

摩擦学学报

TRIBOLOGY



考虑弹塑性变形阶段的干气密封接触模型

杨小成, 丁雪兴, 陈金林

Contact Model of Dry Gas Seal Considering Elastic-Plastic Deformation Stage

YANG Xiaocheng, DING Xuexing, CHEN Jinlin

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2021288>

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

干气密封滑动摩擦界面切向接触刚度分形模型

Fractal Model for Tangential Contact Stiffness of Sliding Frictional Interface in Dry Gas Seals

摩擦学学报. 2019, 39(1): 65 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018061>

基于分形理论的双渐开线齿轮接触应力研究

Contact Stress of Double Involute Gear Based on Fractal Theory

摩擦学学报. 2019, 39(2): 150 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018076>

考虑摩擦系数和微凸体相互作用的粗糙表面接触热导分形模型

A Fractal Model of Thermal Contact Conductance of Rough Surfaces Considering Friction Coefficient and Asperity Interaction

摩擦学学报. 2020, 40(5): 626 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2019256>

经典曲线型槽干气密封稳动态密封特性数值分析

Numerical Analysis of Steady-State and Dynamic Characteristics of Typical Molded Line Groove Dry Gas Seals

摩擦学学报. 2018, 38(5): 584 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018.05.012>

似叠罗汉槽干气密封的结构优选与性能研究

Geometric Optimization and Seal Performance of a Pyramid-Like-Groove Dry Gas Seal

摩擦学学报. 2017, 37(1): 121 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2017.01.016>



关注微信公众号, 获得更多资讯信息

DOI: [10.16078/j.tribology.2021288](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2021288)

考虑弹塑性变形阶段的干气密封接触模型

杨小成, 丁雪兴*, 陈金林
(兰州理工大学 石油化工学院, 甘肃 兰州 730050)

摘 要: 为探究干气密封摩擦界面在变形全阶段的接触特性, 基于分形接触理论及微观接触力学理论, 充分考虑微凸体变形的3个阶段, 通过余弦函数构建干气密封全阶段接触模型, 并分别与GW模型、KE模型和ZMC模型三种经典接触模型及相关文献的试验数据作对比, 验证本文中接触模型的合理性与正确性. 最后对干气密封摩擦界面接触特性的主要影响因素进行探究. 模型研究表明: 干气密封摩擦界面的接触特性与分形维数、特征尺度及两表面的真实接触面积有关. 接触特性与分形维数和两表面真实接触面积呈正相关, 与特征尺度呈负相关. 分形维数越大, 接触载荷与接触刚度的数量级就越大, 且接触载荷变化范围相对较大. 当特征尺度每次以1个数量级递增时, 接触载荷与接触刚度的变化范围较小, 都在1个数量级内.

关键词: 干气密封; 分形理论; 弹塑性阶段; 接触模型; 接触特性

中图分类号: TH113.1; TH117.1

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2022)06-1237-09

Contact Model of Dry Gas Seal Considering Elastic-Plastic Deformation Stage

YANG Xiaocheng, DING Xuexing*, CHEN Jinlin

(School of Petrochemical Engineering, Lanzhou University of Technology, Gansu Lanzhou 730050, China)

Abstract: Dry gas seal is a new type of shaft end seal that uses slotted sealing technology for gas sealing, and it belongs to non-contact sealing technology. Because of its high sealing properties, it is widely used in some precision equipment, such as aerospace engines. The contact between the friction end faces of the dry gas seal usually occurs in the start and stop stage, but in actual situations, due to processing errors and external environment excitation, it also lead to local vibration contact between the dynamic and static rings, then cause friction vibration of the entire end face, and reduce the sealing performance of the dry gas seal. In the past, the research on the contact characteristics of dry gas seals used the research method from micro to macro. First, the contact model of the asperity was established, and then the contact of the asperity was equivalent to the entire contact interface through probability statistics. However, they only considered the complete elastic deformation stage and the complete plastic deformation stage in the research process, while ignoring the most complex elastic-plastic stage in the asperity deformation stage, and finally the established model was inconsistent with the experimental value and had a large error. In order to explore the contact characteristics of the dry gas seal friction interface in all stages of deformation, the fractal theory and the micro-contact mechanics theory with unique characterization were used in this study. In the variable elastic-plastic deformation stage, the contact model of the asperity deformation in all stages was established through the cosine function. The established model conformed to the continuous smooth deformation theory and realized the continuous smooth transition between complete elasticity and complete plasticity. Then, a full-stage contact model of the friction interface of the dry gas seal was established by the island area theory in the fractal theory. Then the established model was compared with three classical contact models, GW model, KE model and ZMC model, and related experimental data, which verified the rationality and correctness of the contact model in this study. Finally, the effects of the real contact area, fractal dimension and feature scale on the

Received 2 December 2021, revised 19 January 2022, accepted 26 January 2022, available online 1 March 2022.

