

DOI: 10.3901/JME.2021.03.129

液氮内喷式主轴迷宫密封结构变形 对泄漏特性的影响^{*}

王永青 班仔优 韩灵生 刘 阔 孔繁泽 刘海波
(大连理工大学精密与特种加工教育部重点实验室 大连 116024)

摘要: 迷宫密封是保证旋转机械中定子与转子之间密封性能的关键结构。超低温冷却加工机床液氮内喷式主轴采用迷宫密封对超低温介质进行密封,密封件承受非常大的温度载荷和应力载荷,会产生结构变形并影响密封性能。为研究超低温冷却加工机床液氮内喷式主轴内迷宫密封件在超低温环境下的结构变形对密封性能的影响规律,基于流体力学、传热学、弹性力学理论,采用多物理场耦合数值分析方法,对迷宫密封的温度场、变形规律、泄漏特性等进行了深入分析,得到了超低温介质密封结构的温度场分布和变形后的密封间隙并创建了考虑结构变形的泄漏量模型。研究表明:密封超低温介质时,在低温载荷的影响下迷宫密封件发生受冷收缩变形导致迷宫密封间隙明显增加, $-188.56\text{ }^{\circ}\text{C}$ 低温下泄漏量增加了 2 倍,密封结构的密封性能变差。对多种工况下迷宫密封结构变形后的泄漏量进行对比分析,相对误差均在 6% 以下,证明了所建立的泄漏量模型的有效性。

关键词: 迷宫密封; 超低温介质; 结构变形; 泄漏量; 数值分析

中图分类号: TG156

Influence of Structure Deformation on Leakage Characteristics in Labyrinth Seal inside the Cryogenic Internal-cooling Spindle

WANG Yongqing BAN Ziyu HAN Lingsheng LIU Kuo KONG Fanze LIU Haibo
(Key Laboratory for Precision and Non-traditional Machining Technology of Ministry of Education, Dalian University of Technology, Dalian 116024)

Abstract: Labyrinth seal is the key structure to ensure the sealing performance between stator and rotor in rotating machinery. When used to seal the cryogenic fluid in the spindle of cryogenic machine tool, the labyrinth seal bears a very large temperature load and stress load, which will produce structural deformation and indirectly affect the sealing performance. In order to research the influence of structural deformation on the performance of labyrinth seal in the spindle of cryogenic machine tool, the temperature field, the deformation law of labyrinth seal, leakage characteristics of labyrinth seal in cryogenic fluid are studied based on the numerical analysis method of multi physical field coupling and some mechanics. Through the analysis, the temperature field distribution of the seal structure, the sealing clearance after deformation are obtained, and the leakage model considering the structure deformation is established. The leakage at low temperature of $-188.56\text{ }^{\circ}\text{C}$ increased by two times, the result shows that the thermal shrinkage deformation of labyrinth seals results in the deterioration of seal performance under the influence of temperature load. By comparing and analyzing the leakage of several working conditions, the relative errors are less than 6%, the validity of the proposed leakage model considering structural deformation is verified.

Key words: labyrinth seal; cryogenic liquid; structural deformation; leakage; numerical analysis

^{*} 国家重点研发计划(2019YFB2005400)、NSFC-辽宁联合基金(U1608251)、大连市高层次人才创新支持计划(2018RD05、2018RQ14)、辽宁省“兴辽英才计划”(XLYC1807081)和长江学者特聘教授奖励计划(T2017030)资助项目。20200310 收到初稿, 20201020 收到修改稿

0 前言

近年来,以液氮等超低温介质作为冷却介质的内喷式超低温切削作为一种新型的绿色加工工艺,受到国内外学者的广泛关注。此外,超低温内喷式冷却对机床主轴提出了更高的技术要求,其中液氮内喷式主轴的超低温介质密封是控制超低温介质泄漏以保证主轴性能、提高超低温切削性能的一项关键技术^[1-3]。迷宫密封是旋转机械中保证定子和转子之间密封性能的关键结构,也是旋转部件间使用的最为广泛的非接触式密封形式^[4-5]。超低温冷却加工机床的液氮内喷式主轴内部普遍采用迷宫密封对超低温介质进行密封减少液氮泄漏,因此研究超低温介质下的迷宫密封性能对提高超低温冷却加工机床的使用性能十分关键。

为降低迷宫密封泄漏量,提高其密封性能,国内外学者做了大量研究工作。研究人员在实验测量和热力学分析相结合的基础上得到一些模型公式及计算方法,并通过加入经验修正参数得到包含各种不同参数的泄漏量预测公式^[5-8]。近年来,随着计算流体动力学的发展,研究人员开始运用先进的技术和设备并采取数值计算的方法对迷宫密封结构泄漏特性进行研究^[9-15]。SIVAKUMAR 等^[9]基于 CFX 对直通形迷宫密封的角度、高度和宽度等参数进行优化,并通过实验验证了优化方法的有效性。WANG 等^[11]基于数值计算方法研究了四种预旋方式对迷宫密封流场及泄漏量的影响规律。此外,稳定的密封结构是保证良好密封的关键。近年来,热效应造成的密封结构变形对密封性能的影响也逐渐被关注。SIVAKUMAR 等^[16]研究了迷宫密封转子转速、温度和结构离心变形之间的关系,并分析了旋转效应和热效应造成的离心变形对迷宫结构转子稳定性的影响。张雨等^[17-18]分析了高速列车齿轮箱转子旋转造成的离心变形和热膨胀变形对迷宫密封性能的影响,并建立了齿轮箱直通式迷宫密封计算模型。

