

考虑热流固多物理场耦合的圆周密封特性

闫玉涛¹, 魏 荣¹, 胡广阳², 王富超¹, 张立静²
(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 沈阳 110819;
2. 中国航空发动机集团有限公司 沈阳发动机研究所
航空发动机动力传输重点实验室, 沈阳 110015)

摘 要: 基于圆周密封工况分析,建立了流场、温度场及结构场的多物理场耦合三维求解模型。通过热流固耦合方法计算结果分别与理论模型和试验结果对比,验证了模型正确性。分析了圆周密封流场、温度场和结构场特性,及耦合场应力和变形分布规律,得到了关键工况参数对圆周密封性能作用规律。结果表明:流场压力沿 z 轴负向降低,压力降梯度与密封带宽度负相关;封严气体出现不规则涡旋运动,流速沿径向降低。温度场分布较均匀,最高温度位于搭接头处。结构场分析发现最大变形和最大应力位于凸搭接头处。热流固耦合下密封环最大变形量比流固耦合下增大 161%,比热结构耦合下减小 0.9%,温度场对变形显著影响。最大应力移至密封带与搭接头过渡处,比流固耦合下增大 83%,比热结构耦合下增大 23%,流场与温度场对密封环应力影响较大。温差变化对变形量起主要作用。压差变化对最大应力起主要作用,对泄漏量具有决定性作用。

关 键 词: 圆周密封; 热流固耦合; 流场特性; 密封环变形; 等效应力; 泄漏量

中图分类号: V231; TB42 **文献标志码:** A

Circumferential seal characteristics with thermal-fluid-structure multi-physics field coupling

YAN Yutao¹, WEI Rong¹, HU Guangyang²,
WANG Fuchao¹, ZHANG Lijing²
(1. School of Mechanical Engineering and Automation,
Northeastern University, Shenyang 110819, China;
2. Key Laboratory of Power Transmission Technology on Aero-Engine,
Shenyang Engine Research Institute,
Aero Engine Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: Based on the analysis of circumferential seal conditions, a three-dimensional multi-physics coupling simulation model of flow field, temperature field and structural field was established. The correctness of the model was verified by comparing the results of the thermal-fluid-structure coupling method with the theoretical model and the experimental results. The characteristics of flow field, temperature field and structure field of circumferential seal, and the distribution of von Mises stress and deformation in multi-physics coupling field were analyzed, and the effect of typical condition parameters on the performance of circumferential seal was obtained. The results showed that the pressure in the flow field de-

收稿日期:2019-08-26
基金项目:国家自然科学基金(51875095); 航空科学基金(20140450001)
作者简介:闫玉涛(1970—),男,副教授,博士,主要从事摩擦疲劳学、多场耦合分析研究。

引用格式:闫玉涛,魏荣,胡广阳,等. 考虑热流固多物理场耦合的圆周密封特性[J]. 航空动力学报,2020,35(2):305-317. YAN Yutao, WEI Rong, HU Guangyang, et al. Circumferential seal characteristics with thermal-fluid-structure multi-physics field coupling[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(2): 305-317.

creased along the negative directim of z axis, and the pressure drop gradient was negatively correlated with the seal dam width. The seal gas generated irregular vortex motion, and the flow velocity decreased along the radial direction. The temperature field was uniformly distributed, and the maximum temperature was located at the lap joint. It was found that the maximum deformation and maximum von Mises stress were located at the convex lap joint by static structural analysis. The maximum deformation of the seal ring under thermal-fluid-structure coupling was 161% higher than that of the fluid-structure coupling and 0.9% smaller than that of the thermal-structure coupling, and the temperature field had a significant effect on the deformation of the seal ring. The maximum von Mises stress shifted to the transition between the seal dam and the lap joint, 83% higher than that under the fluid-structure coupling and 23% higher than that under the thermal-structure coupling; and both the flow field and temperature field had great influence on the von Mises stress of the seal ring. The change of seal temperature difference plays an important role in the deformation. The change of seal pressure difference plays a major role in the maximum von Mises stress and a decisive role in the leakage.

Key words: circumferential seal; thermal-fluid-structure coupling;
flow field characteristics; seal ring deformation; von Mises stress; leakage

随着航空发动机(下文简称发动机)技术的发展,对发动机密封系统提出更苛刻的要求,因此精准预测和评估密封性能的技术至关重要^[1]。研究表明:采用先进的密封系统可以有效减少泄漏量,提高发动机性能,降低运行成本;同时耐高温、长寿命的密封对提高发动机的性能、可重用性、安全性具有决定性作用^[2-5]。圆周密封因其具有低泄漏率、高压差、结构紧凑、质量轻等优点,在发动机主轴承腔转子与静子的滑油密封中得到了广泛应用^[6]。文献[7-11]提出了一种在圆周密封内表面使用升力型面结构,试验研究表明:该结构可以有效提高圆周密封的耐磨性,降低摩擦生热量,但是其泄漏量会有所增大。Strom 等^[12]通过增加弹簧力,提高密封跑道圆度和密封座内伸凸缘端面平面度,及增加卸荷槽等方式,可以有效减少圆周密封的泄漏量。Kligerman 等^[13]对在内表面加工微孔的圆周密封进行有限元分析,发现可以降低圆周密封所受载荷的不平衡性,提高圆周密封的使用寿命。文献[14-15]对同时存在 0.5° 偏摆和 2.667 mm 径向跳动的密封环磨损性能进行了试验研究,经 100 h 测试,密封环的磨损超出磨损极限 2.54 μm ,通过更换密封环碳石墨材料类型,发现磨损量控制在磨损极限之内,提高了密封环的耐磨性和寿命。文献[16-17]采用数值仿真方法,对圆周密封进行接触分析、热分析以及热结构耦合分析,研究表明考虑温度场的影响后,密封环的应力和变形均发生明显的变化,温度为不可忽略

的重要因素。

目前对圆周密封主要采用物理试验和数值仿真两种方式进行研究,而对高参数工况的圆周密封进行物理试验时,存在耗资大、测试环节复杂等诸多问题,在进行昂贵的物理试验前,采用数值仿真的方法进行研究预测,即可以节省一定物理试验经费,同时对后续高参数圆周密封的设计和试验测试工作具有重要的指导意义。当前针对圆周密封的仿真研究主要考虑温度场和结构场的耦合作用,并未考虑到封严气体流场对圆周密封性能的影响。为了更贴合圆周密封的实际工作情况,本文采用数值分析方法,对工作在高温高压封严气体中的圆周密封建立热流固耦合三维求解模型,开展高参数工况下圆周密封的流场特性、温度场特性、结构场特性及多物理场耦合分析,探究关键工况参数对圆周密封性能的作用规律。研究成果可为高线速度、大压差的高性能圆周密封的设计和优化提供依据,并为航空发动机密封技术性能的提升奠定基础。

1 计算模型建立

1.1 圆周密封受力分析模型

发动机用圆周密封的结构与受力如图 1 所示。圆周密封由密封座、密封跑道、密封环、周簧和波簧等零件组成。密封跑道为高速旋转件,密封环紧贴在密封跑道外表面,防止滑油泄漏,形成

