

浮环密封泄漏特性数值计算与试验

胡廷勋, 周 坤, 王晓燕, 力 宁, 邹晗阳

(中国航空发动机集团有限公司 湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 为了研究不同压差、温度和转速下浮环密封的泄漏特性,建立了 CFD 数值计算模型,计算分析了某型航空发动机浮环密封泄漏特性。针对转速引起的泄漏量变化,提出了通过有限元方法计算不同转速下密封跑道的离心膨胀量对流场尺寸进行更改;针对温度、压差引起的流体状态参数改变,通过状态方程进行计算,并对本构方程中相关参数进行重新确定。为有效验证数值计算模型的有效性,进行了全工况条件下浮环密封泄漏特性试验。结果表明:随着压差升高,数值计算得到的泄漏量不断趋近试验结果,在压差大于等于 0.1 MPa 后,数值计算得到的泄漏量与试验结果的平均偏差在 6.08%~9.43%。

关 键 词: 浮环密封; 泄漏特性; 全工况; 定量计算; 有限元方法

中图分类号: V231.1; TB42

文献标志码: A

Numerical calculation and experiment on leakage characteristics of floating ring seal

HU Tingxun, ZHOU kun, WANG Xiaoyan, LI Ning, ZOU Hanyang

(Hunan Aviation Powerplant Research Institute,

Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: To study the leakage characteristics of floating ring seal under different temperatures, pressures and rotational speeds, a numerical calculation model with CFD was built. The leakage characteristics of floating ring seal used in a specific aero engine were analyzed. For the change of leakage caused by rotational speed, a way was proposed to calculate the centrifugal expansion of rotor at different rotational speeds by finite element method, and to change the flow field size according to the centrifugal expansion. The change of state parameters of fluid caused by temperature and differential pressure was calculated by state equation, and the related parameters in constitutive equation were redefined. To verify the numerical calculation model, experimental study of leakage characteristics of floating ring seal under simulating real conditions was developed. Results showed that with the increase of differential pressures, computational results kept approaching the experimental results; when the differential pressures were greater than or equal to 0.1 MPa, the average deviations between computational results and experimental results were between 6.08%—9.43%.

Key words: floating ring seal; leakage characteristic; all operating conditions; quantitative calculation; finite element method

收稿日期: 2019-10-19

作者简介: 胡廷勋(1989—),男,工程师,硕士,研究方向为航空发动机密封设计与试验。

引用格式: 胡廷勋,周坤,王晓燕,等. 浮环密封泄漏特性数值计算与试验[J]. 航空动力学报,2020,35(4):888-896. HU Tingxun, ZHOU kun, WANG Xiaoyan, et al. Numerical calculation and experiment on leakage characteristics of floating ring seal [J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(4): 888-896.

浮环密封是一种浮动式非接触密封,可用于航空发动机轴承腔密封。与传统的篦齿密封相比,浮环密封间隙更小,且具有自对心功能,在航空发动机中用浮环密封替换篦齿密封,能有效降低泄漏量和动静碰摩^[1]。正因为相比于篦齿密封等固定式非接触密封具有更好的综合性能,浮环密封在航空发动机中的应用受到国内外学者的广泛关注。

针对浮环密封的泄漏特性,Kirkr 等^[2]用有限元方法对离心压缩机浮环密封进行了数值模拟。Ha 等^[3]提出了准确预测浮环密封锁紧位置的方法,为泄漏系数和转子动力系数提供了重要依据。Arghir 等^[4]提出了考虑浮环密封同步同周期转动的分析模型。Lee 等^[5]采用“体-流”模型计算分析了浮环密封的静态和动态特性。张贤晓等^[6]应用数值计算方法分析了各种工况对螺旋槽浮环密封泄漏量、浮升力的影响,并与普通浮环密封进行了比较。马纲等^[7]研究了反转轴间柔性支承浮环柱面气膜密封系统的主要密封特性参数随膜厚变化的规律。陈志等^[8]对不同轴径及工作参数下的浮环节流间隙进行了数值模拟,通过对模拟数据进行拟合处理,得到新的周向临界雷诺数经验计算公式和层流状态下的泄漏量计算公式。丁少鹏等^[9]通过数值分析研究得到密封面压力分布规律,并分析转速、密封压力等操作参数对平衡膜厚、平衡转角、泄漏量、气膜刚度、刚漏比等密封参数的影响规律。夏鹏等^[10]基于 Bulk flow 模型、有限单元法和位移-位移耦合模式,建立密封间隙流体激励和浮环结构耦合模型,研究了高压条件下浮环密封结构弹性变形对间隙流体激励产生的影响。马利军等^[11]应用数值模型计算了不同条件下气膜浮环密封的上浮力、泄漏量和实际偏心率等特性参数,并进行了某些工况下的试验研究。

目前,针对浮环密封全工况(压差、转速和温度)条件下的泄漏特性试验研究较少,不利于对计算方法进行直接验证;针对转速对航空发动机浮环密封泄漏特性的影响,由于其密封间隙更小,影响明显,之前的文献缺乏转速工况对浮环密封泄漏量影响的定量计算方法。本文采用数值模拟与试验研究相结合的方法,研究了浮环密封在航空发动机全工况条件下的泄漏特性,并总结出各工况参数对浮环密封泄漏量的定量计算方法,利用试验结果进行了验证。计算方法可以为浮环密封的设计提供参考。