然而,超低温介质的密封不同于常温流体密封或者转子热变形时的密封,流经迷宫密封件时超低温介质的温度载荷将造成相应结构的受冷收缩变形及弯曲变形。变形改变迷宫密封件的结构尺寸,影响密封结构的“直通效应”,造成密封性能的变化,所以对超低温介质的迷宫密封特性进行分析具有重要意义。为了研究超低温介质下迷宫密封的性能,本文以超低温冷却加工机床液氮内喷式主轴内直通

式迷宫密封为研究对象,基于流体力学、传热学、弹性力学理论,借助多物理场耦合的数值分析方法,分析超低温条件下密封结构的热变形对密封结构性能的影响规律并建立考虑结构变形后的密封泄漏量模型,为相应工况下的直通型迷宫密封结构设计提供参考。

1 迷宫密封数值分析

1.1 数值计算模型

本文以超低温冷却加工机床液氮内喷式主轴内部的超低温介质迷宫密封为研究对象,其三维模型可以简化为如图 1 所示,其剖面示意图如图 2 所示。图中密封介质为液氮,密封件材料有两种:铝合金、高分子材料,具体材料属性如下表 1 所示。 c 为密封间隙, L 为迷宫密封件内外径之差, H 为密封齿高度, B 为密封齿腔宽度, t 为密封齿厚度, R 为旋转轴半径, α 为密封齿的倾斜角度,相应齿形的具体结构参数如表 2 所示。

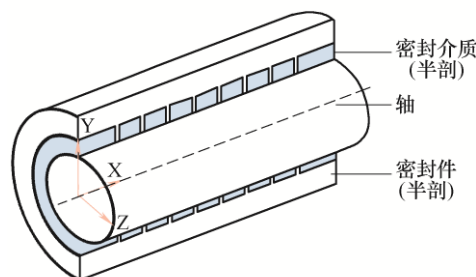


图 1 迷宫密封三维模型

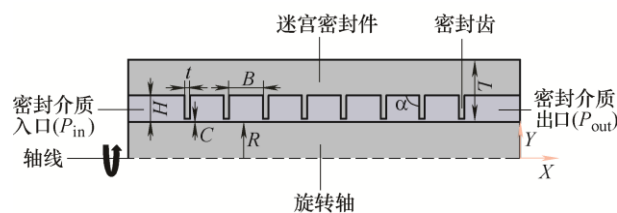


图 2 迷宫密封剖面示意图

表 1 密封件材料属性

材料	密度 (kg/m ³)	泊松比	弹性模量 (MPa)	导热系数 (W/(m·K))	热膨胀系数 (1/K)
高分子材料	1 450	0.41	3 098	0.28	5×10 ⁻⁵
铝合金材料	2 072	0.33	70 000	231	2.3×10 ⁻⁵

表 2 密封结构参数

参数	数值
----	----

高度 H/mm	5
齿厚度 t/mm	1
齿腔宽度 B/mm	7
密封间隙 c/mm	0.1, 0.2, 0.3
旋转轴半径 R/mm	12.6, 12.5, 12.4
内外径之差 L/mm	12.3
倾斜角度 $\alpha/^\circ$	60~120

1.2 模型设定与网格划分

建立三维模型后, 导入 ANSYS Workbench 进行后续数值仿真分析。当不考虑迷宫密封件变形时, 仅用 Fluent 软件对密封介质进行流场求解。考虑迷宫密封件的变形时, 则需要在 ANSYS Workbench 平台中进行流、固耦合计算。

数值模拟的设置参考相关的论文, 以保证数值仿真模型的可靠性^[9,11-13]。对于迷宫密封内部密封介质流场分析时, 为简化问题, 不考虑超低温介质的相变过程, 同时认为整个流场计算域是完全湍流。双向耦合计算, 不考虑旋转轴的变形同时认为迷宫密封件的材料为各向同性。湍流模型采用 RNG k- ϵ 模型, 选择二阶离散格式, 同时打开能量方程。当湍流方程以及能量方程残差值小于 10^{-5} , 能量方程残差值小于 10^{-6} , 进出口质量稳定并且小于 10^{-3} 时, 认为数值分析结果收敛。

如图 3 所示, 本文利用 ANSYS MESH 对计算模型进行结构化网格划分。如图 4 所示, 网格无关性验证的结果表明, 当网格数量大于 100 万时, 泄漏量的计算误差保持在 1.2% 以下即泄漏量基本保持恒定, 因此在保证计算精度的前提下为了节省数值计算的时间, 本文流场所划分的结构网格数量在 100 万左右。