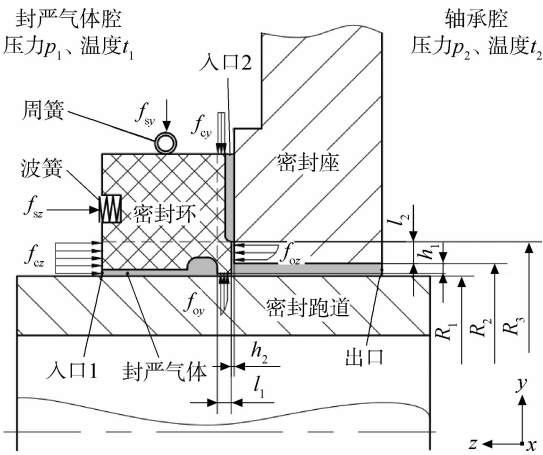


图 1 圆周密封结构及受力分析模型

Fig. 1 Structure and force analysis model of circumferential seal

主密封面,并且产生大量由高速转动形成的摩擦热。密封环由防转销安装限制在密封座内,密封环端面与密封座端面相贴合,防止滑油泄漏,构成辅助密封面。分段密封环外径沟槽中的周簧将圆周密封环紧箍在密封跑道上,形成了密封环主密封面与密封跑道间的初始接触载荷;轴向上的波簧使密封环与密封座紧贴,形成密封环辅助密封面和密封座之间的初始接触载荷。在每段密封环的中央凸台处有防转销孔,与密封座辅助密封面内伸凸缘安装的圆柱销相配合,限制密封环跟随密封跑道的周向旋转运动,但允许小范围径向方向的浮动,来适应密封跑道存在角向偏摆和径向跳动工况。图 1 中 R_1 为密封跑道外半径(mm), R_2 为密封座内半径(mm), R_3 为辅助密封面凸缘外半径(mm); l_1 、 l_2 分别为主、辅助密封面最小宽度(mm); h_1 、 h_2 为主、辅助密封面气膜厚度(μm)。 p_1 、 p_2 分别为封严气体腔和轴承腔压力(MPa), t_1 、 t_2 为分别封严气体腔和轴承腔温度($^{\circ}\text{C}$)。 f_{oy} 为主密封间隙封严气体压力形成的单位周长推开力(N/m), f_{cy} 为主密封间隙位置对应的封严气体压力形成的单位周长压紧力(N/m), f_{oz} 为辅助密封间隙封严气体压力形成的单位周长推开力(N/m), f_{cz} 为辅助密封间隙封严气体

压力形成的单位周长压紧力(N/m), f_{sy} 为周簧形成的单位长度径向载荷(N/m), f_{sz} 为波簧形成的单位长度轴向载荷(N/m),其几何结构参数和工况参数如表 1 所示。

表 1 几何结构和工况参数

Table 1 Geometric parameters and conditions parameters

参数	数值	参数	数值
R_1/mm	80	$h_2/\mu\text{m}$	10
R_2/mm	80.5	p_1/MPa	0.8
R_3/mm	81.6	p_2/MPa	0.3
l_1/mm	0.7	$t_1/^{\circ}\text{C}$	460
l_2/mm	1.1	$t_2/^{\circ}\text{C}$	200
$h_1/\mu\text{m}$	20		

1.2 圆周密封热流固耦合数值模型

发动机用圆周密封工作中处于流场、温度场及结构场的多物理场耦合作用,需要建立圆周密封热流固耦合分析的流体连续性方程、动量守恒方程、能量守恒方程、湍流控制方程及流固耦合控制方程。

1.2.1 流体连续性方程

考虑圆周密封封严气体的气膜很薄,认为沿 y 方向的流体压力、黏度和密度均为常值,即封严气体为不可压缩流体,则圆周密封的流体连续性方程为

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \tag{1}$$

式中 u 、 v 、 w 分别为封严气体沿着 x (周向)、 y (径向)、 z (轴向) 方向的速度分量。

1.2.2 动量守恒方程

圆周密封封严气体流动时,其内部产生特定的应力状态,由于封严气体的气膜极薄,在微元体上所受的体积力和惯性力与其表面力相比,属高阶小量,可以忽略,则圆周密封中的封严气体动量守恒方程为

$$\begin{cases} \frac{2}{3} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left[\eta \left(\frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] + \frac{2}{3} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left[\eta \left(\frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\eta \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\eta \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] - \frac{\partial p_1}{\partial x} = 0 \\ \frac{2}{3} \cdot \frac{\partial}{\partial y} \left[\eta \left(\frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] + \frac{2}{3} \cdot \frac{\partial}{\partial y} \left[\eta \left(\frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\eta \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\eta \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] - \frac{\partial p_1}{\partial y} = 0 \\ \frac{2}{3} \cdot \frac{\partial}{\partial z} \left[\eta \left(\frac{\partial w}{\partial z} - \frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] + \frac{2}{3} \cdot \frac{\partial}{\partial z} \left[\eta \left(\frac{\partial w}{\partial z} - \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\eta \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\eta \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] - \frac{\partial p_1}{\partial z} = 0 \end{cases} \tag{2}$$

式中 η 为封严气体动力黏度,取 $\eta = 3.5389 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 。

1.2.3 能量守恒方程

圆周密封实际工作过程中,封严气体与圆周密封存在着一定的能量交换,通过能量守恒方程可以预计密封面的温度分布。由于气膜很薄,且沿气膜的周向流速 u 和轴向流速 w 远大于沿主密封面法向速度 v ,认为气膜中除速度梯度 $\partial u/\partial y$ 和 $\partial w/\partial y$ 外,其他速度梯度都可以略去^[6],则封严气体能量守恒方程为

$$\rho \left[u \frac{\partial}{\partial x} (c_v t_1) + v \frac{\partial}{\partial y} (c_v t_1) + w \frac{\partial}{\partial z} (c_v t_1) \right] =$$
$$\frac{\partial}{\partial y} \left(\kappa \frac{\partial t_1}{\partial y} \right) + \eta \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (3)$$

式中 ρ 为封严气体密度,取 $\rho = 3.789 \text{ kg/m}^3$; c_v 为封严气体比定容热容,取 $c_v = 1085 \text{ J/(kg} \cdot \text{}^\circ\text{C)}$; κ 为封严气体导热系数,取 $\kappa = 0.0528 \text{ W/(m} \cdot \text{}^\circ\text{C)}$ 。

1.2.4 湍流控制方程

密封跑道工作转速高,使得封严气体会产生较强旋流,圆周密封的主、辅助密封面几何构型复杂,气体流动紊乱,分析中需采用合理的湍流模型。湍流模型中 standard $k-\epsilon$ 模型多用于求解具有复杂几何的外部流动问题,但不适用于弯曲壁面流动和较强旋流问题的求解。故需对 standard $k-\epsilon$ 模型进行修正,得到 renormalization group (RNG) $k-\epsilon$ 模型,此模型在 ϵ 方程中改善了模拟较强旋流的能力,可以更准确地求解圆周密封气体流场的复杂流动问题^[18-19]。

1.2.5 流固耦合控制方程

圆周密封工作中,封严气体与密封环耦合面之间应满足应力、变形、热流密度和温度相等,其流固耦合控制方程为

$$\begin{cases} \boldsymbol{\tau}_f \cdot \boldsymbol{n} = \boldsymbol{\tau}_s \cdot \boldsymbol{n} \\ \boldsymbol{d}_f = \boldsymbol{d}_s \\ \boldsymbol{q}_f = \boldsymbol{q}_s \\ t_f = t_s \end{cases} \quad (4)$$

式中 $\boldsymbol{n}$ 为耦合面的法线方向; $\boldsymbol{\tau}_f$ 和 $\boldsymbol{\tau}_s$ 为封严气体与密封环耦合面各自的应力(MPa); $\boldsymbol{d}_f$ 和 $\boldsymbol{d}_s$ 为封严气体与密封环耦合面各自的变形(m); $\boldsymbol{q}_f$ 和 $\boldsymbol{q}_s$ 为封严气体与密封环耦合面各自的热流密度($\text{J/(m}^2 \cdot \text{s)}$); t_f 和 t_s 为封严气体与密封环耦合面各自的温度($^\circ\text{C}$)。

1.3 热流固耦合分析流程

本文通过 ANSYS Workbench 平台,结合

FLUENT 软件和 ANSYS Mechanical 模块实现密封环与封严气体流场的热流固耦合分析。图 2 为热流固耦合的分析流程图。通过对圆周密封(固体域)和封严气体(流体域)进行实体建模,然后分别进行网格划分,通过 FLUENT 软件对封严气体流场分析,得到封严气体与密封环耦合面上的压力分布。通过 ANSYS Mechanical 对密封环进行稳态热分析,得到密封环的温度场分布,将其作为边界条件通过网格插值方式与结构场耦合,建立圆周密封热流固耦合分析模型,通过迭代计算直至收敛。

