

# 干气密封环端面结构参数 正交优化及热变形研究\*

王延忠<sup>1</sup>, 蒲天新<sup>1</sup>, 黄荣瑛<sup>1</sup>, 宁克焱<sup>2</sup>, 韩明<sup>2</sup>

(1. 北京航空航天大学 机械工程及自动化学院, 北京 100191;

2. 中国北方车辆研究所, 北京 100072)

**摘要:** 泄漏是干气密封失效的主要形式,而密封环端面又是主要的泄漏通道.针对特定工况,利用密封环的结构参数对密封气膜性能的影响程度,通过有限元正交仿真,来优选密封环的端面结构参数;另外,利用稳态热分布的有限元仿真,通过热-结构耦合,获得密封动环的热变形及动环材料属性对密封特性的影响关系.研究结果显示,除弹性模量之外,导热系数、Poisson(泊松)比和热膨胀系数均与密封动环的热变形成拟线性关系.研究结果对于干气密封环的优化设计具有指导和参考价值.

**关键词:** 干气密封; 气膜性能; 有限元; 热变形

**中图分类号:** TB42; O351.2      **文献标志码:** A

**doi:** 10.3879/j.issn.1000-0887.2015.06.007

## 引 言

干气密封(dry gas seal)的概念于1969年提出,是在气体润滑轴承研究的基础上发展而来的.20世纪70年代中期由美国约翰·克兰密封公司研制的干气密封装备,成功应用于高速透平压缩机.干气密封作为一种非接触式密封,相比机械密封具有被密封介质趋于零溢出、无污染环境、超长使用寿命及运行维护费用低等突出系列优势,对化工及国防装备的密封尤为重要<sup>[1-2]</sup>.泄漏是密封失效的主要表征,而密封环的环面又是最主要的泄漏面.区别于机械密封,形成与保持密封环间的气膜是干气密封的重要保障.影响气膜均匀分布的主要因素为气流动压及温度分布,研究也集于该焦点展开.Etsion等<sup>[3]</sup>应用THD方法简化了密封环的数学建模,得到了密封环的温度和压力分布.Gabriel<sup>[4]</sup>通过对密封环与温度场相关关系的研究,提出热变形是密封环变形的主要形式,而温度梯度直接反映了密封环的变形量.Merati等<sup>[5]</sup>基于FLUENT软件,以水为介质,预测了密封腔内的流场以及密封环的温度分布.Brunetière等<sup>[6]</sup>建立了TEHD模型,简化了密封环温度场的计算,通过与理论计算比较,验证了工程实用价值.Mayer等<sup>[7-8]</sup>进行的粘滞力模拟实验,展示出密封端面间的润滑状态.Turnquist等<sup>[9-11]</sup>通过有限元仿

\* 收稿日期: 2015-01-27; 修订日期: 2015-05-06

**基金项目:** 国家自然科学基金(51275020); 国家科技支撑计划(2014BAF08B01)

**作者简介:** 王延忠(1963—),男,辽宁人,教授,博士生导师(E-mail: yanzhongwang63@126.com);

蒲天新(1990—),男,陕西人,硕士生(E-mail: ptx\_520@163.com);

黄荣瑛(1955—),女,甘肃人,副教授(通讯作者. E-mail: buaahry@buaa.edu.cn).

真验证了高速流体密封环的端面结构构型。

国内对密封环端面气膜稳态性能的数值模拟计算及实验验证已取得了一系列成果<sup>[12-13]</sup>。如：李克永、王胜军等<sup>[14-16]</sup>建立了密封环温度场分布的解析算法和有限差分算法，但计算结果与实验相比存在误差。徐万孚等<sup>[17-18]</sup>通过实验测量了密封性能参数，为计算仿真提供了实验依据。

但因干气密封涉及密封环端面结构、气流流场及密封环端面温度分布等诸多因素的影响，各因素又是多变量因素，且各因素间的耦合作用强。加之，流体的远程输送及特定高温或高速下密封指标的提升，使综合多因素的密封环优化设计需求紧迫。本文针对特定工况，研究干气密封环结构参数正交优化及密封动环的热变形，应用有限元正交实验，分析密封环端面结构参数与气膜压力、泄漏量的关系，结合环面加工成本与工艺的难易来优选环面结构的参数，建立环面结构参数的正交优化方法；通过有限元热-结构耦合仿真，分析稳态热分布下动环材料属性与密封特性之间的关系。