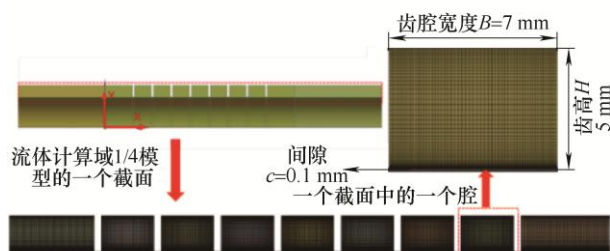


图 3 流场计算模型网格划分示意图

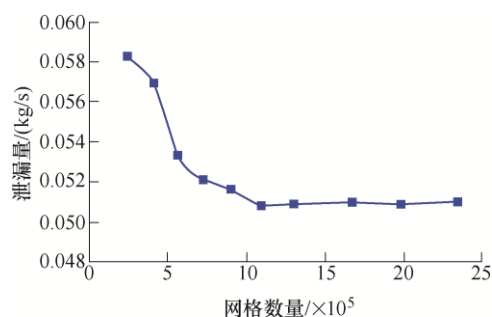


图 4 泄漏量与网格数量关系图

2 数值仿真结果与分析

2.1 密封间隙对泄漏量的影响规律

不考虑迷宫密封结构的变形, 本节基于迷宫密封流场数值仿真结果, 分析密封间隙对迷宫密封泄漏量的影响规律。通过 $\alpha=90^\circ$ 、 $P_{\text{in}}=401\ 325\ \text{Pa}$ 、 $P_{\text{out}}=101\ 325\ \text{Pa}$ 、 $T_{\text{in}}=-188.56^\circ\text{C}$ 时不同间隙 c 的泄漏量仿真结果, 并对泄漏量 m 与间隙 c 之间关系进行拟合, 拟合结果如图 5 所示, 拟合公式如式(1)所示

$$m = 1.264\ 8c^{1.5} + 0.021\ 2 \quad (1)$$

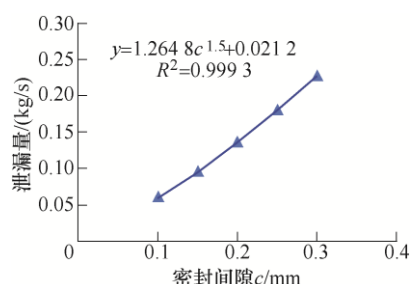


图 5 密封间隙 c 与泄漏量 m 关系曲线图

如式(1)所示可以认为迷宫密封泄漏量 m 大体与间隙 c 的 1.5 次方成比例, 即间隙 c 的增大会导致密封性能降低, 这与相关论文的结论相符^[14, 19]。因为随着间隙宽度的增大, 节流孔的节流作用会减小, 从而导致泄漏量变大。如图 6 所示为相同边界条件下三种间隙在迷宫密封内轴向上压力分布曲线图, 根据伯努利方程可知, 流体介质从入口端 P_{in} 到出口端压力 P_{out} 压力逐渐降低, 流体介质进入密封空腔内转化为动能并形成涡旋, 参与质量和能量的交换。当再次进入下一个密封齿间隙时, 由于流道截面急剧减少, 压力能再次转化为动能, 间隙宽度越大节流孔的作用则越小, 导致齿顶流速越大, 泄漏量也越大。

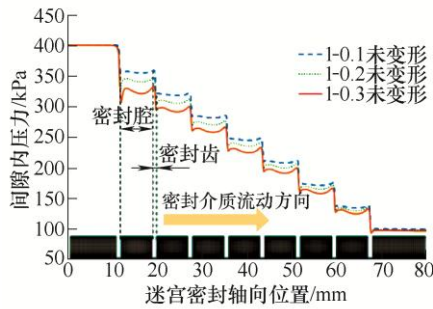


图 6 密封间隙内轴向位置压力分布曲线图

2.2 齿形角对泄漏量的影响规律

密封齿齿形角 α 也是影响迷宫密封泄漏量的一个主要因素，多数学者认为迷宫密封节流齿朝着流向倾斜对密封效果有积极的影响，反之当节流齿背向流向倾斜则对密封效果不利^[5, 14]。试验发现，斜齿相对于直齿可使介质在空腔内的扩散更加彻底，减少透气效应，有利于泄漏速率的降低。并且最佳节流齿倾斜角的存在不明显，约在 45° ^[20]。

在间隙 $c=0.1\text{ mm}$ 时，分别对齿形角为 60° 、 90° 、 120° 三种密封结构泄漏量进行分析，三种倾斜角度下随压差 (Δp) 变化的泄漏量结果图 7 所示。结果表明， 120° 的泄漏量大于 90° 的泄漏量，而 60° 的泄漏量小于 90° 的泄漏量，因此可认为对于该密封结构齿形角在 $60^{\circ}\sim 120^{\circ}$ 范围内节流齿背向流向倾斜对密封效果有不利影响。