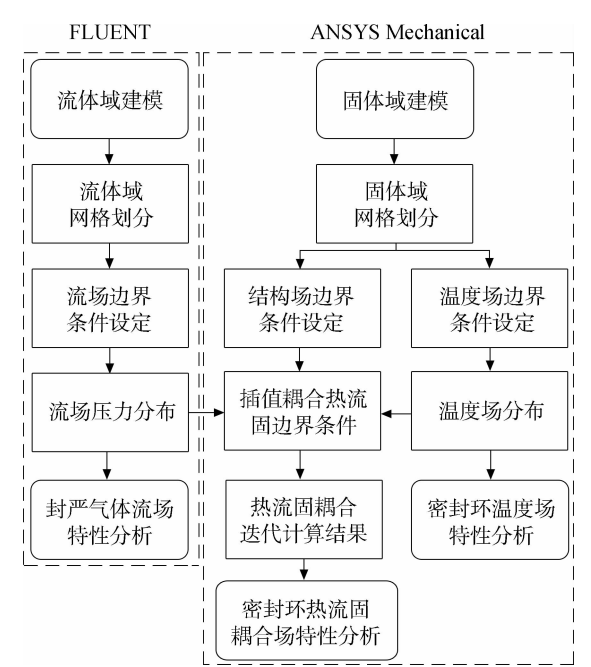


图 2 热流固耦合分析流程

Fig. 2 Flowchart of thermal-fluid-structure coupling analysis

2 圆周密封分析模型建立与验证

2.1 分析模型的建立

本文利用软件 UG NX 对圆周密封和封严气体参数化建模,如图 3 所示。封严气体从入口 1 和入口 2 同时流入,从出口流出。单瓣密封环主、辅助密封面结构组成如图 4 所示。在 A 向视图中,辅助密封面划分为辅助密封带和凸、凹搭接头区域。在 B 向视图中,主密封面划分为主密封带和凸、凹搭接头区域。

密封环材料为碳石墨,其弹性模量低、制造精度高、搭接头脆弱,是圆周密封中的易损坏件,本文主要以密封环为研究对象。密封跑道与密封座的材料为结构钢,相关材料属性见表 2。

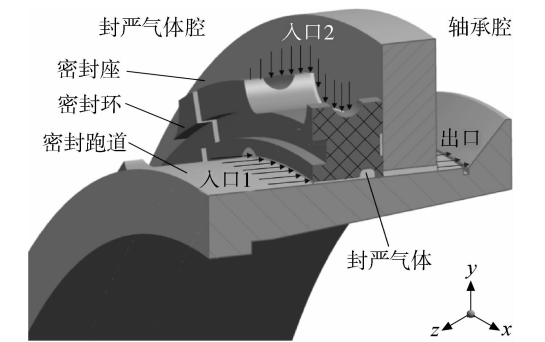


图 3 圆周密封与封严气体三维模型

Fig. 3 Three-dimensional model of circumferential seal and seal gas

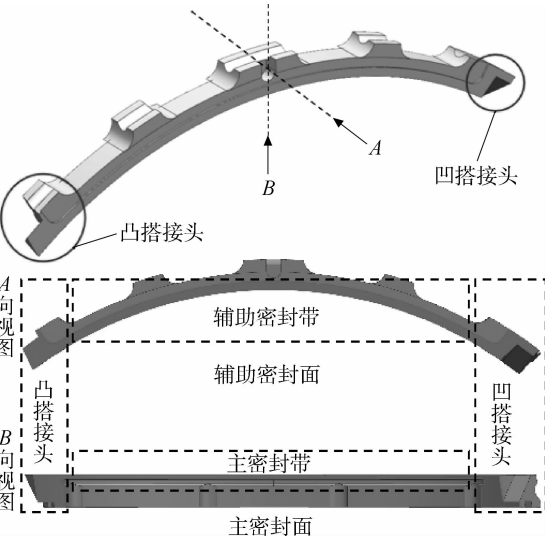


图 4 主、辅助密封面结构

Fig. 4 Structure of primary and secondary seal surfaces

表 2 材料属性

Table 2 Material properties

参数	结构钢	碳石墨
弹性模量/GPa	206	14
密度/(kg/m ³)	7 800	1 930
比热容/(J/(kg·℃))	460	900
导热系数/(W/(m·℃))	66.6	60
泊松比	0.3	0.25
热膨胀系数/10 ⁻⁵	1.06	0.5

2.2 网格划分

图 5 为对固体域和流体域的网格划分。流体域网格划分采用 Proximity and Curvature 技术优化气膜窄薄处的网格质量,并在边界层构建 3 层膨胀层网格适应无滑移理论,经过无关性检验,网格数量为 5 704 376,节点数量为 2 142 871(见图

5(a))。固体域网格用于圆周密封的热分析和结构分析,网格划分采用体网格尺寸控制,设定密封环网格单元尺寸为 1 mm,密封座与密封跑道网格单元尺寸为 2 mm,并对主、辅助密封面的耦合区域进行局部网格加密处理,耦合区域网格尺寸设定为 0.6 mm,最终划分的网格数量为 817 655,节点数量为 1 574 717(见图 5(b))。

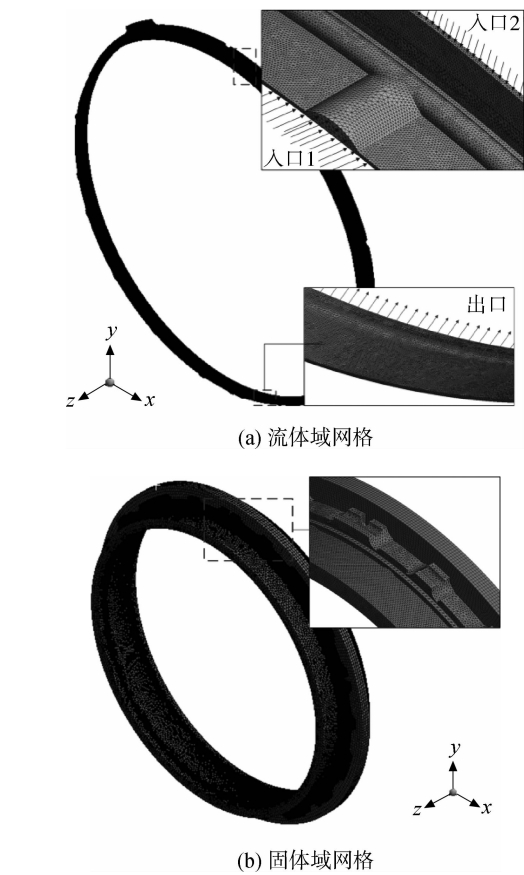


图 5 模型网格

Fig. 5 Mesh of model

2.3 热流固耦合模型的准确性验证

图 6 为热流固耦合模型分析的数值结果与理论计算结果和试验结果的对比分析。从图 6(a)可以看出,数值仿真值与文献[6]中的理论计算值变化规律一致,随压差($\Delta p = p_1 - p_2$)的增大,轴向气体不平衡压力均呈线性增大趋势。随压差的增大,数值仿真值与理论计算值之间的误差出现增大,但是最大误差仅为 10%。泄漏量数值模拟分析条件与文献[20]试验测试条件一致,可以看出:随压差的增大,封严气体泄漏量基本呈线性增加,数值仿真值与试验数据较为吻合,最大误差仅为 9%。通过将数值仿真的结果与受力分析模型理论值和试验数据的对比分析,验证了所建立的