## 1 干气密封的结构分析及建模

### 1.1 结构分析

干气密封，是一种应用于旋转机械的非接触式轴向端面机械密封。在轴固定不转时，依靠弹性元件对动静环端面摩擦副的预紧和介质压力的压紧使密封端面紧密接触，消除泄漏；当轴旋转时，由于动压效应密封端面之间形成一层稳定的气膜，以达到非接触的效果。如图 1 所示，干气密封是由安装支座①、弹性元件②、密封圈③、静环④、端面动压槽⑤和动环⑥组成。其中，静环和弹性元件安装在支座上，并依靠密封圈进行二次密封。当密封环受到外界干扰时，若气膜厚度减小，则气膜作用力增大，开启力大于闭合力，气膜厚度有增大的趋势；同样的，若气膜厚度增大，则气膜作用力减小，开启力小于闭合力，气膜厚度有减小的趋势。上述过程不断重复，最终达到动态平衡。在该过程中静环对动环轴向位移、角位移和偏摆等运动能够实时跟随，即动静环两端面保持平行，保证了干气密封良好的密封性能和较长的工作寿命。

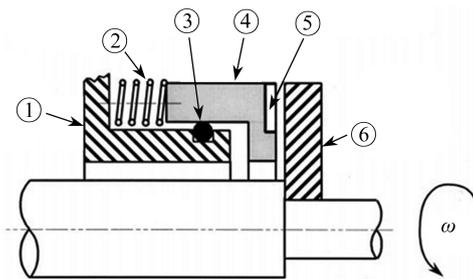


图 1 干气密封结构示意图

Fig. 1 Schematic of a dry gas seal system

### 1.2 建立密封环的流场模型

当轴旋转时，缓冲气体沿周向被吸入螺旋槽内，到达槽根部受到密封台的阻碍作用，气流减速并被逐渐压缩，使气体的压力逐渐升高，产生流体动压力。当压力达到一定数值时，动静环被推开，在密封面之间充入一层极薄的气膜。因此，动环螺旋槽型与气膜动压力之间的相关性是干气密封的核心问题，应用三维流场仿真来求解。如图 2 所示，为动环螺旋槽示意图，螺旋槽是由两条“平行的”对数螺旋线和两段圆弧组成，槽与槽之间的部分叫做“台”，螺旋槽底部与动环内径围成的圆环叫做“坝”。其中，对数螺旋线的极坐标方程为

$$r = R_g e^{\theta \tan \alpha}, \quad (1)$$

式中,  $R_g$  为槽根半径,  $\alpha$  为螺旋角。

将极坐标转化为直角坐标:

$$\begin{cases} x = R_g e^{\theta \tan \alpha} \cos \theta, \\ y = R_g e^{\theta \tan \alpha} \sin \theta. \end{cases} \quad (2)$$

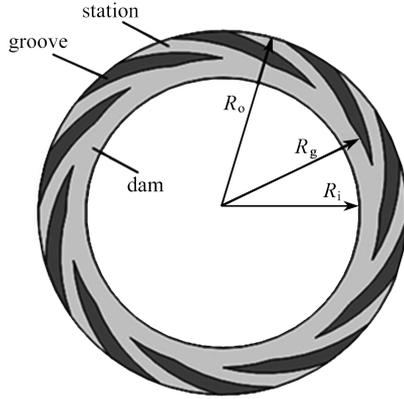
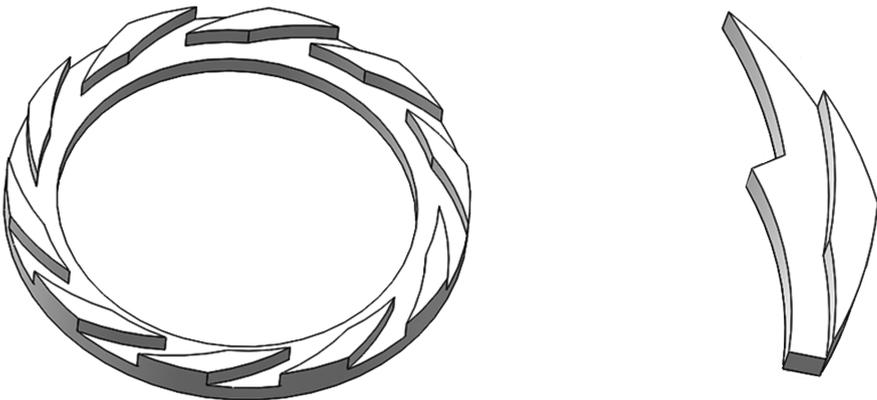


图2 动环螺旋槽槽型示意图

Fig. 2 Schematic of the spiral groove seal ring

以动环和静环之间的气膜作为研究对象,分析干气密封的密封特性.主要尺寸为:外径  $R_o = 50$  mm,槽根半径  $R_g = 43$  mm,内径  $R_i = 40$  mm,膜厚  $h = 4$   $\mu$ m,建立气膜模型.为简化计算,依据螺旋槽的对称结构和气膜的周期性,取气膜模型的  $1/N$  进行仿真计算,其中  $N$  为槽数.为了便于观察,模型沿轴向进行了放大处理,如图3所示。