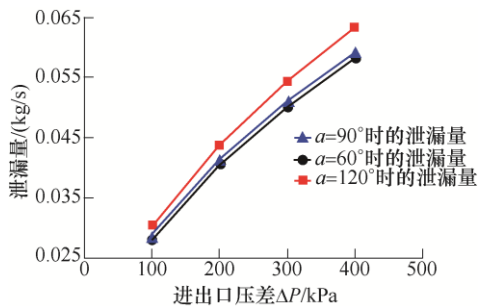


图 7 三种齿形角下压差与泄漏量关系图

2.3 迷宫密封结构变形与泄漏量分析

为分析超低温介质对密封结构变形及泄漏量的影响规律，需要进行多物理场耦合仿真。分析结构变形时，本文主要考虑密封齿受冷收缩变形以及压力导致密封齿的弯曲变形。

当 $c=0.1\text{ mm}$ 、 $\alpha=90^{\circ}$ 、 $P_{\text{in}}=401\ 325\text{ Pa}$ 、 $P_{\text{out}}=101\ 325\text{ Pa}$ 、 $T_{\text{in}}=-188.56^{\circ}\text{C}$ ，迷宫密封结构采用高分子材料时，达到稳态后迷宫密封结构的变形结果如图 8 所示。变形后的第一个密封齿的间隙值为 $c'=0.23\text{ mm}$ ，第一个密封齿弯曲变形倾角 $\Delta\theta=1.409^{\circ}$ 。因此当采用高分子材料时，超低温密封介质流动导

致密封间隙增大、以及一定程度的齿形倾斜。此时密封介质液氮的泄漏量为 0.143 kg/s ，相比较于不考虑变形时该结构 0.051 kg/s 的泄漏量，增大了 2 倍，可见密封性能大大降低。

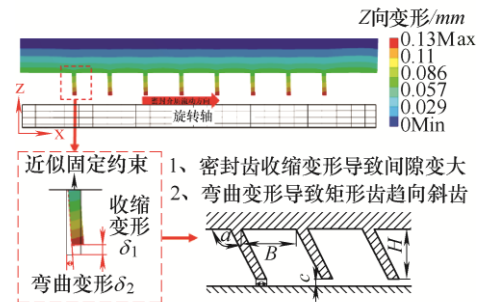


图 8 耦合仿真时迷宫密封结构变形示意图

综合以上迷宫密封结构参数对泄漏量的影响及密封结构变形结果，可得在考虑超低温介质对迷宫密封结构产生的结构变形时，密封泄漏量会大大增加，即密封性能会远远低于原设计结构的预期密封性能。其主要原因是：超低温载荷影响下密封齿产生很大的收缩导致密封间隙增大，导致迷宫密封结构的密封性能显著下降。此外，密封介质的压力载荷对密封齿产生的弯曲变形又使得原有密封齿产生背离流向的细微倾斜，这些都一定程度上影响密封结构的密封性能。因此在实际计算迷宫密封的泄漏量时，以上密封结构变形对泄漏量的影响必须予以考虑。

3 考虑结构变形的泄漏量模型建立

3.1 考虑结构变形的泄漏量模型

迷宫密封的泄漏量计算公式有很多，如 Martin 公式、Stodala 计算方法、Egli 公式、Kearton 计算方法等，但是都是在基于热力学分析可压缩气体的基础上得到的。以工程实际中经常采用的 Egli 经验公式为例，其公式如下

$$\dot{m} = \gamma_{\text{emp}} \frac{AP_i}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{\frac{1 - (P_e/P_i)^2}{n - \ln(P_e/P_i)}} \quad (2)$$

式中， \dot{m} 为泄漏量； γ_{emp} 为经验系数，基于 Egli 绘制的图表获取； T_i 为气体介质的温度； P_i 为气体介质的压力； n 为密封结构齿数。公式基于气体推导而来，除了和气体介质进出口压力、气体介质的温度 T_i 、密封齿数 n 相关以外，还和气体常数 R 相关，因此针对本文的低温液体介质并不适用。本文仅从考虑迷宫密封结构的关键部位密封齿处节流孔的流

量计算来分析迷宫密封结构的泄漏量,如图 9 所示。基于流体力学理论,有学者提出经过节流孔的流量模型如式(3)所示^[5]

$$q_m = \rho A_c v_c = C_q A \sqrt{2\Delta P_i \rho} \quad (3)$$

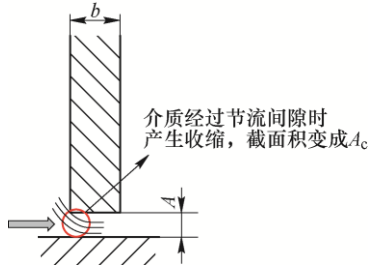


图 9 密封齿节流孔示意图

式中, q_m 为节流孔的质量流量; A_c 为节流孔收缩断面面积, $A_c = A C_c$; v_c 为节流孔的出流速度, $v_c = C_v \sqrt{2\Delta P_i / \rho}$; ΔP_i 为节流孔前后的压力差; ρ 为流体密度; A 为节流孔结构断面面积; C_c 为节流孔收缩系数; C_v 为孔口的流速系数; 并将 $C_q = C_c C_v$ 称为流量系数。