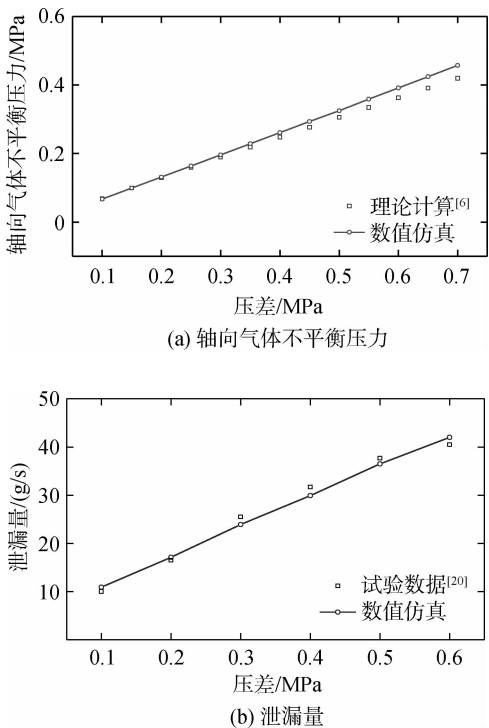


图 6 数值仿真结果对比分析

Fig. 6 Comparative analysis of numerical simulation results

圆周密封热流固耦合模型的准确性。

3 圆周密封热流固耦合分析

3.1 封严气体流动特性分析

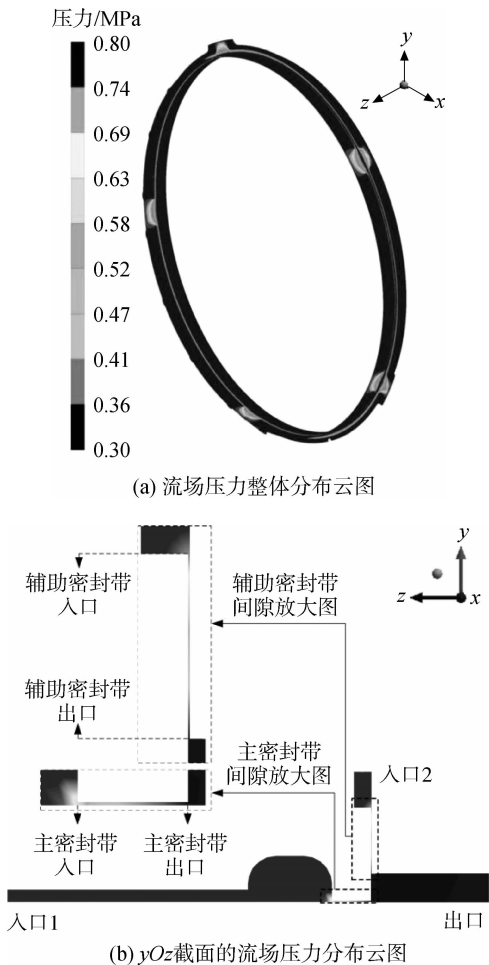
3.1.1 封严气体流场边界条件设定

在封严气体流场特性分析中,流场入口 1 和入口 2 采用压力入口边界条件,入口压力为 p_1 ,出口采用压力出口边界条件,出口压力为 p_2 。通过对封严气体流场与密封跑道耦合面采用多重参考系(MRF)模型,分析密封跑道旋转对封严气体流场作用,设定密封跑道转速 $n=16715\text{ r/min}$,其他表面采用静止壁面边界条件,设定气体与壁面之间无相对滑移。

3.1.2 封严气体流场结果与讨论

图 7 为封严气体流场压力分布云图。封严气体压力在进入密封区域前基本保持不变,其值为入口压力。当封严气体进入主、辅助密封面区域后,封严气体流动空间减小,结合密封跑道高速旋转的切向力作用,致使压力沿着 z 轴负向逐渐降低,到达出口位置时,压力降低为出口压力,如图 7(a)。从图 7(b)可以看出:封严气体在进入主密封带入口处出现较大的压力降低。封严气体在进入辅助密封带入口处出现一定的压力降低,但明显小于主密封带入口处的压力降。主密封带入口

处产生压力降的主要原因为封严气体受到密封跑道高速旋转作用形成涡旋运动,封严气体流速的大小和方向发生急剧变化,各截面上的速度分布规律也不断变化,沿 z 轴负向流动大大减弱,封严气体摩擦增强,使其产生压力损失。而密封跑道高速旋转对于辅助密封带入口处的封严气体影响极小,因此其压力降较小。当封严气体通过主、辅助密封带间隙时,因其黏滞性产生一定的压力损失,同时压差使得流体流速增大,压力逐渐降低,当气体通过密封带间隙后,压力基本保持出口压力不再发生变化。图 7(c)、图 7(d)分别为主、辅助密封面的压力分布局部放大图。可以看出:由于主、辅助密封带的宽度远小于密封环的宽度,在主、辅助密封带处的压力变化梯度较大,实现对两侧腔体压差的快速卸荷,以减少不平衡力对密封环的影响。在主、辅助密封搭接头的压力变化梯度较为均匀,基本呈线性趋势下降。分析认为:搭接头宽度与密封环宽度相等,压力变化梯度随密封环宽度的增加而变低,使得密封环两侧压差较大,无法对两侧腔体压差快速卸荷,会产生较大的不平衡力。在保证密封环强度安全的条件下,应



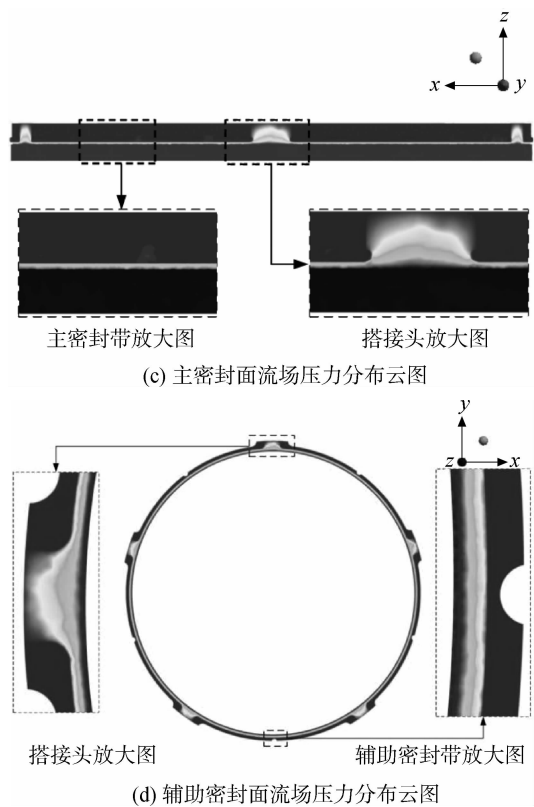


图 7 封严气体流场压力分布云图

Fig. 7 Pressure distribution contours of flow field of seal gas

尽量将搭接头宽度设计得较小,以减少不平衡力的影响,改善密封环性能。

图 8 为封严气体在主、辅助密封面的压力变化曲线。从图 8(a)可以看出,主密封带的压力曲线从入口 1 到主密封带区域之间基本维持入口压力,仅在主密封带入口处产生 0.15 MPa 压力降,在主密封带区域以较大的梯度迅速降低,到出口位置压力降为 0.3 MPa。搭接头的压力曲线沿着 z 轴负向以较均匀的梯度逐渐降低,卸压行程较长,这使得密封环两侧承受着较大的压差,易产生较大的气体不平衡力,从而引起密封环的侧倾,降低密封性能。因此可知:径向气体不平衡力主要作用在搭接头处,限制着密封环的性能,而在主密封带的径向气体不平衡力作用相对较小,这与图 7(c)的分析结果相一致。从图 8(b)可以看出,辅助密封带的压力随 y 轴负方向(气膜厚度方向)的变化规律与主密封带的压力变化规律相似,只在辅助密封带入口处降低了 0.12 MPa,搭接头处的压力降存在一定程度的波动,辅助密封带的压力降梯度更小,这是由于压力降梯度与主、辅助密封带的宽度有关,宽度越大压力降梯度越低,在密封环两侧产生的气体不平衡力也越大。辅助密封