1 浮环密封数值计算

1.1 浮环密封结构及作用原理简介

浮环密封和与之配对的转子跑道形成主密封面,是一种非接触式密封,能适应很高的线速度,其基本结构如图 1 所示,在发动机工作时,左边气体流路的压力高于右边轴承腔,防止滑油泄漏。此时,通过浮环密封减少气体泄漏量,从而降低发动机的功率损耗。浮环密封由壳体、石墨环、弹簧和垫片等组成,利用弹簧作用力使石墨环右端面与壳体内侧紧密贴合,形成辅助密封面。

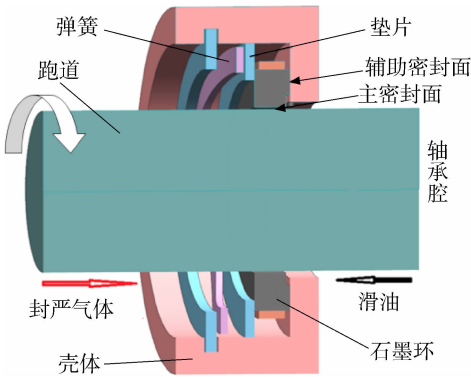


图 1 浮环密封结构示意图

Fig. 1 Structural schematic diagram of floating ring seal

1.2 浮环密封数值计算的数学模型

把泄漏气体作为理想可压缩气体,描述气体流场的控制方程为^[12]

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \mathbf{U} \cdot \nabla \rho + \rho \nabla \cdot \mathbf{U} &= 0 \\ \rho \frac{D\mathbf{U}}{Dt} &= \rho \mathbf{f} + \nabla \cdot (\mathbf{F}_{ij} \mathbf{e}_i \mathbf{e}_j) \\ \frac{\partial \left(E + \frac{\mathbf{U}^2}{2} \right)}{\partial t} + \mathbf{U} \cdot \nabla \left(E + \frac{\mathbf{U}^2}{2} \right) &= \\ & \mathbf{f} \cdot \mathbf{U} + \dot{q} + \frac{\lambda}{\rho} \cdot \Delta t_{\text{temp}} + \\ & \frac{1}{\rho} \nabla \cdot (\mathbf{U} \cdot \mathbf{F}_{ij} \mathbf{e}_i \mathbf{e}_j) \end{aligned} \right. \quad (1)$$

式中 ρ 为气体密度, t 为时间, $\mathbf{U}$ 为速度矢量, $\mathbf{F}_{ij}$ 为应力张量的分量, $\mathbf{e}_i$ 、 $\mathbf{e}_j$ 为单位应力分量, $\mathbf{f}$ 为体积力分量, E 为内能, $\dot{q}$ 是流体微团单位质量内的生热量, λ 是傅里叶导热系数, Δt_{temp} 为温度梯度。

空气为牛顿型流体,其本构方程为

$$\left\{ \begin{aligned} P_{ij} &= -p\delta_{ij} + 2\mu \left(S_{ij} - \frac{1}{3} S_{kk} \delta_{ij} \right) \\ S_{kk} &= S_{11} + S_{22} + S_{33} \end{aligned} \right. \quad (2)$$

式中 P_{ij} 为黏性应力张量的分量, δ_{ij} 为应力的各向同性部分, p 为热力学压强, μ 为黏度, S_{ij} 为变形率张量的分量。

理想气体的状态方程为

$$pV = nRt_{\text{temp}} \tag{3}$$

式中 V 为体积, n 为物质的量, R 为理想气体常数, t_{temp} 为温度。

1.3 浮环密封静态泄漏特性数值计算

浮环密封静态泄漏特性即浮环密封跑道无转动时的泄漏特性。根据浮环密封实际工作情况, 提取石墨环与跑道间隙两侧的流场区域, 并对图 1 中左侧区域进行简化, 建立轴对称流体域几何模型^[13], 模型的主要尺寸如图 2 所示, 左端为进气侧, 右端为出气侧。初始边界条件为: 出气侧(出口)压力始终为 0.1 MPa, 进气侧(进口)压力根据实际压差设置, 其余边界设置为壁面。选用 $k-\epsilon$ 湍流模型守恒形式, 迭代过程采用 SIMPLE (semi-implicit method for pressure-linked equation) 算法。记密封跑道外径为 D 、石墨环与密封跑道的间隙为 k , 在密封跑道无转速时 $D=112$ mm, $k=0.167$ mm。该浮环密封试验件石墨环外圈使用轻质合金, 石墨环组件惯性较小, 且浮环密封辅助密封面的表面粗糙度很小, 故计算中未考虑锁死位置的偏心率影响。忽略了跑道旋转导致主密封面气体与接触面相互作用力的改变、实际偏心率的影响, 计算模型简化了某些结构, 会产生一定误差。

设置浮环密封试验件上下游压差分别为 0.02、0.04、⋯、0.20 MPa (每次间隔 0.02 MPa), 计算浮环密封的泄漏量(即计算稳定后出口的流量)。

气体温度为常温, 压差 Δp 分别为 0.02、0.08、0.20 MPa 时浮环密封的压力云图如图 3 所示。从压力云图可以看到, 在石墨环与密封跑道

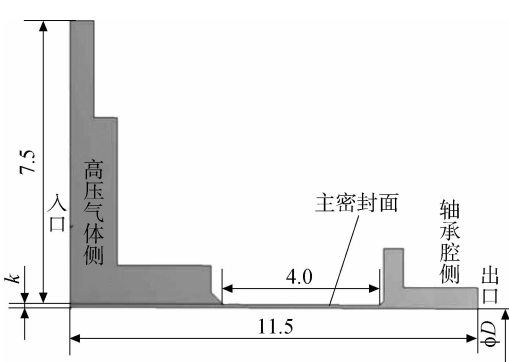


图 2 数值计算几何模型(单位:mm)
Fig. 2 Geometric model of numerical calculation
(unit:mm)