(a) 气膜有限元模型

(b) 简化后的模型

(a) The finite element model of the gas film

(b) The simplified model of the gas film

图3 动静环间气膜模型示意图

Fig. 3 The model of the gas film between the seal rings

## 2 正交实验优化密封环端面结构参数

### 2.1 有限元仿真

由于密封环轴向尺寸远小于径向尺寸,为了使结果收敛,需要划分高质量的六面体网格。将图 3 所示的三维模型导入到 ICEM 中进行网格划分,得到六面体网格,如图 4(a)所示。将网格文件导入到 FLUENT 软件中进行仿真计算,得到三维流体稳态压力分布图,如图 4(b)所示。沿径向提取动压力如图 4(c),结果表明:气膜稳态动压力由外径到内径先增大后减小,产生了明显的动压效应。基于气膜的稳态效应,利用槽型参数与气膜开启力、密封泄漏量的相关性,以实现螺旋槽型结构参数的优化。

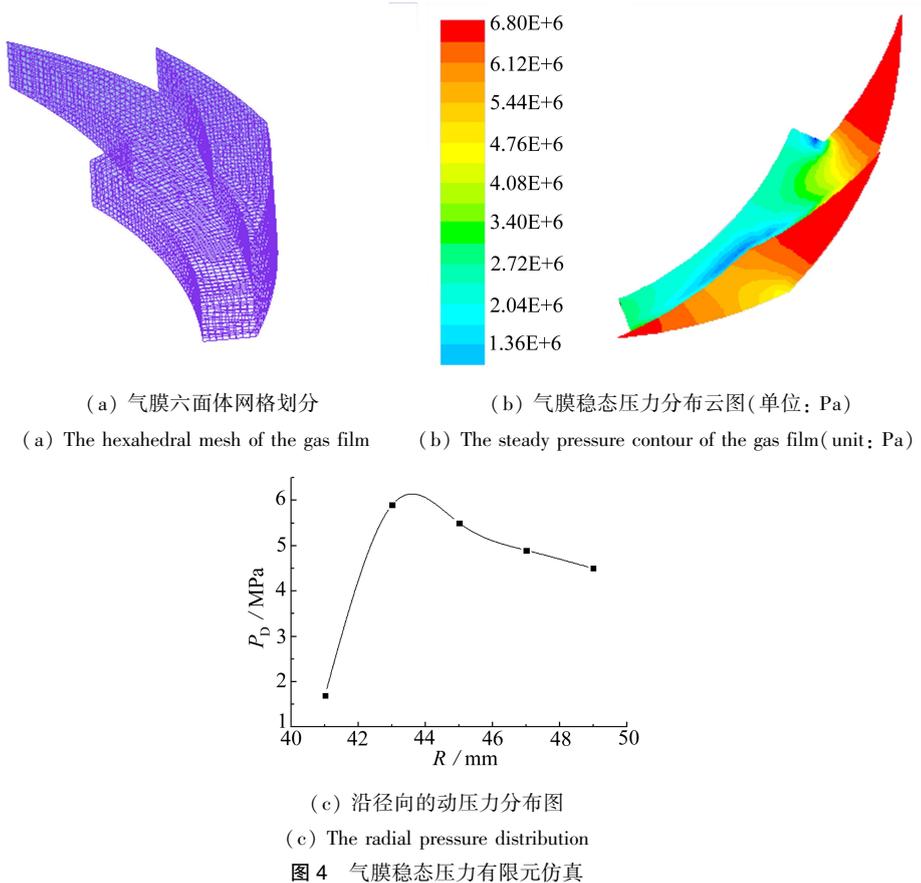


Fig. 4 The steady pressure simulation of the seal ring gas film

### 2.2 正交实验设计

得到稳态压力分布后,通过进一步计算来得到气膜的密封特性。气膜的稳态密封特性主要包括两部分:一是气膜开启力,二是整体的泄漏量。足够大的气膜开启力是动环和静环实现非接触的保证。若气膜开启力不足,则动环和静环无法分离而发生磨损;但是气膜开启力并不是越大越好,随着气膜开启力逐渐增大,气膜厚度增加,泄漏量增大。其中气膜开启力可通过下面的公式进行计算:

$$F_{\text{open}} = \int_0^{2\pi} \int_{R_i}^{R_o} p r d r d \theta = N \cdot p_0 R_i^2 \int_0^{2\pi/N} \int_1^{R_o/R_i} P R d R d \theta, \quad (3)$$

式中,  $F_{\text{open}}$  为气膜开启力,  $r$  为动环端面半径,  $p_0$  为介质压力。

整体泄漏量的计算公式为

$$Q = \frac{\pi D \bar{h}^3 \Delta p}{12 \nu b} C_Q, \quad (4)$$

式中,  $\bar{h}$  为气膜的平均厚度,  $\Delta p$  为介质压力与环境压力的压力差,  $C_Q$  为泄漏修正系数。

动环的端面结构参数主要有:槽数  $N$ 、槽台宽比  $\delta$ 、槽长坝长比  $\gamma$ 、螺旋角  $\beta$  和槽深  $h_m$ 。对动环端面结构参数的优化本质上是对多因素、多水平的优选,选用正交实验法。