基于式(3)节流孔的流量模型及第 2.3 节对密封性能降低的影响因素分析, 提出下面的泄漏量计算修正模型

$$q_m = C_q' A' \sqrt{2\Delta P_i \rho} \quad (4)$$

$$C_q' = C_q(c') \beta_F(\Delta\alpha) \quad (5)$$

$$A' = \pi \left[(R + c')^2 - R^2 \right] \times 10^{-6} \quad (6)$$

$$q_m = C_q(c') \beta_F(\Delta\alpha) \pi \left[(R + c')^2 - R^2 \right] \sqrt{2\Delta P_i \rho} \times 10^{-6} \quad (7)$$

式中, q_m 为节流孔的质量流量; C_q' 为变形后的修正流量系数; A' 为变形后第一个密封间隙面积; $C_q(c')$ 为间隙为 c' 时的流量系数; ΔP_i 为每个密封齿的平均压降; ρ 为密封介质密度; $\beta_F(\Delta\alpha)$ 为倾斜角度修正系数; $c' = c + \Delta c$ 为收缩变形后的间隙值; Δc 为间隙的收缩变形大小; $\Delta\alpha$ 为密封齿的弯曲变形大小; R 为密封旋转轴半径。

3.2 变形后泄漏量模型中修正流量系数的计算

由式(4)可知修正流量系数 C_q' 与流量系数 C_q 、倾斜角度修正系数 β_F 相关, 均为经验公式, 可以通过实验及数值分析手段得到。本节基于场数值分析的结果建立 C_q 、 β_F 这两个经验公式。

假设 C_q 与密封间隙 c 及 $\Delta P = P_{in} - P_{out}$ 两个因素相关, 通过不同间隙 c 、 ΔP 下的泄漏量仿真结果, 利用式(2)计算得到流量系数 C_q 的值, 并进行拟合, 拟合结果如图 10 所示。所建立的流量系数 C_q 的经验表达式如下

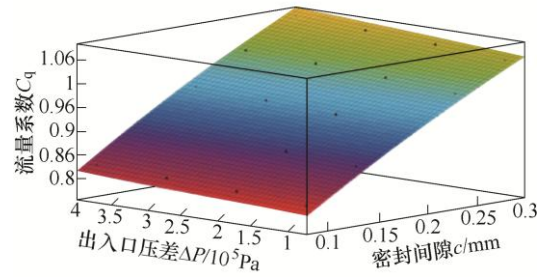


图 10 流量系数 C_q 与密封间隙 c 、压差 ΔP 关系图

$$C_q = -0.83c^2 + 1 \times 10^{-7} c \Delta P + 1.5c + 5 \times 10^{-8} \Delta P + 0.66 \quad (8)$$

同理, 通过不同齿形角 α 下的泄漏量仿真结果, 定义 $\beta_F(\Delta\alpha) = q_m(\alpha) / q_m(90^\circ)$ 量化 $\Delta\alpha$ 的影响并进行拟合, 拟合结果如图 11 所示。所建立的倾斜角度修正系数 β_F 的经验表达式如下:

$$\beta_F = 2 \times 10^{-5} (\Delta\alpha)^2 + 0.0011 \Delta\alpha + 1 \quad (9)$$

式中, β_F 为倾斜角度修正系数; $\Delta\alpha = \alpha - 90^\circ$ 为齿形角 α 相对于 $\alpha = 90^\circ$ 的角度差。

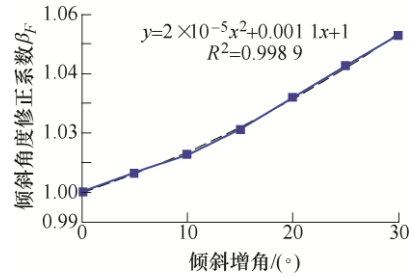


图 11 倾斜角度修正系数与倾斜增角关系曲线图

3.3 超低温介质下密封结构变形计算

第 3.2 节已经得到修正流量系数 C_q' 的经验表达式, 对比变形后泄漏量模型式(7), 此时模型中未知的量只有密封结构的变形值即间隙变形 Δc 及弯曲变形 $\Delta\alpha$ 。如图 12 所示, 本节基于传热学及弹性力学分析, 计算 Δc 、 $\Delta\alpha$ 。