入口处, 压力变化梯度比较大, 然后再缓慢减小。随着浮环密封前后压差的增大, 整个压力云图梯度的变化规律基本一致, 数值不断增大。气体温度为 250 ℃, 压差分别为 0.02、0.08、0.20 MPa 时浮环密封的压力云图如图 4 所示, 可以看出, 高温时的压力云图变化梯度与常温时基本一致。

计算得到密封跑道无转速时浮环密封泄漏量随着压差变化的曲线如图 5 所示。气体温度为常温, 压差从 0.02 MPa 增加到 0.20 MPa 时, 泄漏量由 2.92 g/s 增加到 13.91 g/s; 气体温度为 250 ℃, 压差由 0.02 MPa 增加到 0.20 MPa 时, 泄漏量由 0.27 g/s 增加到 2.33 g/s。由于高温时气体密度减小, 高温时气体泄漏量相对常温时大幅较少。

1.4 浮环密封动态泄漏特性数值计算

浮环密封动态泄漏特性为密封跑道有一定转速时的泄漏特性。浮环密封动态泄漏特性计算模型与静态泄漏模型相似, 见图 2。与静态泄漏特性计算不同之处在于, 动态泄漏特性计算需要根据密封跑道的离心膨胀量重新计算间隙 k , 具体计算过程将在第 3 章介绍。

计算得到的气体温度为常温和 250 ℃ 时浮环

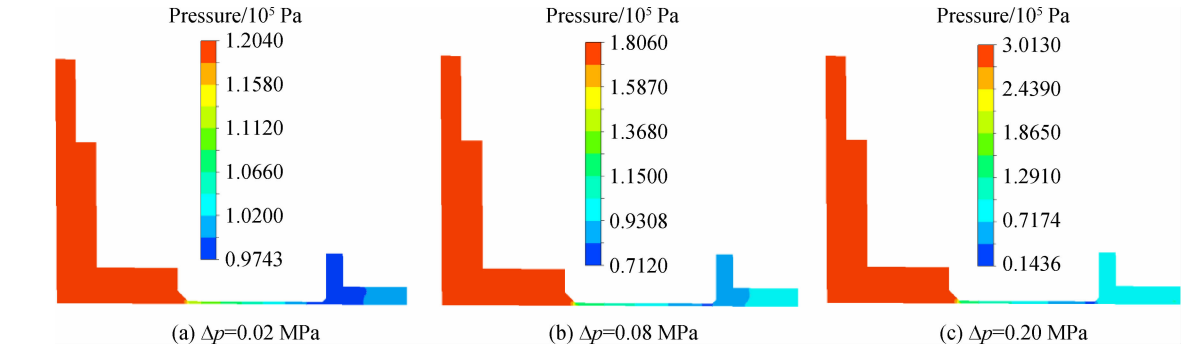


图 3 压力云图(常温)
Fig. 3 Pressure nephogram (normal atmospheric temperature)

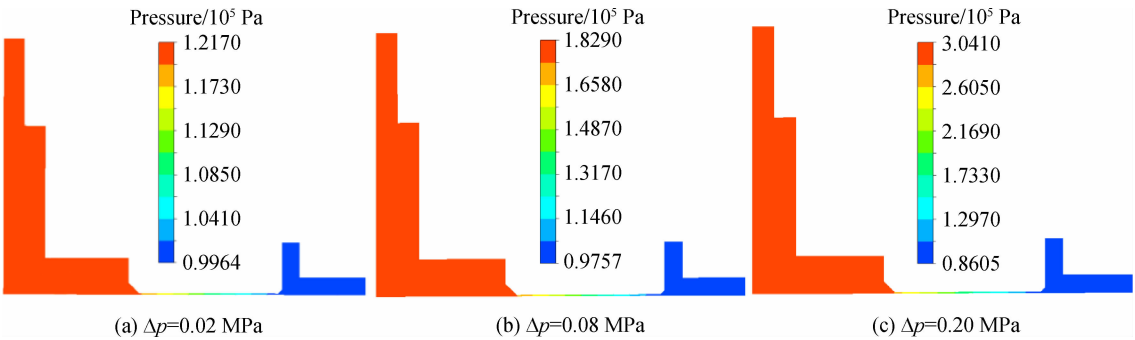


图 4 压力云图(高温)

Fig. 4 Pressure nephogram (high atmospheric temperature)