正交实验法具有均匀分散,整齐可比的特点,是一种经济、高效的实验设计方法。根据结构参数的数目,选择正交表 L16,设计因素水平表如表 1 所示,通过正交实验来优选气膜开启力较大、泄漏量较小的端面结构参数。

表 1 因素水平表

Table 1 The levels of the factors

$N$	$\delta$	$\gamma$	$\beta/(\circ)$	$h_m/\mu\text{m}$
6	0.5	0.5	10	4
8	0.6	0.6	15	6
10	0.7	0.7	20	8
12	0.8	0.8	25	10

## 2.3 实验数据分析

### 2.3.1 正交实验及过程

正交实验通过有限元仿真实现,实验参数如表 1,数据处理按式(5)~(7)进行,主要步骤:首先对气膜模型作有限元仿真;其次,从仿真结果中提取数据计算开启力与泄漏量;再次,对开启力和泄漏量作无量纲化处理;最后,计算均值和极差。结果如表 2、3 所示。

$$F_w = F_{\text{open}}/p_0 R_o^2, \quad Q_w = \nu Q/p_0 \bar{h}^3, \quad (5)$$

$$R_1 = \max\{k_i\} - \min\{k_i\}, \quad k_i = \sum \bar{F}_{ij}/4, \quad (6)$$

$$R_2 = \max\{k_i\} - \min\{k_i\}, \quad k_i = \sum \bar{Q}_{ij}/4. \quad (7)$$

表 2 气膜力极差分析表

Table 2 The gas film opening force range analysis

AVG	$N$	$\delta$	$\gamma$	$\beta/(\circ)$	$h_m/\mu\text{m}$
$k_1$	1.891	1.664	1.446	1.580	1.499
$k_2$	1.711	1.747	1.679	1.717	1.678
$k_3$	1.741	1.779	1.807	1.842	1.905
$k_4$	1.738	1.891	2.072	1.942	1.998
$R_1$	0.180	0.227	0.626	0.362	0.499

表 3 泄漏量极差分析表

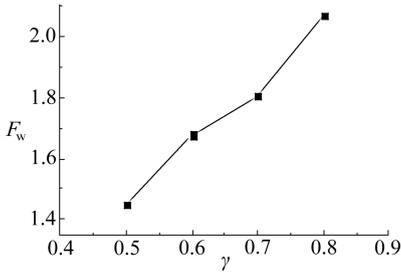
Table 3 The gas film leakage range analysis

AVG	$N$	$\delta$	$\gamma$	$\beta/(\circ)$	$h_m/\mu\text{m}$
$k_1$	2.421	2.134	2.429	1.278	1.942
$k_2$	2.109	2.097	2.254	1.960	2.153
$k_3$	1.974	2.169	2.026	2.430	2.070
$k_4$	1.916	2.030	1.711	2.752	2.255
$R_2$	0.505	0.139	0.718	1.474	0.313

### 2.3.2 端面参数主次关系

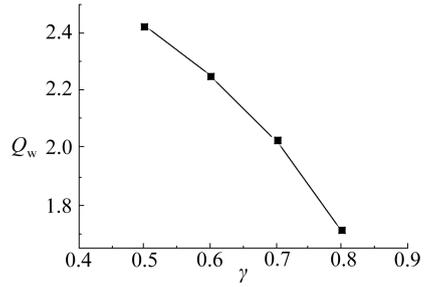
以极差作为设计参数重要性比较的指标,极差越大说明该因素对目标的贡献越大。而气膜开启力最大和泄漏量最小的密封环端面设计为多目标优化,依次分为两个单目标优化来求解,其后再对单目标结果综合得到设计参数的主次关系。重要性按极差值排序,即有:以气膜开启力最大为目标,各参数的重要性为  $\gamma > h_m > \beta > \delta > N$ ;以泄漏量最小为目标,参数的重要序列为  $\beta > \gamma > N > h_m > \delta$ 。以排序序号之和为两目标合成的重要性排序值,获得端面结构参数的主次关系为  $\gamma > \beta > h_m > N > \delta$ ,参数值按照主次关系依次确定。

### 2.3.3 端面参数值确定



(a)  $\gamma$  与气膜开启力

(a)  $\gamma$  and the gas film opening force

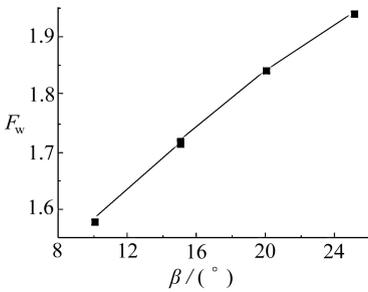


(b)  $\gamma$  与泄漏量

(b)  $\gamma$  and the gas film leakage

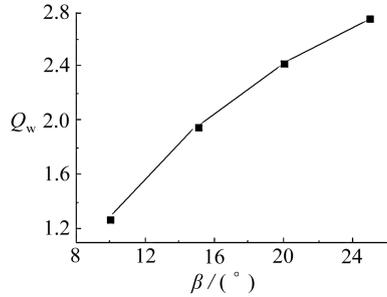
图5 槽长坝长比  $\gamma$  与气膜开启力、泄漏量的关系

Fig. 5 Relationships between  $\gamma$  and the gas film opening force and leakage