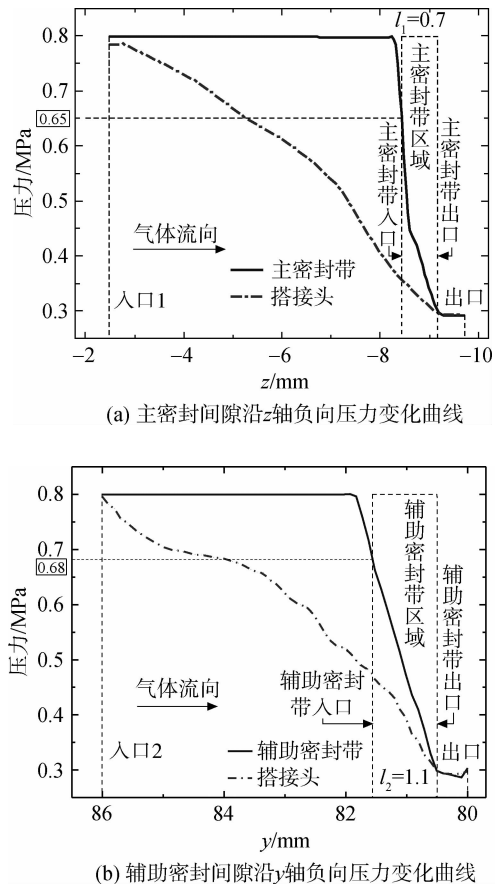


图 8 主、辅助密封面压力

Fig. 8 Pressure of primary and secondary seal surfaces

面的最大轴向气体不平衡力同样作用在搭接头处,辅助密封带的轴向气体不平衡力相对搭接头较小,这与图 7(d)的分析结果相一致。密封环受到的气体不平衡力主要来源于主、辅助密封面搭接头处,从而导致密封环受力不均匀,产生较大的接触载荷,易引起搭接头处产生较大的应力集中,降低了密封性能^[6]。

图 9 为封严气体流场速度分布云图。从图 9(a)可以看出,密封跑道表面的封严气体跟随密封跑道等速转动,封严气体与其他静止壁面接触处的速度为零,流体速度分布从密封跑道沿径向速度逐渐降低,在轴向上速度均匀分布。从图 9(b)可以看出,从入口 1 到主密封带入口处,封严气体在靠近主密封带入口的区域形成不规则的涡旋运动,进入主密封带间隙后,流速沿轴向分布均匀,沿径向逐渐降低。从入口 2 到辅助密封带入口处,封严气体流场无明显变化,进入辅助密封带间隙后,流速分布均匀,经过主、辅助密封间隙后,气体在出口区域汇合到一起,表现为较为紊乱的流动状态。分析认为:封严气体进入主密封间隙前,受到密封跑道高速旋转的作用,加速气体摩

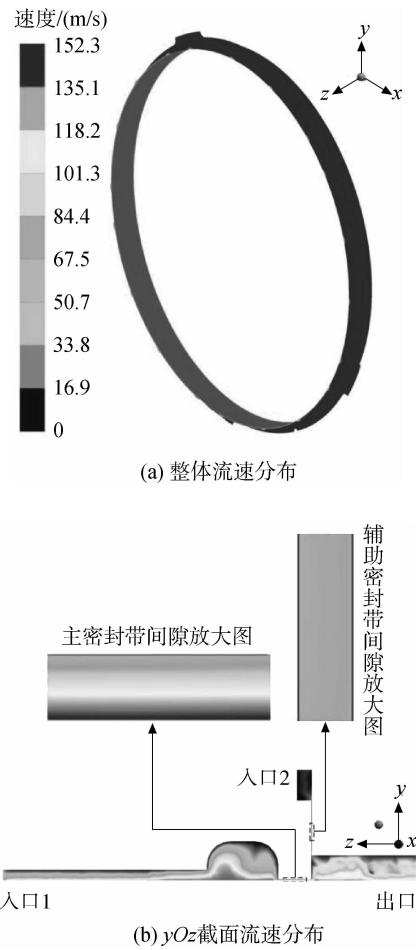


图 9 封严气体流速分布云图

Fig. 9 Velocity distribution contours of seal gas

擦,扰动气体流动形成涡旋区,出现打旋和轴向流动复合作用的无规则运动。进入主密封间隙后,通道变窄,经受压差和密封跑道高速旋转的复合作用,使封严气体在狭长的密封间隙中流速增大。封严气体进入辅助密封间隙前基本保持气体的初始状态,进入辅助密封间隙后,通道变窄,仅经受压差作用,其速度也增大,但小于经主密封间隙流过气体的流速。通过主、辅助密封带间隙的气体在出口处汇合,两股气体速度方向垂直交叉,产生相互的冲击和干扰,破坏了汇合区域的气体流动状态,从而导致气体流动状态紊乱。

3.2 温度场特性分析

密封环在受热或受力作用下的变形,将会引起过量泄漏及过度磨损。实际工况中,圆周密封工作于高温环境,受热变形大于受力变形^[6]。因此,圆周密封的温度场分布对其性能的提升和使用寿命的预测非常关键。

3.2.1 温度场边界条件设定

密封环主、辅助密封面分别与密封跑道和密

封座内伸凸缘端面产生摩擦,其他表面与封严气体腔高温气体接触。与封严气体接触表面采用温度边界条件施加,主、辅助密封面热量来源于摩擦生热和封严气体带来的热量,摩擦生热包括主密封面摩擦生热和辅助密封面微动摩擦生热。密封环、密封跑道和密封座的材料属性不同,需要进行合理的热量分配,计算得到相应的热流密度,主、辅助密封面采用热流密度施加边界条件。

主、辅助密封面摩擦生热量 Q_1 、 Q_2 分别为

$$Q_1 = 2\pi R_1 \mu_y f_{ty} \omega_f \quad (5)$$

$$Q_2 = 2\pi R_1 \mu_z f_{tz} \omega_f \left(\frac{\delta}{2R_1} + \mu_y \right) \quad (6)$$

式中 μ_y 为密封环与密封跑道摩擦因数; ω_f 为摩擦表面滑动速度 (m/s), 通过 $\omega_f = 2\pi R_1 n/60$ 计算; μ_z 为密封环与密封座摩擦因数; δ 为密封跑道的全跳动量, 取 $\delta = 0.1 \text{ mm}$; f_{ty} 和 f_{tz} 分别为每段圆周密封环与密封跑道和密封座接触面上单位长度的总接触载荷 (N/m), 计算公式见参考文献[6]。

主、辅助密封间隙封严气体释放的热量 Q_3 、 Q_4 分别为

$$Q_3 = \dot{m}_1 c_V (t_1 - t_2) \quad (7)$$

$$Q_4 = \dot{m}_2 c_V (t_1 - t_2) \quad (8)$$

式中 $\dot{m}_1$ 、 $\dot{m}_2$ 为主、辅助密封间隙泄漏量 (kg/s), 见参考文献[6]。

因此,由主、辅助密封面进入密封环的热流密度 q_1 、 q_2 分别为

$$q_1 = \frac{\gamma_1 (Q_1 + Q_3)}{S_1} \quad (9)$$

$$q_2 = \frac{\gamma_2 (Q_2 + Q_4)}{S_2} \quad (10)$$

式中 γ_1 、 γ_2 分别为主、辅助密封面热量分配系数, 见参考文献[21]; S_1 、 S_2 分别为主、辅助密封面的面积, 通过 ANSYS Design Modeler 可测得 $S_1 = 604.15 \text{ mm}^2$, $S_2 = 980.22 \text{ mm}^2$ 。表 3 为经计算得到的热量、分配系数和热流密度。

表 3 热计算结果

Table 3 Thermal calculation results

参数	数值	参数	数值
Q_1/J	1891	γ_1	0.97
Q_2/J	733	γ_2	0.47
Q_3/J	154	$q_1/(\text{J}/(\text{mm}^2 \cdot \text{s}))$	3.28
Q_4/J	154	$q_2/(\text{J}/(\text{mm}^2 \cdot \text{s}))$	0.43

3.2.2 温度场结果与讨论

图 10 所示为密封环温度场分布云图。可以看出:主密封面温度比辅助密封面温度高,主、辅助密封带的温度均低于搭接头处温度,最高温度出现在主密封面凸搭接头处。分析认为:密封跑道的高速旋转与密封环主密封面摩擦生热量大,封严气体从高温腔流入低温腔的过程中散出一部分热量,这些热量通过热传导方式分配到主密封面与密封跑道外表面,致使主密封面温升较高。辅助密封面与密封座间的微动摩擦热小,其热量主要来源于封严气体的散失热量,因此辅助密封面的温升较低。单位长度的搭接头接触面积大于主、辅助密封带,集中在搭接头中央部位的热量无法瞬时向周围环境散失,使得搭接头处的温升相比主、辅助密封带高。