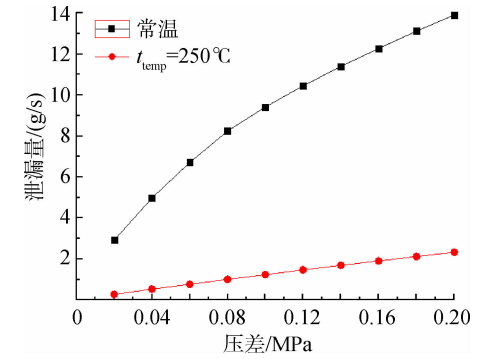


图 5 浮环密封静态泄漏特性

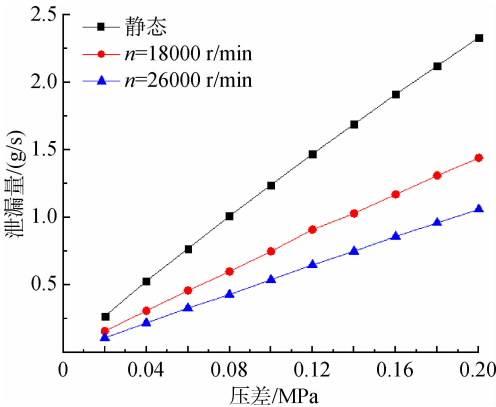


图 7 不同转速下的泄漏量(高温)

Fig. 7 Leakage at different rotational speeds (high atmospheric temperature)

Fig. 5 Static leakage characteristics of floating ring seal

密封动态泄漏量随着压差变化的曲线分别如图 6 和图 7 所示。随着转速增加,密封跑道的离心膨胀量增大,石墨环与密封跑道的间隙减小,泄漏量减小。气体温度为常温,在 0.02~0.20 MPa 压差下,密封跑道转速为 18000 r/min 和 26000 r/min 时计算得到的平均泄漏量分别相对静态下降 12.53% 和 24.52%。气体温度为 250 ℃,在 0.02~0.20 MPa 压差下,密封跑道转速为 18000 r/min 和 26000 r/min 时计算得到的平均泄漏量

分别相对静态下降 39.10% 和 55.64%。

2 浮环密封泄漏特性试验

2.1 试验设备及原理

浮环密封实物图如图 8 所示。试验在密封结构试验台^[14-17]完成,试验台主要由试验台架、润滑系统、空气系统、测试与保护系统等组成,试验台原理图见图 9。试验器由电动机驱动,经传动系统带动试验台架中的旋转轴,运转至试验要求的转速。在进行浮环密封静、动态试验时,空气系统

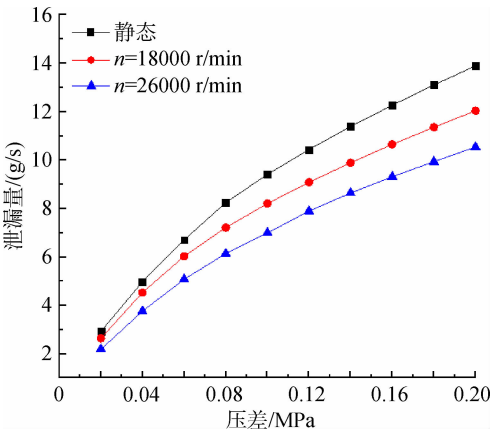


图 6 不同转速下的泄漏量(常温)

Fig. 6 Leakage at different rotational speeds (normal atmospheric temperature)

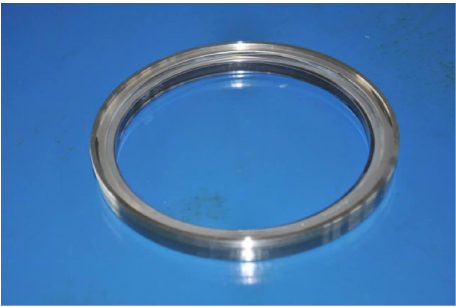


图 8 浮环密封实物图

Fig. 8 Photo of floating ring seal

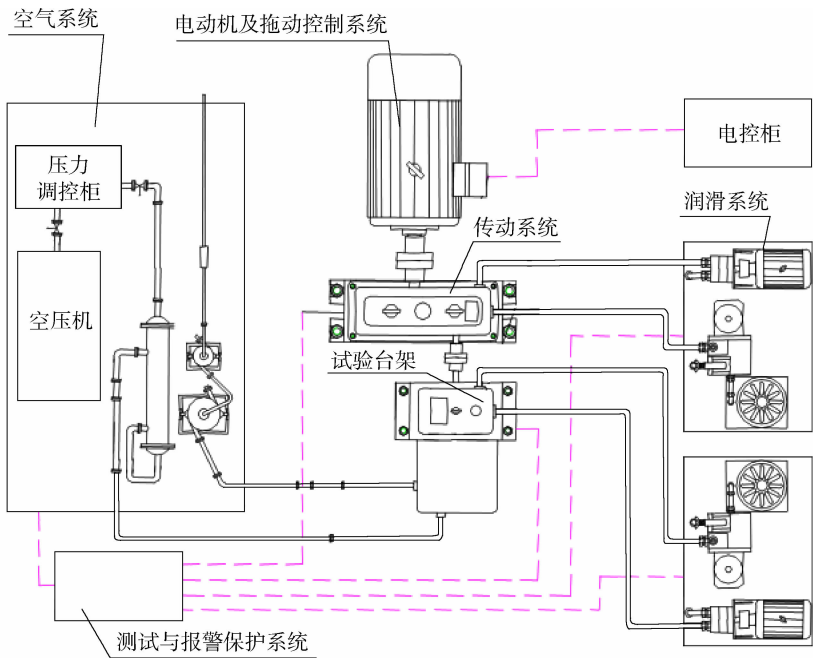


图 9 密封结构试验台原理图

Fig. 9 Schematic diagram of the seal experiment rig

能按试验技术要求提供高温、高压气体，来模拟密封试验件的内外压差及工作环境温度。

泄漏量测量原理如图 10 所示^[18]，为准确获取不同工况下浮环密封的泄漏特性，在试验中模拟密封件两侧的压力，B 腔模拟图 1 中空气侧，A 腔模拟图 1 中轴承腔。A 腔始终与大气相通，即为大气压。通过空气系统调节 B 腔压力，使两侧压差满足试验要求，然后通过测量高压侧(B 腔)的进气量，在压力恒定后，B 腔的气体只能通过浮环密封泄漏，进气量即为泄漏量。这样比直接测量低压侧(A 腔)的泄漏量的干扰因素更少，精度更高。