(a)  $\beta$  与气膜开启力

(a)  $\beta$  and the gas film opening force

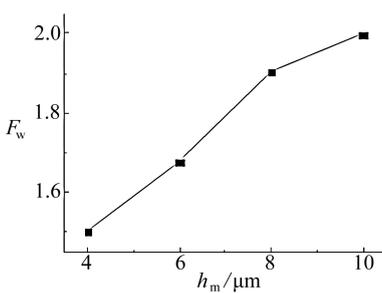


(b)  $\beta$  与泄漏量

(b)  $\beta$  and the gas film leakage

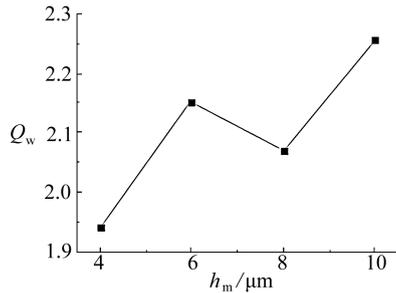
图6 螺旋角  $\beta$  与气膜开启力、泄漏量的关系

Fig. 6 Relationships between  $\beta$  and the gas film opening force and leakage



(a)  $h_m$  与气膜开启力

(a)  $h_m$  and the gas film opening force



(b)  $h_m$  与泄漏量

(b)  $h_m$  and the gas film leakage

图7 槽深  $h_m$  与气膜开启力、泄漏量的关系

Fig. 7 Relationships between  $h_m$  and the gas film opening force and leakage

为了保障密封环的良好密封性能,即:气膜开启力大而泄漏量较小,通过从有限元正交实验数据中提取数据,绘制端面结构参数的密封特性曲线,依据该特性曲线来选取参数值.如图5所示,随着槽长坝长比  $\gamma$  的增大,气膜开启力逐渐增大,泄漏量减少.但是当  $\gamma$  继续增大,取到 0.9 时,此时的“坝”区域过小,两边的压差过大,其增压效果降低明显,泄漏量大幅上升,密封效果反而恶化.因此,取  $\gamma = 0.8$ .如图6所示,随着  $\beta$  的增大,气膜开启力呈近似线性增加,泄漏

量也逐渐增加,但增幅逐渐放缓.综合两方面的效果,以气膜开启力与泄漏量的比值作为指标,比值越大,密封性能越好,得到较优值 $\beta = 20^\circ$ .如图7所示,随着 $h_m$ 的增大,气膜开启力逐渐增大,泄漏量的变化趋势为先增大后减小再增大,泄漏量在 $h_m = 8 \mu\text{m}$ 处出现极小点.选取 $h_m = 8 \mu\text{m}$ ,能获得较大的开启力和较小的泄漏量.

同时考虑到加工成本及工艺,对次要因素 $N$ 与 $\delta$ 进行优化:对于螺旋槽,缓冲气体是通过螺旋槽“泵送”到密封端面之间而产生动压效应,理论上是槽数越多,产生的动压效应越强,气膜的密封性能也越好.然而,由于螺旋槽的槽深较浅,仅为微米级,加工难度以及加工成本都较高,槽数越多,成本越高.考虑到槽数对密封特性的影响较小,需要选择一个“性价比较高”的槽数;对于槽台宽比,随着槽宽度的增加,泵送进螺旋槽的缓冲气体也越多,气膜开启力增加,但是泄漏量也迅速增大.同时由于目前螺旋槽的加工主要依靠激光加工,加工效率较低,若增大螺旋槽的宽度,加工面积增大,必然增加加工时间以及成本.综合考虑上述情况,得到一组较优解,如表4所示.

表4 端面结构参数优化结果

Table 4 Optimization results of the end face structure parameters

$N$	$\delta$	$\gamma$	$\beta/(^\circ)$	$h_m/\mu\text{m}$
10	0.5	0.8	20	8

### 3 热变形分析

螺旋槽型密封环的热变形会使端面间气膜厚度不均匀甚至发生接触,气膜开启力不稳定及泄漏量增大.就特定工况,不同的材料,其热变形量也不同.研究材料属性对热变形的影响和密封环材料的选择和制备,有着重要的意义.由于密封环的轴对称性及悬殊的厚径比,将其简化为二维模型进行计算.

#### 3.1 边界条件

干气密封环的热源来自两个方面:一是动静环端面间由于摩擦而产生的热;二是动环在旋转时,与缓冲气体产生的搅拌热.由于摩擦产生的热 $Q_1$ 可通过下面公式进行计算:

$$\begin{cases} Q_1 = qA_f, \\ q = \nu r^2 \omega^2 / h_m, \end{cases} \quad (8)$$

式中 $q$ 为热流密度, $A_f$ 为密封面面积, $\nu$ 为缓冲气体流体动力粘度, $r$ 为动环外径.