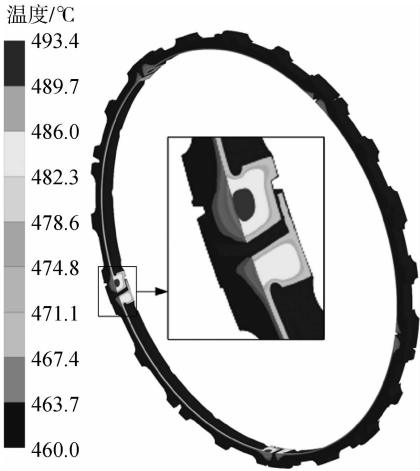


图 10 密封环温度场分布云图

Fig. 10 Temperature distribution contours of seal ring

3.3 结构场特性分析

3.3.1 结构场边界条件设定

密封跑道轴向和径向施加位移约束,密封座进行全约束,密封环在柱坐标系下施加周向位移约束。主、辅助密封面施加径向和轴向气体不平衡力。密封环上表面周簧槽和侧面波簧槽分别施加径向载荷和轴向载荷。

3.3.2 结构场结果与讨论

图 11 为密封环主、辅助密封面的变形与等效应力分布云图。从图 11(a)可以看出,主、辅助密封带变形比较均匀,最大变形位于凸搭接头处,其值为 $2.13\mu\text{m}$,凹搭接头处变形较小。原因为凸搭接头与密封跑道的接触面积比凹搭接头大,在

凸搭接头处产生的径向、轴向气体不平衡力更大,导致密封环两侧受力不均,在主、辅助密封的凸搭接头处产生更大的变形。从图 11(b)可以看出,最大等效应力位于凸搭接头与主、辅助密封带过渡位置,其值为 1.02MPa ,主、辅助密封带应力分布均匀。分析认为:由于搭接头处的几何结构较为复杂,尖锐菱角结构较多,同时承受气体不平衡力较大,导致在该区域产生较大的应力。

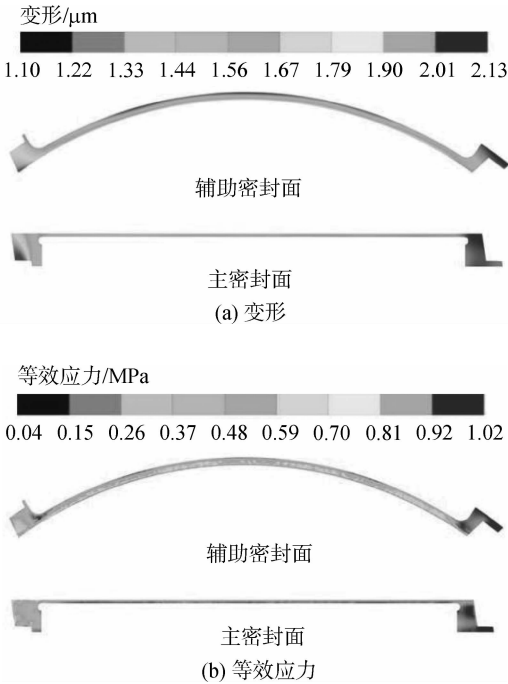


图 11 主、辅助密封面变形与等效应力分布云图

Fig. 11 Deformation and von Mises stress distribution contours of primary and secondary seal surfaces

3.4 耦合分析结果与讨论

图 12 为不同物理场耦合下的主、辅助密封面变形分布云图。流固耦合分析表明:主、辅助密封面的最大变形出现在密封环凸搭接头及主、辅助密封带中央位置,最大变形量为 $6.38\mu\text{m}$,见图 12(a)。与结构分析(见图 11(a))相比,主、辅助密封面均出现了较大的变形增量,其原因为封严气体在主、辅助密封面产生的气体不平衡力所导致,因此,流场特性对主、辅助密封面的变形具有较大的影响,在圆周密封设计分析中必须考虑。从图 12(b)可知,与结构分析(见图 11(a))相比,主、辅助密封面最大变形分布发生了明显转移,从凸搭接头处转移至密封环两侧搭接头处,最大变形量为 $16.78\mu\text{m}$ 。分析认为:密封环工作时,搭接头处接触面积大,产生热量多,散热条件差,导致温升较高,致使最高温度分布在两侧搭接头处,密封

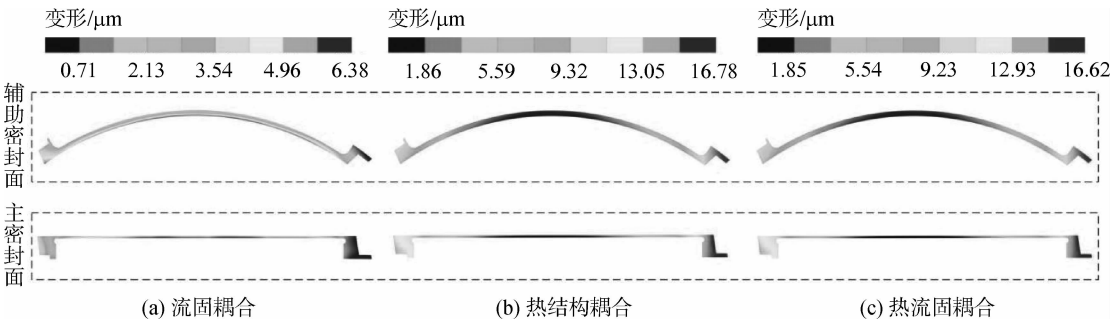


图 12 主、辅助密封面变形分布云图

Fig. 12 Deformation distribution contours of primary and secondary seal surfaces

环受热膨胀较严重,高温下受热变形量要远大于受力变形量。因此,温度场对主、辅助密封面的变形具有显著影响,任何忽略温度场的影响都将会导致圆周密封设计分析的精准度降低,严重影响圆周密封使用寿命的预测。从图 12(c)可知:主、辅助密封面的变形分布规律与热结构耦合分析结果基本一致,最大变形量为 16.62 μm ,较流固耦合增加了 161%,这是因为封严气体流场产生的推力变形和由温度场引起的热膨胀变形方向相反,变形量相互抵消了一部分,因此出现了热流固耦合的最大变形量比热结构分析结果略小的现象。

图 13 为主、辅助密封面不同物理场耦合的等效应力分布云图。从图 13(a)可知,最大等效应力位于凸搭接头与主、辅助密封带过渡处,其值为 1.86 MPa,与结构分析(见图 11(b))相比增加了 82%。分析认为:考虑了流场特性对密封环作用下,主、辅助密封面气体不平衡力明显增大,致使该区域等效应力增大。热结构耦合分析可知:密封环最大等效应力也出现在凸搭接头与主、辅助密封带过渡处,为 2.77 MPa,与结构分析(见图 11(b))相比增加了 172%,热效应影响显著。分析认为:凸搭接头和密封带过渡位置温度变化梯

度较大,热应力作用明显,致使等效应力值显著增大,如图 13(b)所示。由图 13(c)可知:等效应力分布与热结构耦合应力分布情况一致,但等效应力值增加至 3.41 MPa,比结构分析(见图 11(b))增加了 234%,比流固耦合分析增加了 83%,比热结构耦合分析增加了 23%。可以发现:封严气体流场与热应力均对密封环等效应力产生较大影响,虽然热应力的影响相对更为显著,但气体流场所产生的影响足以改变密封环在结构中的受力均衡性和密封性能。

图 14 为不同耦合场下的主、辅助密封面交线路径的等效应力分布曲线。0~8mm 为凸搭接头区域,8~95mm 为密封带区域,95~100mm 为凹搭接头区域。结果表明:不同条件下密封环的等效应力变化规律基本相同,表现为降低—增大—降低—基本稳定—增大—降低—降低的变化规律。对于单一场和耦合场分析,最大等效应力均出现在凸搭接头与主、辅助密封带过渡处,在凹搭接头与主、辅助密封带过渡处也出现了等效应力的极值,但要小于最大等效应力。密封带区域的等效应力明显低于单瓣密封环两侧搭接头与主、辅助密封带过渡处的等效应力。主、辅助密封带区域在结构场下的等效应力最小,热流固耦合分析等效应