测量，误差优于 $\pm 1\%$ 。温度用热电偶测量，精度优于 $\pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。压力传感器的误差优于 $1\%\text{ F.S.}$ (F.S. 表示满量程)。静态泄漏试验和动态泄漏试验的压差为 $0\sim 0.20\text{ MPa}$ ，最高温度为 $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，动态泄漏试验的最高转速为 $26\,000\text{ r/min}$ 。

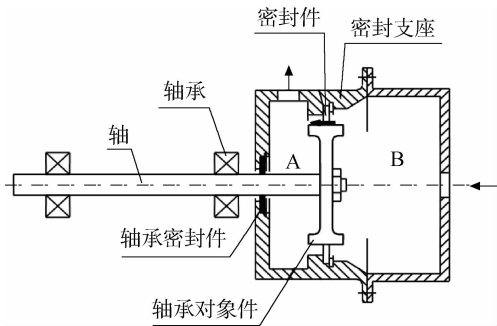


图 10 泄漏量测试方法示意图

Fig. 10 Schematic diagram of leakage test method

2.2 试验过程及结果

试验转接段，即直接提供试验件工作环境的装置，即图 9 中试验台架上的装置。浮环密封试验转接段如图 11 所示。泄漏量采用质量流量计

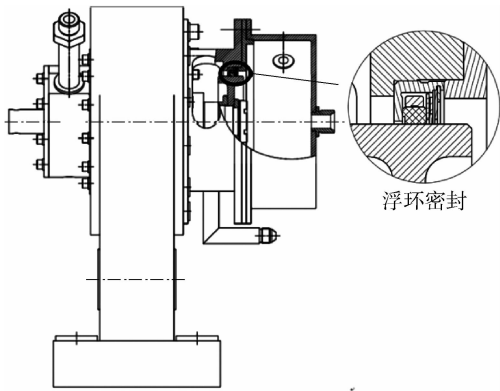


图 11 浮环密封试验转接段

Fig. 11 Transfer equipment of floating ring seal

气体温度为常温，试验得到的不同压差和转速下浮环密封的泄漏量如图 12 所示。

从图 12 可以看出：室温状态时，随着压差的增大，浮环密封的泄漏量不断增大，泄漏量与压差大致成正比。在室温工况下，压差范围为 $0.02\sim 0.20\text{ MPa}$ ，转速范围为 $0\sim 26\,000\text{ r/min}$ 时，气体泄漏量为 $2.18\sim 14.26\text{ g/s}$ ，密封跑道转速在 $18\,000\text{ r/min}$ 和 $26\,000\text{ r/min}$ 时的泄漏量相对静态

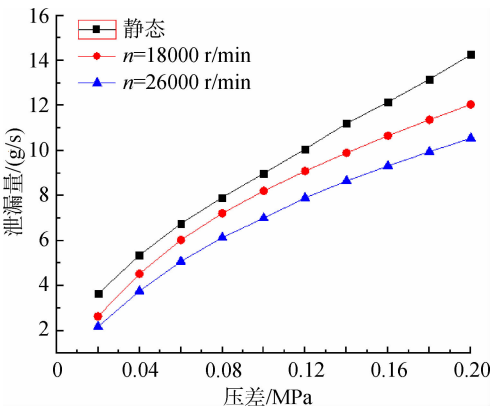


图 12 泄漏量试验结果 (常温)
Fig. 12 Leakage from experiment
(normal atmospheric temperature)

时平均下降 13.26% 和 26.42%。

气体温度为 250℃，试验得到的不同压差和转速下浮环密封的泄漏量如图 13 所示。

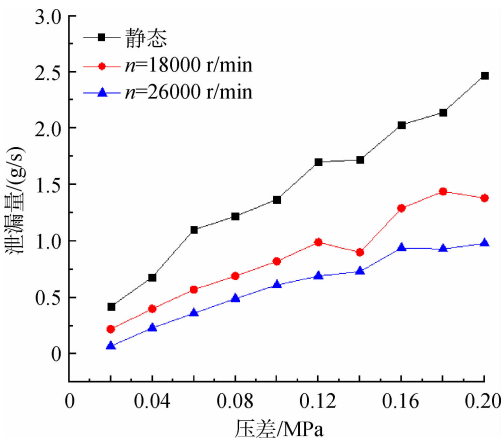


图 13 泄漏量试验结果 (高温)
Fig. 13 Leakage from experiment
(high atmospheric temperature)

气体温度为 250℃ 时，气体泄漏量为 0.07~2.47 g/s，密封跑道转速在 18000 r/min 和 26000 r/min 时泄漏量相对静态时平均下降 35.56% 和 55.56%。转速对浮环密封泄漏量有着明显影响。