动环在旋转时与缓冲气体产生的搅拌热 $Q_2$ 为

$$Q_2 = 4\pi\nu\rho\omega^2 l_1 R_b^2 R_o^2 / (R_b^2 - R_o^2), \quad (9)$$

式中 $\nu$ 为主轴转速, $\omega$ 为动环转速, $l_1$ 为动环厚度, $R_b$ 为箱体内径, $R_o$ 为动环外径.

上述计算的热量还涉及到分配到动环的问题,即

$$\begin{cases} q = q_1 + q_2, \\ q_1 l_1 / \lambda_1 = q_2 l_2 / \lambda_2, \end{cases} \quad (10)$$

式中 $l$ 为密封环厚度, $\lambda$ 为密封环导热系数, $q_1, q_2$ 分别为动环和静环的热流密度.

#### 3.2 稳态温度场求解

干气密封运行一段时间后达到平衡状态,温度分布也达到平衡.在动静环端面添加热流密度边界,动环的上边界添加对流换热系数,赋予干气密封环材料属性,相关参数如表5,得到动环稳态温度分布,如图8(a)所示.可以看出,动环在端面间的温度最高,分别沿轴向和径向递减,最大温度差为 $1.46^\circ\text{C}$ .

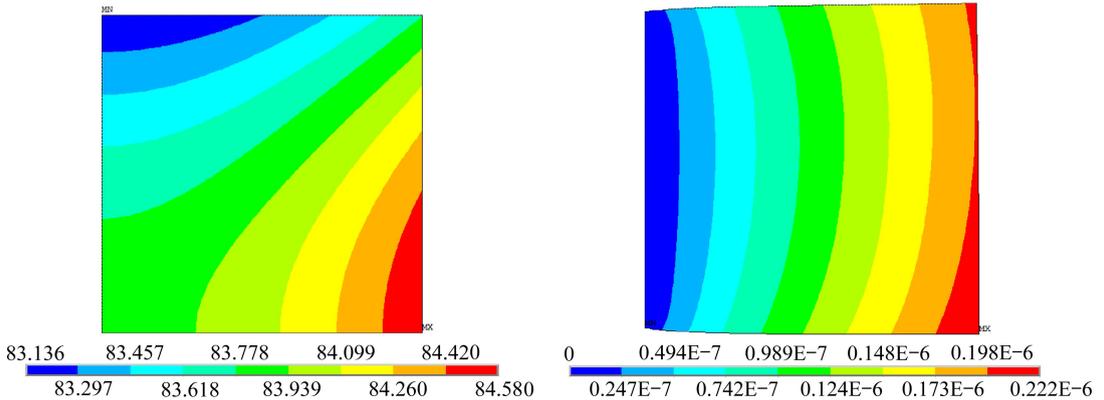
表 5 干气密封环的参数

Table 5 Parameters of the dry gas seal ring

parameter	value
density $\rho / (\text{kg}/\text{m}^3)$	3 100
elastic modulus $E / \text{GPa}$	410
Poisson's ratio $\mu$	0.17
thermal conductivity $\lambda / (\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K}))$	110
coefficient of thermal expansion $\beta / (\text{C}^{-1})$	$4.0 \times 10^{-6}$
thickness of the seal ring $l / \text{mm}$	13
average thickness of the gas film $\bar{h} / \mu\text{m}$	4
medium pressure $p_0 / \text{MPa}$	5
spindle speed $n / (\text{r}/\text{min})$	500

### 3.3 热-结构耦合模拟

热变形是由于密封环温度分布不均匀或者受到外力约束而产生的,同时考虑温度分布和约束进行分析计算,即热-结构耦合模拟.在 ANSYS 中,将热单元转换成结构单元,并施加以约束,热变形的分析结果如图 8(b)所示.可以看出,在当前条件下,动环的最大变形量为  $0.222 \mu\text{m}$ .

(a) 动环稳态温度分布图(单位:  $^{\circ}\text{C}$ )(a) The steady-state thermal contour of the seal ring(unit:  $^{\circ}\text{C}$ )

(b) 动环热变形效果图(单位: m)

(b) The thermal deformation contour of the seal ring(unit: m)

图 8 干气密封动环热分析

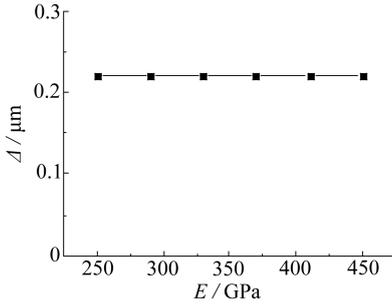
Fig. 8 Thermal analysis of the dry gas seal ring

### 3.4 材料属性对热变形的影响

干气密封动环一般采用的材料是 SiC, SiC 的制备又有热压烧结、常压烧结和反应烧结等多种形式,不同的制备方法所得的材料属性也不同.与密封环热变形相关的材料属性参数为:弹性模量  $E$ 、导热系数  $\lambda$ 、Poisson 比  $\mu$  和热膨胀系数  $\beta$ .为了得到材料属性与热变形的关系,通过分别改变材料属性参数的有限元仿真,来比较密封环热变形的差异.