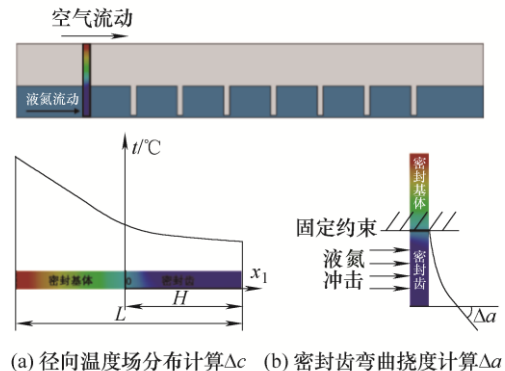


图 12 密封结构变形 Δc 、 $\Delta\alpha$ 计算

如图 12a 所示, 假设密封齿、密封基体上温度场分布是一维的。根据传热学理论, 密封齿的温度场微分方程为

$$\frac{d^2 t}{dx_1^2} - \frac{h_2 P}{\lambda A_c} (t - t_{f2}) = 0$$

密封基体的温度场微分方程为

$$\frac{d^2 t}{dx_1^2} = 0$$

引入过剩温度 $\theta = t - t_{f2}$ 及边界条件, 令

$$m = \sqrt{\frac{h_2 P}{\lambda A_c}} = \text{const}$$

则上述微分方程化为

$$\begin{cases} \frac{d^2 \theta}{dx_1^2} = m^2 \theta \\ x_1 = 0, \theta = \theta_0 = t_0 - t_{f2} \\ x_1 = H, -\lambda \frac{d\theta}{dx_1} \Big|_{x=H} = h_2 [t(x_1) - t_{f2}] \end{cases} \quad (10)$$

$$\begin{cases} \frac{d^2 \theta}{dx_1^2} = 0 \\ x_1 = 0, \theta = \theta_0 = t_0 - t_{f2} \\ x_1 = -(L - H), \lambda \frac{d\theta}{dx_1} \Big|_{x=H-L} = h_1 [t(x_1) - t_{f1}] \end{cases} \quad (11)$$

并且有补充条件

$$\frac{d\theta}{dx_1} \Big|_{x_1=0} = \frac{d\theta}{dx_1} \Big|_{x_1=-0} \quad (12)$$

处理后, 求解得到密封齿上的温度场分布 $t(x_1)$ 为

(1) 密封基体, $-(L-H) \leq x_1 \leq 0$

$$t(x_1) = \frac{h_1(t_{f1} - t_{f2} - \theta_0)}{h_1(L-H) + \lambda} (-x_1) + \theta_0 + t_{f2} \quad (13)$$

(2) 密封齿, $0 \leq x_1 \leq H$

$$\begin{aligned} t(x_1) = & \theta_0 \frac{(m - \frac{h_2}{\lambda})e^{-mH}}{(m + \frac{h_2}{\lambda})e^{mH} + (m - \frac{h_2}{\lambda})e^{-mH}} e^{mx} + \\ & \theta_0 \frac{(m + \frac{h_2}{\lambda})e^{mH}}{(m + \frac{h_2}{\lambda})e^{mH} + (m - \frac{h_2}{\lambda})e^{-mH}} e^{-mx} + t_{f2} \\ & \theta_0 = \frac{h_1(t_{f1} - t_{f2})}{mC_1[h_1(L-H) + \lambda] + h_1} \end{aligned} \quad (14)$$

$$C_1 = \frac{\left(m + \frac{h_2}{\lambda}\right)e^{mH} - \left(m - \frac{h_2}{\lambda}\right)e^{-mH}}{\left(m + \frac{h_2}{\lambda}\right)e^{mH} + \left(m - \frac{h_2}{\lambda}\right)e^{-mH}} = \text{const}$$

$$m = \sqrt{\frac{h_2 P}{\lambda A_c}} = \text{const}$$

式中, θ_0 为 $x_1=0$ 时的过剩温度; h_1 为空气自由流动时的表面对流系数; h_2 为液氮流动时的表面对流系数; t_{f1} 为空气自由流动的温度, 这里假设为室温 T_0 ; t_{f2} 为液氮流动的温度, 这里假设为入口温度 T_{in} ; P 、 A_c 为和密封齿结构相关的尺寸; λ 为材料的导热系数。

结合 $\Delta c = \partial L[t(x) - T_0]$ 低温热效应收缩变形理论公式及上述密封齿、密封基体的温度分布可以推出间隙收缩变形的表达式为

$$\Delta c = \int_0^{L-H} \partial [t(x - L + H) - T_0] dx + \int_0^H \partial [t(x) - T_0] dx \quad (15)$$

式中, Δc 为间隙的收缩量; ∂ 为材料的热膨胀系数; L 为迷宫密封内外径之差; H 为迷宫密封齿长度; $t(x)$ 为受到低温载荷影响下密封件的温度场; T_0 为室温。

如图 12b 所示, 假设密封齿是等截面单端固定约束均布载荷悬臂梁, 根据材料力学的挠度公式密封齿在受压力 P_{in} 冲击时的密封齿末端变形角如下

$$\Delta \alpha = \frac{P_{in} l H^3}{6EI} \cdot \frac{180}{\pi} \quad (16)$$

式中, P_{in} 为密封介质的入口压力; H 为密封齿高度; E 为弹性模量; I 为密封齿横截面对弯曲中性轴的惯性矩, $I = \frac{l \cdot t^3}{12}$; t 为密封齿厚度。