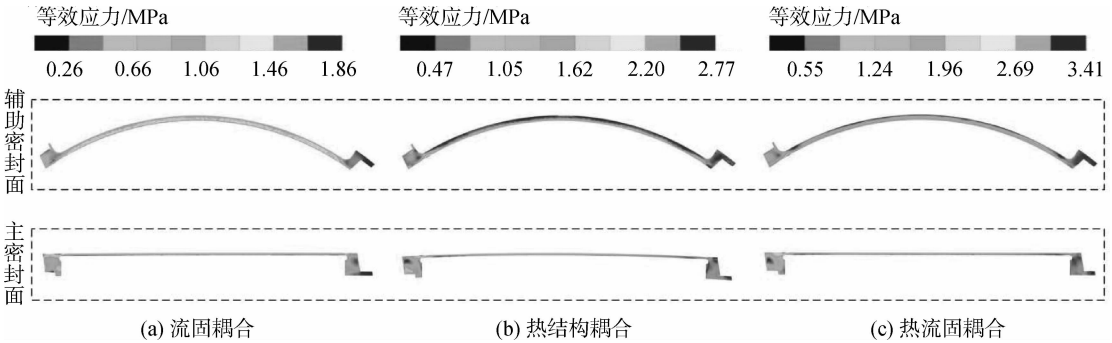


图 13 主、辅助密封面等效应力分布云图

Fig. 13 Von Mises stress distribution contours of primary and secondary seal surfaces

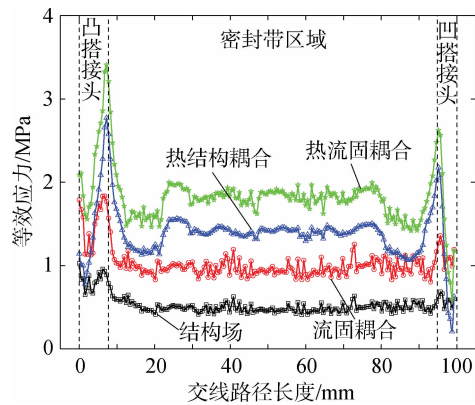


图 14 不同耦合场下等效应力变化规律

Fig. 14 Variation of von Mises stress under different coupling fields

力最大。流固耦合下,凸搭接头区域的等效应力在 1.1~1.86 MPa 之间大幅度波动,凹搭接头区域的等效应力在 0.8~1.2 MPa 之间轻微波动,密封带区域等效应力维持在 0.8~1.1 MPa 之间轻微波动。热结构耦合下,凸搭接头区域的等效应力在 0.7~2.77 MPa 之间大幅度波动,凹搭接头区域的等效应力在 0.3~2.2 MPa 之间大幅波动,密封带区域等效应力在 1.05~1.5 MPa 之间轻微波动。可以发现:热结构耦合的搭接头处等效应力最大波动幅度高达 2.07 MPa,远大于流固耦合最大波动幅度(0.76 MPa)。由此可见:热效应对搭接头区域的等效应力波动影响更显著。热流固耦合下,凸搭接头区域的等效应力在 1.6~3.41 MPa 之间大幅度波动,凹搭接头区域的等效应力在 0.5~2.6 MPa 之间轻微波动,密封带区域等效应力维持在 1.5~2.0 MPa 之间轻微波动。分析认为:搭接头处复杂的几何构型导致凸、凹搭接头的等效应力波动较大,密封带的几何构型比较规则,所以该处应力分布较为均匀,无大幅度波动。另外,在搭接头与密封带过渡区域,密封面几何形状变化大,容易产生大的等效应力,所以在凸、凹搭接头与密封带过渡区域均出现很大的应力。从不同多物理场耦合可知:流固耦合、热结构耦合和热流固耦合的最大等效应力均比结构场大,热流固耦合下最大等效应力最大,热结构耦合次之,流固耦合最小,这与图 13 的分析结果是一致的。流固耦合分析中封严气体在搭接头处产生较大气体不平衡力,引起密封环总接触载荷增大,导致具有比结构分析更大的等效应力。热结构耦合分析中高温引起的热变形使得搭接头区域变形较大,产生了较大的热应力,热应力比封严气体压力对最大等效应力的影响更为显著,热结构耦合下的等

效应力比流固耦合下的大。热流固耦合分析考虑封严气体流场和热效应共同作用,封严气体产生的不平衡力与热效应作用叠加,致使热流固耦合下的最大等效应力最大。综合分析:温度场对密封环变形的影响起主导作用。流场产生的变形和温度场产生热变形反向叠加,减小了密封环的变形量。温度场和流场均引起较大的应力值增幅,因此,在圆周密封的密封性能分析中,必须考虑流场和温度场的耦合作用。

4 工况对圆周密封性能的影响

图 15 为不同工况下密封跑道转速(n)与最大变形的关系。可以看出,最大变形量随着密封跑道转速的增加呈线性增加的变化规律,但增大梯度较小。最大变形量随压差增大而增大,但增大梯度较小。最大变形量随温差($\Delta t = t_1 - t_2$)增大而增大,温差增加 10℃产生的最大变形增量远大于压差增加 0.1 MPa 的增量,密封环的变形对温差的变化更为敏感,温度场作用效果更显著。分析认为:密封跑道转速增大,摩擦热增大,热量分布的不均匀性变强,致使主、辅助密封面的热膨胀效应显著,导致产生的变形量也逐渐增大。压差的增大,主、辅助密封面上的气体不平衡力增大,致使主密封面与密封跑道总接触载荷增大,摩擦热增加,热膨胀效应导致变形量增大。温差增大影响了密封环的热膨胀,引起更大热变形。

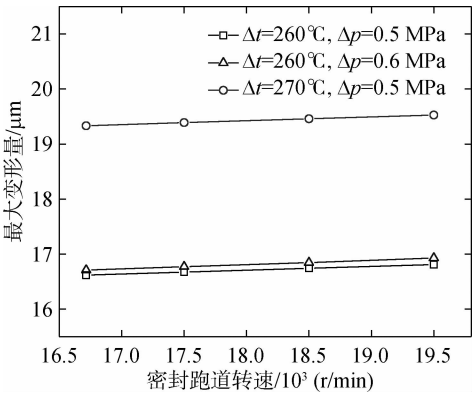


图 15 不同工况下最大变形与密封跑道转速关系曲线

Fig. 15 Maximum deformation vs. seal runner speed under different conditions

图 16 为不同工况下密封跑道转速与最大等效应力关系。结果表明:随着密封跑道转速的增加,最大等效应力呈线性增加。最大等效应力随着压差及温差的增大而增大,压差增加 0.1 MPa 产生的最大等效应力增量远大于温差增加 10℃

的增量,由此可见密封环的最大等效应力对压差的变化更为敏感。分析认为:密封跑道转速增大,摩擦热增加,热效应增强,产生的热应力增大。压差增大时,主、辅助密封面所受气体不平衡力增大,导致了总接触载荷增大,产生的应力增大。温差升高,直接导致密封面热效应增强,致使密封环所受热应力增大。

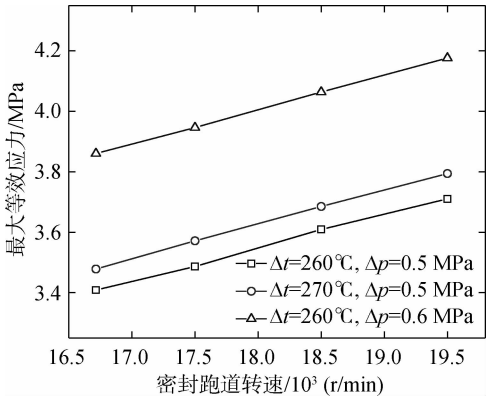


图 16 不同工况下最大等效应力与密封跑道转速关系曲线

Fig. 16 Maximum von Mises stress vs. seal runner speed under different conditions