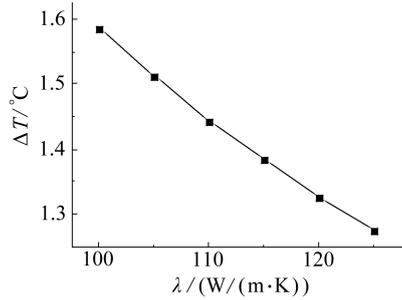
图 9(a)表明:改变弹性模量  $E$  的大小,热变形量并不随之发生变化.可见,热变形量不受弹性模量  $E$  的影响.图 9(b)表明,随着导热系数  $\lambda$  的增加,密封环平均温度降低,温度差变小.由公式  $\Delta = \beta \Delta T$  可知,此时热变形量减少.因此,在一定的范围内,导热系数  $\lambda$  越大,热变形量越小,且成线性变化.图 9(c)表明:随着 Poisson 比  $\mu$  的增加,热变形量随之线性递增.因此,在一

定的范围内,应选择较小的 Poisson 比.图 9(d)表明:随着热膨胀系数  $\beta$  的增大,变形量也随之线性递增,与公式  $\Delta = \beta\Delta T$  相符合.因此,在选择材料时,应选择较小的热膨胀系数.



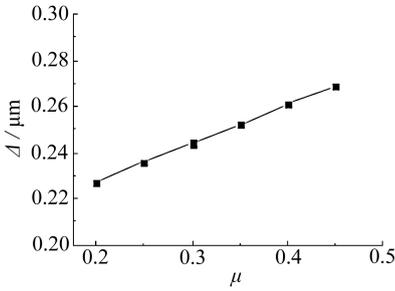
(a) 弹性模量与变形量

(a) Elastic modulus and deformation



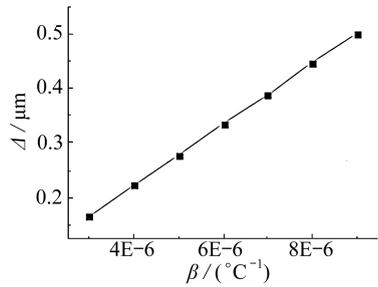
(b) 导热系数与温度差

(b) Thermal conductivity and temperature difference



(c) Poisson 比与变形量

(c) Poisson's ratio and deformation



(d) 热膨胀系数与变形量

(d) Coefficient of thermal expansion and deformation

图 9 材料属性与热变形的关系图

Fig. 9 Relationships between the material properties and thermal deformation

## 4 结 论

本文通过模拟仿真,分析了端面结构参数对干气密封环密封性能的影响以及密封环材料属性与密封环热变形的特性,得到以下结论:

- 1) 端面结构参数对密封性能影响很大,但各个参数的影响程度不同,设计时应按照主次顺序选择参数;
- 2) 应用有限元建立的选取密封环端面结构参数的正交优化方法,综合了各个参数对密封环开启及端面泄漏的耦合作用,方法简洁易行;
- 3) 密封环的热变形量与弹性模量无关;
- 4) 在一定的范围内,密封环的热变形量与 Poisson 比和热膨胀系数成正比,与导热系数成反比.

### 参考文献 (References):

- [1] 郝木明. 机械密封技术及应用[M]. 北京: 中国石化出版社, 2010. (HAO Mu-ming. *Mechanical Seal Technology and Application* [M]. Beijing: China Petrochemical Press, 2010. (in Chinese))
- [2] 顾永泉. 机械密封实用技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2001. (GU Yong-quan. *Practical*