3 压差、温度以及转速对浮环密封泄漏特性的影响分析

气体温度、压力对浮环密封的泄漏特性有着显著影响，随着温度、压力的变化，气体状态参数随之改变。在数值计算中，先确定气体在常温状态下的气体密度为 1.225，然后由式(3)进行换算。对于不同温度下本构方程(式(2))中的黏度，通过查表确认。计算得到的常温气体和 250℃ 气体在不同压差下的静态泄漏量与试验结果的对比

如图 14 所示。

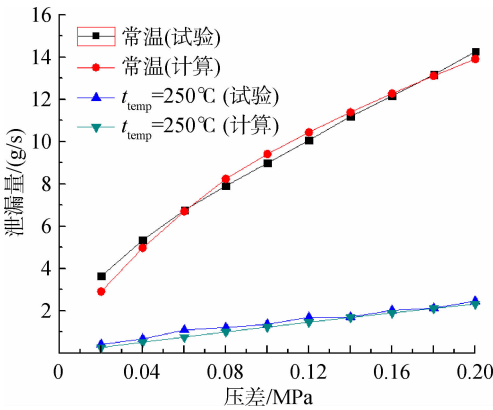


图 14 静态泄漏特性数值计算与试验对比
Fig. 14 Comparison between numerical calculation and
experiments of static leakage characteristics

从图 14 可以看出，气体温度为常温时浮环密封在不同压差下数值计算得到的泄漏量与试验结果的最大偏差为 4.78%，最小偏差为 -19.78%，偏差的标准差为 7.10%。气体温度为 250℃ 时，浮环密封在不同压差下数值计算得到的泄漏量与试验结果的最大偏差为 -0.93%，最小偏差为 -35.71%，偏差的标准差为 18.17%。石墨环与壳体的接触面(辅助密封面)表面粗糙度 $R_a=0.4$ ，摩擦因数很小，通过试验研究发现，随着压差升高，浮环的浮升力会逐渐等于上浮阻力，继续升高压差，浮环偏心率会不断减小。在压差较小时，气体流量很小，浮环的偏心率相对较大，数值计算与试验值的偏差相对较大，随着压差增大，数值计算结果逐渐趋近试验值。在压差大于等于 0.10 MPa 时：气体温度为常温时浮环密封在不同压差下数值计算得到的泄漏量与试验结果的最大偏差为 4.78%，最小偏差为 -2.45%，偏差的标准差为 2.81%；气体温度为 250℃ 时，浮环密封在不同压差下数值计算得到的泄漏量与试验结果的最大偏差为 -0.93%，最小偏差为 -13.53%，偏差的标准差为 7.57%。数值计算得到的不同温度、压差下浮环密封的静态泄漏量与试验结果吻合。

随着转速提高，密封跑道离心膨胀量增大，石墨环与密封跑道的间隙减小，泄漏量降低。为定量分析转速对浮环密封泄漏特性的影响，本文通过有限单元法对不同转速下密封跑道的离心膨胀量进行计算。计算得到的转速 n 为 18000 r/min 和 26000 r/min 时密封跑道的位移云图如图 15 和图 16 所示。从图 15 和图 16 可以看出，密封跑道的离心膨胀量由内侧到外侧逐渐增大。在跑道外

侧,受跑道结构的影响,边缘的离心膨胀量明显大于中间部分。

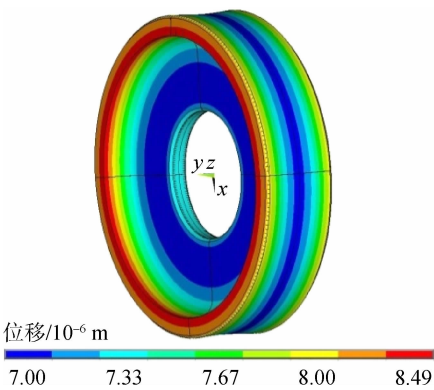


图 15 密封跑道位移云图($n=18000\text{ r/min}$)
Fig. 15 Displacement nephogram of seal rotor
($n=18000\text{ r/min}$)

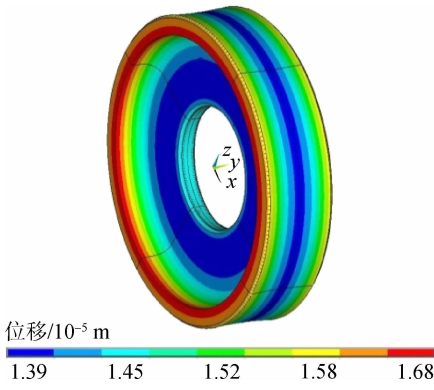


图 16 密封跑道位移云图($n=26000\text{ r/min}$)
Fig. 16 Displacement nephogram of seal rotor
($n=26000\text{ r/min}$)

转速为 18000 r/min 和 26000 r/min 时密封跑道外侧的平均位移如表 1 所示。

表 1 密封跑道外侧平均径向位移
Table 1 Radial displacement of seal rotor

参数	数值	
转速/(r/min)	18 000	26 000
外侧平均径向位移/ mm	0.007 5	0.014 9

在不同转速下,通过有限元方法获得密封跑道径向位移后,对图 2 中石墨环与密封跑道的间隙尺寸进行重新建模。记密封跑道外侧平均径向位移为 S 、密封跑道在该转速下的间隙为 k_0 。则有

$$k_0 = k + S$$

(4)

