与机匣配合间隙泄漏特性, 主要包括不同压比下的轴向间隙、径向间隙枢轴姿态和泄漏路径长度对泄漏率和流量系数的影响。对枢轴泄漏区域的速度和压力分布进行仿真分析, 并提出了两种空腔填充的密封结构方案, 对其优化效果进行了仿真计算分析。根据实验和仿真分析, 可以得到以下结论:

1) 流量控制法和压力损失法均可以实现不同系统压比下的微小流量的测量。前者通过测量

固定的流量输入条件下的稳态压力, 获得系统压比随进口流量的变化规律, 不需要集气腔, 操作方便但逐点测量耗时长。后者通过测量集气腔压力变化率, 并根据腔体容积计算不同系统压比下的泄漏量, 能够实现快速的连续测量, 但在压降速度较快的工况下, 容易造成较大的测量误差。

2) 压比、轴向间隙和径向间隙的增加, 会导致泄漏率的增长。流量系数会随压比和轴向间隙的增长而增加; 在轴向间隙不变时, 流量系数会随径向间隙的增大而减小。在压比为 3.3, 轴向间隙为 0.08 mm 的工况下, 对于 4#结构枢轴, 轴向间隙相对原始结构增加 0.04 mm, 泄漏率增加 103%, 流量系数增加 35.6%。径向间隙从 0.01 mm 增加至 0.05 mm, 泄漏率增加 64.2%, 流量系数降低 55.5%。

3) 径向接触泄漏的泄漏率远低于间隙泄漏。对于 4#结构枢轴, 在接触应力来自集气腔压力、压比为 3.3 的工况下, 接触泄漏仅为 0.01 mm 间隙泄漏的 13.4%。根据实验结果, 在进行枢轴结构设计时, 应尽量保证其径向自由度, 实现在主流压力作用下的接触密封。

4) 枢轴的偏心会导致泄漏率增长, 而倾斜会导致泄漏率降低。空腔的长度对泄漏率的影响并不显著。对于 0#枢轴结构, 单向倾斜 0.1 mm 会导致泄漏率降低约为 10%。对于 1#、2#和 4#枢轴结构, 在压比为 3.3, 轴向间隙相同的工况下, 泄漏率最大偏差为 1.5%。倾斜工况虽然会降低泄漏率, 但效果有限, 并且倾斜状态会对主流造成不利影响。

5) 利用沿程损失和容腔效应可以有效降低泄漏率, 对于微小间隙, 沿程损失降低泄漏率的效果更为显著。对于 4#枢轴结构, 在压比为 3.3 的工况下, 空腔填充简单衬套可以将泄漏率降低 40.04%, 填充篦齿衬套可以降低 31.8%。增加简单衬套后, 原空腔结构被填充, 轴向间隙成为等截面的薄壁圆环, 相对原始结构, 填充衬套后, 由于流动截面高度降低, 边界层厚度占比增加, 在沿程摩擦作用下流道的速度梯度随之降低, 进而使泄漏率降低。流体流经齿顶狭窄间隙后, 形成射流, 压力能急速转化为动能, 随后在齿腔突扩区发生非稳态膨胀, 引发湍流涡团耗散, 降低泄漏流动速度。同时齿尖高速剪切流持续剥离边界层, 抑制层流底层发展, 增加了流动阻力, 降低了泄漏率。根据仿真计算结果, 简单衬套的密封效

果优于篦齿衬套,但在实际工程应用中还应充分考虑衬套的润滑性,避免造成枢轴卡滞。

当前实验装置仅考虑了固定间隙下的泄漏流动,并且没有考虑主流非定常流动影响,真实发动机工作时,可调静叶处于运动状态,间隙处于变化状态并且在主流作用下可能存在振动状态,未来可在本文基础上,进一步引入模拟真实 VSV 的作动系统和主流流动,获得动态下的枢轴泄漏流动特性。

参考文献:

- [1] 唐佑远, 郭为忠. 静叶调节机构尺度全局优化设计方法研究[J]. *机械工程学报*, 2020, 56(11): 26-36.
Tang Youyuan, Guo Weizhong. Global dimensional optimization for the design of adjusting mechanism of variable stator vanes[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2020, 56(11): 26-36. (in Chinese)
- [2] Jia Xingyun, Zhou Dengji, Huang Dawen, et al. Parametric analysis of variable stator vane system in gas turbines based on cosimulation of its refined model and system dynamic performance model[J]. *Advanced Theory and Simulations*, 2021, 4(12): 2100286.
- [3] Moreno J, Dodds J, Sheaf C, et al. Aerodynamic loading considerations of three-shaft engine compression system during surge[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2021, 143(12): 121002.
- [4] Li Jichao, Lin Feng, Nie Chaoqun, et al. Automatic efficiency optimization of an axial compressor with adjustable inlet guide vanes[J]. *Journal of Thermal Science*, 2012, 21(2): 120-126.
- [5] Zhang Meijie, Qi Mingxu. Effects of endwall clearances of variable diffuser vane on centrifugal compressor performance[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2024, 153: 109459.
- [6] Ajith Pisharam A, Raja V, Raji A P, et al. Improving the stage efficiency of axial compressors by vane rotation[R]. Bengaluru, India: 8th Biennial ASME Gas Turbine India Conference (GTINDIA), 2023.
- [7] 熊劲松, 侯安平, 袁巍, 等. 可调叶片的发展趋势及其气动问题的探讨[J]. *航空动力学报*, 2008, 23(1): 112-116.
Xiong Jinsong, Hou Anping, Yuan Wei, et al. Some discuss on technology trend and aerodynamics problem of adjustable blade[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2008, 23(1): 112-116. (in Chinese)
- [8] 李春曦, 范福伟, 刘宏凯, 等. 弦向掠叶片对动叶可调轴流风机性能影响模拟[J]. *机械工程学报*, 2019, 55(14): 151-159.
Li Chunxi, Fan Fuwei, Liu Hongkai, et al. Simulation on aerodynamic performance of a variable-pitch axial flow fan with chordwise swept blades[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2019, 55(14): 151-159. (in Chinese)
- [9] Chang Jing, Luo Zhong, Zhang Hongwei, et al. A novel concept of components system stiffness and stiffness model application for VSV adjustment mechanism[J]. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 2024, 161: 104666.
- [10] Chang Jing, Luo Zhong, Wei Kai, et al. Investigation of spatial plane joint characteristic for dynamic analysis of VSV mechanism based on similarity scaling technique[J]. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 2023, 148: 104300.
- [11] Peng C. Numerical predictions of rotating stall in an axial multi-stage-compressor[R]. ASME GT2011-45503, 2011.
- [12] 吴森林, 赵正, 王文琪, 等. 封严腔泄漏流对压气机性能影响的试验研究[J]. *航空动力学报*, 2025, 40(6): 20230036.
Wu Senlin, Zhao Zheng, Wang Wenqi, et al. Experimental investigation of the influence of seal cavity leakage on a compressor performance[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2025, 40(6): 20230036. (in Chinese).
- [13] 宋权斌, 张方圆, 王方才子, 等. 级间封严篦齿对压气机气动性能的影响机制研究[J]. *润滑与密封*, 2025, 50(5): 70-77.
Song Quanbin, Zhang Fangyuan, Wang Fangcaizi, et al. Research on the influence mechanism of inter-stage labyrinth seal on compressor aerodynamic performance[J]. *Lubrication Engineering*, 2025, 50(5): 70-77. (in Chinese)
- [14] 邵润珠, 滕金芳, 樊琳, 等. 低速大尺寸压气机静叶蜂窝与篦齿间隙泄漏流[J]. *上海交通大学学报*, 2026, 60(3): 486-498.
Shao Runzhu, Teng Jinfang, Fan Lin, et al. Leakage flow between honeycomb and labyrinth in stator of low-speed research compressor[J]. *Journal of Shanghai Jiaotong University*, 2026, 60(3): 486-498. (in Chinese).
- [15] Ribi B, Meyer M P. Influence of gap between casing and variable stator blade on axial compressor performance[R]. ASME GT2008-50301, 2008.
- [16] 潘波, 陶海亮, 赵洪雷, 等. 可调静叶端壁间隙泄漏损失控制方法研究[J]. *工程热物理学报*, 2013, 34(4): 618-623.
Pan Bo, Tao Hailiang, Zhao Honglei, et al. Investigation on the control strategy of variable guide vane endwall gap leakage loss[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2013, 34(4): 618-623. (in Chinese)
- [17] Payling S R. Variable stator vane assembly: US5807072[P]. 1998-09-15.
- [18] Hawkins R, McKibbin A. Development of compressor end seals stator interstage seals and stator pivot seals in advanced air breathing propulsion systems[R]. Cleveland, US: NASA Lewis Research Center, 1966.
- [19] 李超, 宾光富, 李坚, 等. 砂粒粒径对航空涡轴发动机压气机叶片冲蚀磨损的影响研究[J]. *机械工程学报*, 2022, 58(19): 180-190.
Li Chao, Bin Guangfu, Li Jian, et al. Influence of sand particle size on the erosive wear of compressor blade in an aero-turboshaft engine[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2022, 58(19): 180-190. (in Chinese)
- [20] Harnafi M, Guidault P A, Boucard P A, et al. A simplified model for the wear prediction of plain bearings in the variable stator vane system[J]. *Tribology International*, 2024, 196: 109667.
- [21] He Ke, Ma Yufei, Zhang Zhihan. Tribo-informatics approach to investigate the friction and wear of bushings in the variable stator vane system[J]. *Journal of Tribology*, 2023, 145(12): 121704.
- [22] Xu Hanzhong, Wu Dianliang, Zou Kai, et al. An intelligent detection method for assembly based on multi-model cascade[C]//Proceedings of the 2024 16th International Conference on Machine Learning and Computing. New York, US: Association for Computing Machinery, 2024: 280-286.
- [23] Teng Xiaoxin, Luo Zhong, Yu Xi, et al. A wear simulation approach based on the energy consumption model and its application to the VSV bushing wear analysis[J]. *Tribology International*, 2024, 195: 109609.
- [24] Janssen J, Pohl D, Jeschke P, et al. Effect of an axially tilted variable stator vane platform on penny cavity and main flow[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2022, 144(2): 021010.
- [25] Luo Zhong, Ji Haiyang, Zhang Hongwei, et al. Dynamic character-