- Technology of Mechanical Seal*[M]. Beijing: China Machine Press, 2001.(in Chinese)
- [3] Etsion I, Pascovici M D. A thermohydrodynamic analysis of a misaligned mechanical face seal [J]. *Tribology Transactions*, 1993, **36**(4): 589-596.
- [4] Gabriel R P. Fundamentals of spiral grooved noncontacting face seals[J]. *Lubrication Engineering*, 1994, **50**(3): 215-224.
- [5] Merati P, Okita N A, Phillips R L, Jacobs L E. Experimental and computational investigation of flow and thermal behavior of a mechanical seal[J]. *Tribology Transactions*, 1999, **42**(4): 731-738.
- [6] Brunetière N, Tournier B, Frêne J. A simple and easy-to-use TEHD model for non-contacting liquid face seals[J]. *Journal of Tribology*, 2003, **46**(2): 187-192.
- [7] 迈尔 E. 机械密封[M]. 第6版. 姚兆生, 许仲枚, 王俊德译. 北京: 化学工业出版社, 1981. (Mayer E. *Axiale Gleitringdichtungen*[M]. 6th ed. YAO Zhao-sheng, XU Zhong-mei, WANG Jun-de transl. Beijing: Chemical Industry Press, 1981.(in Chinese))
- [8] 李春华. 机械密封摩擦状态的判断问题[J]. 润滑与密封, 1989(6): 15-21.(LI Chun-hua. On the judgement of friction status of mechanical seals[J]. *Lubrication Engineering*, 1989(6): 15-21.(in Chinese))
- [9] Turnquist N A, Tseng T W, McNickle A D, Steinetz B M. Full scale testing of an aspirating face seal with angular misalignment [C]//35th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference. AIAA-99-2682, 1999.
- [10] Steinetz B M. Advanced high-temperature seal development at NASA[C]//Total Design Solutions Midwest Conference, 2002.
- [11] ZHANG Hao-jiong, Landers R G, Miller B A. Adaptive control of mechanical gas face seals with rotor runout and static stator misalignment[J]. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2010, **132**(4): 041009. doi: 10.1115/1.4001708.
- [12] LIU Yu-chuan, SHEN Xin-min, XU Wan-fu. Numerical analysis of dynamic coefficients for gas film face seals[J]. *Journal of Tribology*, 2002, **124**(4): 743-754.
- [13] ZHANG Hao-jiong, Landers R G, Miller B A. Real-time force and moment estimation for mechanical gas face seal systems using reduced-order Kalman filters[J]. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2008, **130**(5): 051001. doi: 10.1115/1.2936383.
- [14] 李克永, 杨志才. 机械密封环的温度场计算[J]. 化工机械, 1980, **4**(1): 26-35.(LI Ke-yong, YANG Zhi-cai. Temperature field calculation of the mechanical seal ring[J]. *Chemical Engineering & Machinery*, 1980, **4**(1): 26-35.(in Chinese))
- [15] 陈文毅, 李学虎, 管洪. 机械密封温度场的有限元算法[J]. 流体工程, 1991(10): 25-30. (CHEN Wen-yi, LI Xue-hu, GUAN Hong. Finite element calculation of temperature field of mechanical seals[J]. *Fluid Engineering*, 1991(10): 25-30.(in Chinese))
- [16] 王胜军, 郝木明, 张书贵. 机械密封温度场计算[J]. 化工机械, 2004, **31**(4): 203-207.(WANG Sheng-jun, HAO Mu-ming, ZHANG Shu-gui. Temperature field calculation of mechanical seals [J]. *Chemical Engineering & Machinery*, 2004, **31**(4): 203-207.(in Chinese))
- [17] 徐万孚, 刘雨川, 李广宇, 徐礼富, 沈心敏. 螺旋槽干运行非接触气体密封的理论分析与试验 [J]. 机械工程学报, 2003, **39**(4): 124-127.(XU Wan-fu, LIU Yu-chuan, LI Guang-yu, XU Li-fu, SHEN Xin-min. Theoretical analysis and experimental investigation of spiral groove dry running noncontacting gas seals[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2003, **39**(4): 124-127.(in Chinese))
- [18] 陈铭, 张秋翔, 蔡纪宁, 李双喜, 耿志翔. 气体端面密封试验设备[J]. 流体机械, 2005, **33**(2):

14-16, 27.(CHEN Min, ZHANG Qiu-xiang, CAI Ji-ning, LI Shuang-xi, GENG Zhi-xiang. Experimental equipment of dry gas seal[J]. *Fluid Machinery*, 2005, 33(2): 14-16, 27.(in Chinese))

## Thermal Analysis and Optimization of Structural Parameters for Dry Gas Seal Rings

WANG Yan-zhong<sup>1</sup>, PU Tian-xin<sup>1</sup>, HUANG Rong-ying<sup>1</sup>,  
NING Ke-yan<sup>2</sup>, HAN Ming<sup>2</sup>

(1. *School of Mechanical Engineering and Automation,*  
*Beihang University, Beijing 100191, P.R.China;*

2. *China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, P.R.China)*

**Abstract:** Leakage is the primary failure form of the dry gas seal, while the end face of the seal ring makes the main leaking channel. For some specific conditions, based on the relationships between the structural parameters and the gas film properties of the seal ring, the methods of finite element simulation and orthogonal optimization were used to select a better combination of the seal ring end face structural parameters. In addition, the steady-state heat distribution of the seal ring was simulated. On the basis of that, the thermal deformation of the seal ring was computed to explore the relationships between the material parameters and the sealing properties of the seal ring. The research results show that, except the elastic modulus, the thermal conductivity, Poisson's ratio and thermal expansion coefficient are all in a quasi-linear relationship with the thermal deformation of the seal ring. The work has guiding significance and reference value for the design and optimization of dry gas seal rings.

**Key words:** dry gas seal; gas film property; finite element; thermal deformation

**Foundation item:** The National Natural Science Foundation of China(51275020)