气体温度为常温时,计算得到的不同压差下

浮环密封的动态泄漏量与试验结果的对比如图 17 所示。密封跑道转速为 18000 r/min 时,数值计算得到的泄漏量与试验结果的最大偏差为 5.26% ,最小偏差为 -17.76% ,偏差的标准差为 6.37% 。密封跑道转速为 26000 r/min 时,数值计算得到的泄漏量与试验结果的最大偏差为 6.54% ,最小偏差为 -13.49% ,偏差的标准差为 6.08% 。在压差较小时,浮环的偏心率相对较大,偏差相对较大。随着压差增大,数值计算得到的泄漏量逐渐趋近试验值。在压差大于等于 0.10 MPa 时:密封跑道转速为 18000 r/min 时,数值计算得到的泄漏量与试验结果的最大偏差为 5.26% ,最小偏差为 -2.11% ,偏差的标准差为 2.95% ;密封跑道转速为 26000 r/min 时,数值计算得到的泄漏量与试验结果的最大偏差为 6.54% ,最小偏差为 0.65% ,偏差的标准差为 3.76% 。

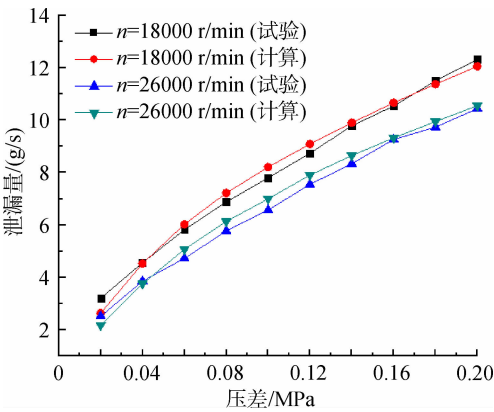


图 17 动态泄漏试验数值计算与试验对比(常温)
Fig. 17 Comparison between numerical calculation and
exprimet of dynamic leakage characteristics
(normal atmospheric temperature)

气体温度为 $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,计算得到的不同压差下浮环密封的动态泄漏量与试验结果的对比如图 18 所示。密封跑道转速为 18000 r/min 时,数值计算得到的泄漏量与试验结果的最大偏差为 14.44% ,最小偏差为 -27.27% ,偏差的标准差为 15.25% 。密封跑道转速为 26000 r/min 时,数值计算得到的泄漏量与试验结果的最大偏差为 57.17% ,最小偏差为 -12.24% ,偏差的标准差为 19.56% 。转速为 26000 r/min 、压差为 0.02 MPa 时,浮环的偏心率相对较大,偏差相对较大。随着压差增大,数值计算得到的泄漏量逐渐趋近试验值。在压差大于等于 0.10 MPa 时:密封跑道转速为 18000 r/min 时,数值计算得到的泄漏量与试验结果的最大偏差为 14.44% ,最小偏差为 -9.30% ,

偏差的标准差为 9.43%；密封跑道转速为 26 000 r/min 时,数值计算得到的泄漏量与试验结果的最大偏差为 8.16%，最小偏差为-11.48%，偏差的标准差为 7.33%。在高温、高转速下的数值计算结果与试验结果吻合。

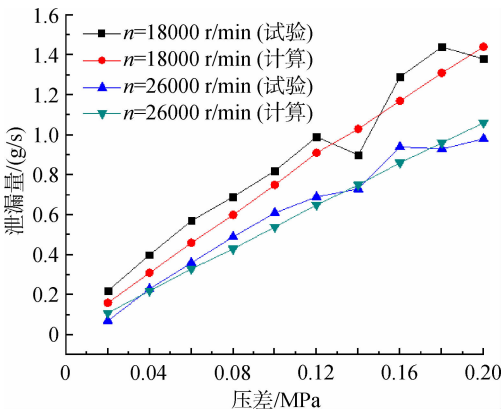


图 18 动态泄漏试验数值计算与试验对比(高温)
Fig. 18 Comparison between numerical calculation and experiment of dynamic leakage characteristics (high atmospheric temperature)

4 结 论

通过本文的研究,得到如下结论:

- 1) 气体温度为常温,静态时不同压差下数值计算得到的浮环密封泄漏量与试验结果的最小偏差为-19.78%，最大偏差为 4.78%，偏差的标准差为 7.10%。且随着压差增大,数值计算结果与试验结果的偏差趋于稳定。
- 2) 气体温度为 250℃时,气体泄漏量比常温时小。压差较低时,数值计算得到的泄漏量与试验结果偏差相对较大。随着压差增大,数值计算结果与试验结果的偏差趋于稳定。在压差大于等于 0.10MPa 时,静态时数值计算得到的浮环密封泄漏量与试验结果的最小偏差为-13.53%，最大偏差为-0.93%，偏差的标准差为 7.57%。
- 3) 通过计算密封跑道不同转速下的离心膨胀量,确定不同转速下石墨环与密封跑道的间隙。气体温度为常温,不同压差下 18 000 r/min 和 26 000 r/min 数值计算得到的泄漏量与试验结果的偏差的标准差依次为 6.37%和 6.08%。气体温度为 250℃,在压差大于等于 0.10 MPa 时,不同压差下 18 000 r/min 和 26 000 r/min 的数值计算得到的泄漏量与试验结果的偏差的标准差依次 9.43%和 7.33%。随着气体压差增大,数值计算

的泄漏量逐渐靠近试验结果。

参考文献:

[1] 刘占生,夏鹏,张广辉,等. 浮环密封运动机理及对轴系稳定性的影响[J]. 振动与冲击,2017,38(12):110-116.
LIU Zhansheng, XIA Peng, ZHANG Guanghui, et al. Floating ring seals movement mechanism and its influence on stability of rotor system[J]. Journal of Vibration and Shock,2017,38(12):110-116. (in Chinese)

[2] KIRKR G,BAHETI S K. Evaluation of floating ring seals for centrifugal compressors using the finite element method[J]. Journal of Vibration and Acoustics,1999,121(1): 131-136.