图 17 为压差为 0.4 MPa 和温差为 260 ℃ 工况下,泄漏量随密封跑道转速的变化规律。可以看出,泄漏量随着密封跑道转速的增大而减小,密封跑道转速从 16 715 r/min 增大到 34 500 r/min,泄漏量减少了 0.09 g/s。分析认为,随着密封跑道转速的增大,密封跑道对封严气体的剪切力增大,改变了气体的流动状态,使得气体涡旋现象更为剧烈,阻碍了气体沿密封间隙的泄漏。这与文献[22]中试验数据的变化规律相一致。

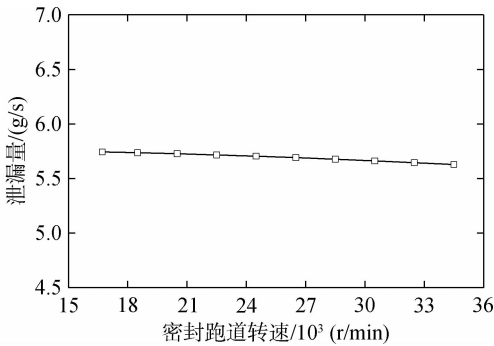


图 17 泄漏量与密封跑道转速关系曲线

Fig. 17 Leakage vs. seal runner speed

图 18 为密封跑道转速为 16 715 r/min 和温差为 260 ℃ 工况下,泄漏量与压差关系曲线。可

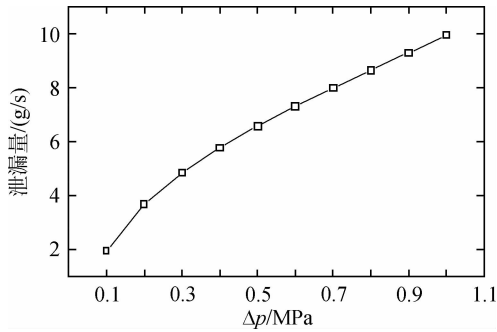


图 18 泄漏量与压差关系曲线

Fig. 18 Leakage vs. pressure difference

以看出,泄漏量随着压差的增大逐渐增大,压差在 0.1~0.4 MPa 范围内,泄漏量显著增大,增大量为 3.72 g/s,当压差超过 0.4 MPa 后,泄漏量近似呈线性增加,当密封压差达到 1.0 MPa 时,泄漏量达到了 9.87 g/s,泄漏量对压差的变化更敏感。其原因为气体流动受到压差的影响,总是从高压区域流向低压区域,随着压差的增加,加速了气体流动,泄漏量也会明显增加。

5 结 论

1) 通过对圆周密封三维模型分析,得到了封严气体压力和流速分布规律,压力降梯度与密封带宽度负相关。密封跑道旋转导致封严气体出现不规则涡旋运动,显著影响流速的分布。封严气体导致的最大不平衡载荷位于密封环搭接头处。密封环最高温度位于主密封面凸搭接头处。

2) 得到了不同耦合分析下密封环的变形和等效应力分布规律。流固耦合下,密封环变形和等效应力分布规律与结构分析基本一致,变形量和等效应力增大;热结构耦合下,与结构分析比较,密封环的最大变形开始由凸搭接头向密封环两侧搭接头处转移,应力分布规律基本不变,变形量和等效应力出现了显著增加;热流固耦合下,密封环的变形和等效应力分布规律与热结构耦合分析基本一致,与结构分析比较,最大变形量有所降低,最大等效应力出现较显著增大。变形量增大了 680%,等效应力增大了 234%。

3) 基于热流固耦合分析得到了密封跑道转速、压差及温差对圆周密封性能的影响特性。最大等效应力和最大变形量随着密封跑道转速、压差及温差增大而增大,温差对变形量起主要作用,压差对最大等效应力影响更显著。泄漏量随密封跑道转速增大而减小,随压差增大而增大,压差对泄漏量具有决定性的作用。

参考文献:

[1] STEINETZ B M, DUNLAP P H, PROCTOR M P, et al. Overview of NASA glenn seal program[C]//Proceedings of NASA Seal/Secondary Air System Workshop. Cleveland, US; NASA Glenn Research Center, 2009: 57-90.

[2] DUNLAP P H J. An overview of advanced elastomeric seal development and testing capabilities at nasa glenn research center[C]//Proceedings of 50th AIAA Propulsion Conference. Cleveland, US; AIAA/ASME/SAE/ASEE, 2015: 2199-2214.

[3] STEINETZ B M, HENDRICKS R C. Engine seal technology requirements to meet NASA's advanced subsonic technology program goals[J]. Journal of Propulsion and Power, 1996, 12(4): 786-793.

[4] STEINETZ B M, HENDRICKS R C. Overview of NASA glenn seal development program [C] // Proceedings of NASA Seal/Secondary Air System Workshop. Cleveland, US; NASA Glenn Research Center, 2000: 1-22.

[5] 林基恕, 张振波. 21 世纪航空发动机动力传输系统的展望[J]. 航空动力学报, 2001, 16(2): 108-114, 118. LIN Jishu, ZHANG Zhenbo. Prospects of aeroengine power transmission system in the 21st century[J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(2): 108-114, 118. (in Chinese)

[6] 《航空发动机设计手册》总编委会编. 航空发动机设计手册: 第 12 册 传动及润滑系统[M]. 北京: 航空工业出版社, 2002.

[7] HADY W F, LUDWIG L P. New circumferential seal design concept using self-acting lift geometries[R]. NASA TN D-6805, 1972.

[8] LUDWIG L P, STROM T N. Improved circumferential shaft seal for aircraft gear transmissions[R]. NASA TN D-7130, 1973.

[9] GOLDRING E N. Feasibility study of negative lift circumferential type seal for helicopter transmissions[R]. NASA CR 135302, 1977.

[10] ALLEN G P. Self-acting lift-pad geometry for circumferential seals: a noncontacting concept[R]. NASA TP-1583, 1980.

[11] OIKE M, NOSAKA M, WATANABE Y, et al. Experimental study on high-pressure gas seals for a liquid oxygen turbopump[J]. Tribology Transactions, 1988, 31(1): 91-97.

[12] STROM T N, LUDWIG L P. Development of circumferential seal for helicopter transmissions: results of bench and flight tests[R]. NASA TM X-71806, 1975.

[13] KLIGERMAN Y, ETSION I. Analysis of the hydrodynamic effects in a surface textured circumferential gas seal[J]. Tribology Transactions, 2001, 44(3): 472-478.

[14] PESCOLIDIO A, DOBEK L. Development of high misalignment carbon seals [C] // Proceedings of 37th Joint Propulsion Conference and Exhibit. Salt Lake City, US; AIAA/ASME/SAE/ASEE, 2001: 1-16.

[15] SHAUGHNESSY D, DOBEK L. High misalignment carbon seals for the fan drive gear system technologies[C]//Proceedings of NASA Seal/Secondary Air System Workshop. Cleveland, US; NASA Glenn Research Center, 2006: 149-166.

[16] 邵山中. 主轴承腔转子跳动对石墨圆周密封的影响分析[D]. 沈阳: 沈阳航空航天大学, 2016. SHAO Shanzhong. Influence analysis of the rotor runout in the main bearing compartment to circumferential carbon seal[D]. Shenyang: Shenyang Aerospace University, 2016. (in Chinese)

[17] 张博. 接触式圆周密封性能分析与参数化设计[D]. 沈阳: 东北大学, 2017. ZHANG Bo. Performance analysis and parametric design of contact circumferential seal [D]. Shenyang: Northeastern University, 2017. (in Chinese)

[18] YAKHOT V, ORSZAG S A. Renormalization group analysis of turbulence: I basic theory[J]. Journal of Scientific Computing, 1986, 1(1): 3-51.

[19] 是勋刚. 湍流[M]. 天津: 天津大学出版社, 1994.

[20] LUDWIG L P, LYNWANDER P. Mainshaft seals for small gas turbine engines[J]. ASLE Transactions, 1976, 19(1): 33-47.

[21] BHUSHAN B. Introduction to tribology[M]. Hoboken, US: John Wiley & Sons, 2002.

[22] ELROD D A. Entrance and exit region friction factor models for annular seal analysis[D]. College Station, US: Texas A&M University, 1988.

(编辑: 陈 越)