4 模型的分析与验证

第 3 节建立了考虑密封结构变形的泄漏量模型, 并给出了模型中相关修正系数的经验公式及结构变形大小的计算公式, 因此在已知进出口压力 P_{in} 、 P_{out} 及入口温度 T_{in} 等工况参数下即可根据式(7)~(9)、(13)~(16)计算得到泄漏量。由于涉及到超低温介质, 密封介质的运输流动过程存在气化等热损失, 对迷宫密封泄漏量的试验结果存在影响。因此本节将密封结构的温度场分布、结构变形的计算值及模型的泄漏量计算结果与多物理场耦合数值仿真的结果进行对比验证模型是否有效。

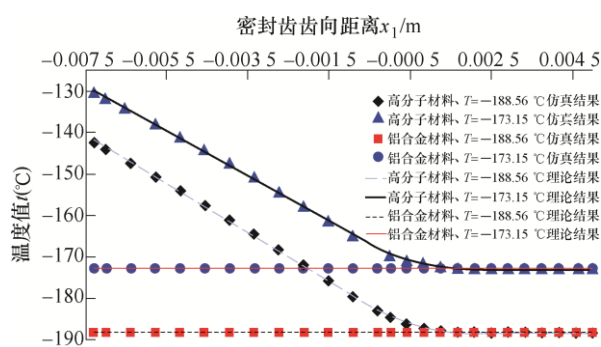


图 13 密封件温度场理论分布与仿真结果对比

为了计算密封间隙的收缩量 Δc 值,第 3.3 节中求解了密封结构的温度场分布,如图 13 所示为两种入口温度、两种密封件材料下温度场的理论分布与仿真结果的对比图,可以得到:第 3.3 节中温度场分布(13)、(14)和仿真结果相吻合;其次相比较于铝合金材料,超低温介质下该高分子材料对密封件的隔热效果更好。

如表 3 所示为几种工况下泄漏量的模型计算结果和仿真计算结果,因此考虑变形后泄漏量模型计算结果和仿真结果之间的误差均在 6% 以下,验证了所建立模型的有效性。此外,相同工况下铝合金密封件的泄漏量远低于高分子材料密封件的泄漏量,即虽然相同工况下高分子材料的隔热效果好但密封性能较差。

表 3 泄漏量模型计算结果与仿真结果对比

工况	泄漏量/(kg/s)		相对误差 (%)
	数值仿真	模型计算	
$T_{in}=-188.56\text{ }^{\circ}\text{C}$ $P=0.3\text{ MPa}$ 高分子材料	0.143 0	0.142 0	0.7
$T_{in}=-173.15\text{ }^{\circ}\text{C}$ $P=0.3\text{ MPa}$ 高分子材料	0.137 0	0.132 0	3.6
$T_{in}=-188.56\text{ }^{\circ}\text{C}$ $P=0.3\text{ MPa}$ 铝合金材料	0.094 1	0.088 5	6.0
$T_{in}=-173.15\text{ }^{\circ}\text{C}$ $P=0.3\text{ MPa}$ 铝合金材料	0.090 8	0.085 8	5.5

5 结论

(1) 迷宫密封结构参数及变形对密封性能十分关键, $-188.56\text{ }^{\circ}\text{C}$ 低温下超低温介质的泄漏量增加了 2 倍,密封件收缩变形将导致密封性能明显降低。

(2) 基于节流孔流量模型,提出了在考虑结构变形因素后的超低温介质迷宫密封泄漏量模型,并通过与数值分析结果对比验证了模型的有效性,相对误差均在 6% 以下。

(3) 数值计算及理论分析结果表明,采用不同材料的迷宫密封件时密封件温度场分布及结构变形相差较大,对密封性能的影响也不同。因此在进行

超低温介质迷宫密封设计时需要综合考虑迷宫密封结构的隔热效果、热变形及弯曲变形因素,合理匹配密封结构及密封件材料,提高迷宫密封系统的密封性能。

本文尚存在一些不足:为了简化迷宫密封结构变形后密封性能的分析,本文没有考虑迷宫密封件轴向的热变形及液氮介质的气化。后续将围绕上述不足展开研究,进一步完善迷宫密封超低温介质时其密封性能的相关研究。