- istics investigation of variable stator vanes mechanism considering mixed clearances[J]. *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, 2025, 53(5): 3663-3683.
- [26] 杨延杰, 黄奕勇, 韩伟, 等. 空间小管路泄漏率的保压测量方法[J]. *航天器环境工程*, 2024, 41(4): 509-515.
Yang Yanjie, Huang Yiyong, Han Wei, et al. A method of pressure maintaining leakage rate detection of small pipelines for space use[J]. *Spacecraft Environment Engineering*, 2024, 41(4): 509-515. (in Chinese)
- [27] 向新, 晏鑫, 李志刚, 等. 迷宫蜂窝密封泄漏特性的实验测量和数值研究[J]. *西安交通大学学报*, 2022, 56(11): 72-82.
Xiang Xin, Yan Xin, Li Zhigang, et al. Experimental measurement and numerical investigation on the leakage flow characteristics of labyrinth honeycomb seal[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2022, 56(11): 72-82. (in Chinese)
- [28] 廖平平, 蔡茂林, 张利剑. 气体泄漏流量非介入式超声测量方法[J]. *机床与液压*, 2016, 44(7): 21-25.
Liao Pingping, Cai Maolin, Zhang Lijian. Invasive ultrasonic method for leakage flow rate measurement[J]. *Machine Tool & Hydraulics*, 2016, 44(7): 21-25. (in Chinese)
- [29] 温诗铸. 摩擦学原理[M]. 北京: 清华大学出版社, 1990.
- [30] 蔡仁良, 顾伯勤, 宋鹏云. 过程装备密封技术[M]. 2 版. 北京: 化学工业出版社, 2006.
- [31] Zuk J. Fundamentals of fluid sealing[R]. Cleveland, US: NASA Lewis Research Center, 1976.

(编辑: 秦理曼)