[3] HA T W,LEE Y B,KIM C H. Leakage and rotor dynamic analysis of a high pressure floating ring seal in the turbopump unit of a liquid rocket engine[J]. Tribology International,2002,35(3):153-161.

[4] ARGHIR M,NGUYEN M H,TONON D,et al. Analytic modeling of floating ring annular seals[R]. ASME Paper GT2011-46047,2012.

[5] LEE Y B,KIM K W,RYU S J,et al. Leakage performance and rotor dynamic characteristics of bump floating ring seals for turbopump[R]. New York: ASME Turbo Expo, 2014.

[6] 张贤晓,郝木明,项树光,等. 基于 CFD 方法的螺旋槽浮环密封性能分析[J]. 润滑与密封,2009,34(5):72-75.
ZHANG Xiaoxian, HAO Muming, XIANG Shuguang, et al. Performance analysis of the spiral groove floating ring seal based on CFD analysis[J]. Lubrication Engineering, 2009,34(5):72-75. (in Chinese)

[7] 马纲,席平,沈心敏,等. 柔性支承浮环柱面气膜密封准动态特性分析[J]. 航空动力学报,2010,25(5):1190-1196.
MA Gang,XI Ping,SHEN Xinmin,etal. Analysis of quasi-dynamic characteristics of compliant floating ring gas cylinder seal[J]. Journal of Aerospace Power,2010,25(5): 1190-1196. (in Chinese)

[8] 陈志,高春阳,范唯超,等. 浮环密封流场数值模拟及泄漏率公式的修正[J]. 四川大学学报(工程科学版),2016,48(1):208-214.
CHEN Zhi,GAO Chunyang, FAN Weichao, etal. Simulation of flow field in a floating ring seal and modification of its leakage rate expression[J]. Journal of Sichuan University(Engineering Science Edition),2016,48(1):208-214. (in Chinese)

[9] 丁少鹏,白少先. 气体润滑环瓣式浮动环密封高速特性[J]. 润滑与密封,2016,41(7):43-47.
DING Shaopeng, BAI Shaoxian. Behavior of a gas lubricated split floating ring seal operating at high speed[J]. Lubrication Engineering,2016,41(7):43-47. (in Chinese)

[10] 夏鹏,刘占生. 浮环密封结构弹性对间隙泄漏量和动力学系数影响[J]. 推进技术,2017,38(12):2815-2821.
XIA Peng, LIU Zhansheng. Effects of structure elasticity on leakage and rotor dynamic coefficients of floating ring

seals[J]. Journal of propulsion Technology, 2017, 38(12): 2815-2821. (in Chinese)

[11] 马利军,李双喜,马也,等. 气膜浮环密封特性参数的影响因素分析[J]. 流体机械, 2018, 46(10): 6-10.
MA Lijun, LI Shuangxi, MA Ye, et al. Analysis of factors influencing characteristic parameters of gas film floating ring seal[J]. Fluid Machinery, 2018, 46(10): 6-10. (in Chinese)

[12] 张兆顺,崔桂香. 流体力学[M]. 3 版. 北京:清华大学出版社, 2015.

[13] 唐家鹏. ANSYS FLUENT 16. 0 超级学习手册[M]. 北京:人民邮电出版社, 2017.

[14] 力宁,彭最花,贺玲,等. 航空发动机高温高速密封试验台研制[J]. 润滑与密封, 2014, 39(6): 121-123.
LI Ning, PENG Zuihua, ZHOU Kun, et al. Development of high-temperature and high-speed seal test rig of aeroengine [J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(6): 121-123. (in Chinese)

[15] 马智,周坤,王晓燕. 密封装置微小气体泄漏流量测量方法[J]. 润滑与密封, 2018, 43(5): 130-133.
MA Zhi, ZHOU Kun, WANG Xiaoyan. Measurement method of small gas leakage flow of sealing devices[J]. Lubrication Engineering, 2018, 43(5): 130-133. (in Chinese)

[16] 周坤,力宁,郭徽,等. 指尖密封静态特性试验研究[J]. 润滑与密封, 2018, 43(9): 132-136.
ZHOU Kun, LI Ning, GUO Hui, et al. Experimental investigation on static and dynamic characteristics of finger seals [J]. Lubrication Engineering, 2018, 43(9): 132-136. (in Chinese)

[17] 吴施志,江平,力宁,等. 刷式密封摩擦生热温度场数值计算及试验[J]. 航空动力学报, 2019, 34(4): 737-743.
WU Shizhi, JIANG Ping, LI Ning, et al. Numerical calculation and experiment on temperature field of friction heat generation of brush seal[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(4): 737-743. (in Chinese)

[18] 周坤,力宁,郭徽,等. 低滞后刷式密封泄漏特性试验研究[J]. 润滑与密封, 2017, 42(4): 132-136.
ZHOU Kun, LI Ning, GUO Hui, et al. Experimental investigation on leakage characteristics of low hysteresis brush seals[J]. Lubrication Engineering, 2017, 42(4): 132-136. (in Chinese)

(编辑:王碧琚)