参 考 文 献

- [1] LU T, KUDARAVALLI R, GEORGIU G. Cryogenic machining through the spindle and tool for improved machining process performance and sustainability: Pt. I, system design[J]. Procedia Manufacturing, 2018, 21: 266-272.
- [2] JAWAHIR I S, ATTIA H, BIERMANN D, et al. Cryogenic manufacturing processes[J]. CIRP Annals, 2016, 65(2): 713-736.
- [3] WANG F, WANG Y, HOU B, et al. Effect of cryogenic conditions on the milling performance of aramid fiber[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2016, 83(1-4): 429-439.
- [4] CHUPP R E, HENDRICKS R C, LATTIME S B, et al. Sealing in turbomachinery[J]. Journal of Propulsion & Power, 2006, 22(2): 313-349.
- [5] 塔鲁达纳夫 K. 非接触密封[M]. 北京: 机械工业出版社, 1986.
- [6] TARUDANAV K. Non-contacting seal[M]. Beijing: China Machine Press, 1986.
- [7] SURYANARAYANAN S. Labyrinth seal leakage equation[D]. Texas: Texas A & M University, 2009.
- [8] EGLI A. The leakage of steam through labyrinth seals[J]. Transactions of the ASME, 1935, 57(3): 115-122.
- [9] 刘兴旺, 赵嫚, 李超, 等. 涡旋压缩机的径向迷宫密封研究[J]. 机械工程学报, 2012, 48(21): 97-104.
- [10] LIU Xingwang, ZHAO Man, LI Chao, et al. Research on the radial labyrinth of scroll compressor[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(21): 97-104.
- [11] SZYMAŃSKI A, WRÓBLEWSKI W, FRĄCZEK D, et al. Optimization of the straight-through labyrinth seal with a smooth land [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2018, 12(140): 122503.
- [12] YAN X, DAI X, ZHANG K, et al. Effect of teeth bending and mushrooming damages on leakage performance of a

- labyrinth seal[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2018, 32(10): 4697-4709.
- [11] WANG Q, HE L. Effects of four types of pre-swirls on the leakage, flow field, and fluid-induced force of the rotary straight-through labyrinth gas seal[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2019, 32(3) 131-145.
- [12] SZYMANSKI A, DYKAS S, WRÓBLEWSKI W, et al. Experimental and numerical study on the performance of the smooth-land labyrinth seal[J]. *Journal of Physics: Conference Series*, 2016, 760: 12033.
- [13] WU T, SAN ANDRÉS L. Gas labyrinth seals: On the effect of clearance and operating conditions on wall friction factors – A CFD investigation[J]. *Tribology International*, 2019, 131: 363-376.
- [14] 杜发青, 吉洪湖, 帅海山, 等. 齿形几何参数对直通篦齿封严泄漏特性影响的正交实验[J]. *航空动力学报*, 2013, 28(4): 825-831.
- DU Faqing, JI Honghu, SHUAI Haishan, et al. Orthogonal experiment of effect of fin geometrical parameters on leakage of straight-through labyrinth seals[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2013, 28(4): 825-831.
- [15] 王炜哲, 刘应征, 叶春, 等. 迷宫密封—转子系统动力学特性的试验测量和数值模拟[J]. *机械工程学报*, 2007(3): 22-27.
- WANG Weizhe, LIU Yingzheng, YE Chun, et al. Experimental measurement and numerical simulation of dynamics of labyrinth seal-rotor combination[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2007(3): 22-27.
- [16] SUBRAMANIAN S, SEKHAR A S, PRASAD B V S S. Rotordynamic characterization of rotating labyrinth gas turbine seals with radial growth: Combined centrifugal and thermal effects[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2017, 123: 1-19.
- [17] 张雨, 张开林. 结构变形对高速齿轮箱直通式迷宫密封性能的影响分析[J]. *液压与气动*, 2019(3): 14-18.
- ZHANG Yu, ZHANG Kailin. Influence of structural deformation on sealing performance of high-speed gearbox with straight-through labyrinth seal[J]. *Chinese Hydraulics & Pneumatics*, 2019(3): 14-18.
- [18] 张雨, 张开林, 姚远. 旋转与热效应对齿轮箱轴向迷宫密封泄漏特性的影响[J]. *浙江大学学报*, 2019, 53(9): 1656-1662.
- ZHANG Yu, ZHANG Kailin, YAO Yuan. Impact of rotating and thermal effects on leakage performance of gearbox with axial labyrinth seal[J]. *Journal of Zhejiang University*, 2019, 53(9): 1656-1662.
- [19] 李志刚, 李军, 丰镇平. 迷宫密封泄漏特性影响因素的研究[J]. *西安交通大学学报*. 2010, 44(3): 16-20.
- LI Zhigang, LI Jun, FENG Zhenping. Effects of gap pressure ratio and rotational speed on discharge behavior of labyrinth seal[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2010, 44(3): 16-20.
- [20] 高光藩, 张牢牢. 迷宫密封性能影响因素分析[J]. *风机技术*, 1997(6): 17-21.
- GAO Guangfan, ZHANG Laolao. Analysis of factors influencing labyrinth seal performance[J]. *Compressor Blower & Fan Technology*, 1997(6): 17-21.
-
- 作者简介: 王永青, 男, 1969 年出生, 教授, 博士研究生导师, 长江学者特聘教授。主要研究方向为超低温冷却加工、测量-加工一体化、装备在机测量理论与技术等。
E-mail: yqwang@dlut.edu.cn
- 刘阔(通信作者), 男, 1983 年出生, 博士, 副教授。主要研究方向为数控加工装备智能化、超低温冷却加工技术等。
E-mail: liukuo@dlut.edu.cn