*Corresponding author. E-mail: dingxxseal@126.com, Tel: +86-15002608287.

contact characteristics of the dry-gas seal friction interface were discussed. The model results showed that the contact characteristics of the dry gas seal friction interface were related to the fractal dimension, the feature scale and the real contact area of the two surfaces. Both the dimensionless contact load and the dimensionless contact stiffness were positively correlated with the fractal dimension and the dimensionless real contact area, and their magnitudes were also positively correlated with the fractal dimension. When the fractal dimension was small, the dimensionless contact stiffness increased slowly close in magnitude. However, when the fractal dimension was large, the contact stiffness of the dimensionless contact increased nonlinearly, the gap between the orders of magnitude also increased gradually, and the variation range of the contact load of the dimensionless contact was relatively large. Both the dimensionless contact load and the dimensionless contact stiffness were negatively correlated with the feature scale. When the feature scale increased by an order of magnitude, the variation range of the dimensionless contact load and the dimensionless contact stiffness was within an order of magnitude.

Key words: dry gas seal; fractal theory; elastic-plastic stage; contact model; contact characteristics

干气密封源于上世纪60年代,是一种通过气体动压效应来达到密封效果的非接触密封技术,因其具有较高的密封特性,被广泛地应用在一些精密设备中,如航天发动机等^[1-3].干气密封摩擦端面之间的接触通常发生在启停阶段,但在实际情况中,由于人为加工误差、外界环境激励等情况下,会导致动静环局部的振动接触,进而引起整个端面摩擦振动,降低干气密封的密封性及可靠性,甚至失效,造成严重泄露等后果^[4-5].因此,开展干气密封摩擦界面的接触特性分析,是提高干气密封性能的关键,对密封系统的评估与优化具有重要的理论指导意义.

研究干气密封摩擦界面的接触特性,首先要对其微观接触模型进行探究.目前,国内外学者对于微观接触模型的研究主要分为三种:统计接触模型、分形接触模型及有限元接触模型^[6-8].1966年,Greenwood和Williamson等^[9]首次提出将结合面上微凸体高度分布假设为随机分布函数,并提出了经典的GW模型,该模型与前人假设微凸体高度分布遵循等高分布的模型相比更为精确,但该模型只考虑了压入硬度较小的接触面,仅适合弹性接触,具有明显的局限性^[10];后来,Chang等^[11]通过对微凸体的力学研究,提出了微凸体还存在着不同于GW模型的非弹性变形阶段,并基于塑性流动理论考虑了非弹性变形阶段,建立了经典的CEB模型,但该模型在塑性临界点处却存在着跳跃点,不满足连续光滑的要求;为解决CEB模型的跳跃点问题,Zhao等^[12]对其弹性和塑性变形阶段采用多项式拟合,建立了经典的ZMC模型,该模型虽然实现了接触载荷之间的连续光滑过渡,但是通过该模型建立的接触刚度却是不连续的;随着学者不断探究,其接触模型逐渐被完善,如KE模型^[13-14]和LIN模型^[15]等.但随着这些模型的不建立,其统计学模型的弊端也逐渐被体现出来:统计学模型的参数在很大程度上取决于所采用

设备的分辨率,不同设备的分辨率所得出的统计参数值是不同的,通过设备得出的统计参数不具备唯一性^[16-17].为解决这种弊端,Majumdar等^[18]学者于1991年建立了具有分形特性的MB模型,该模型通过分形理论来表征接触表面的轮廓曲线,且与GW模型相比,该模型将接触微凸体顶端曲率看做是接触面积的函数,随着接触面积的变化曲率半径不断发生变化,修正了GW模型中曲率半径为常数时造成的接触面积较小时发生弹性变形,接触面积较大时发生塑性变形的结论^[19];后来,很多学者在MB模型的基础上对弹塑性阶段进行了建模^[20-22],但这些模型的弹塑性阶段采用的都是KE模型,该模型将弹塑性划分为两个变形区间,采用幂函数经验公式对有限元求解的理论值进行了拟合.因此,在临界点处会出现接触载荷不连续的情况,不满足变形连续性的要求^[23-24].此外,有些模型在满足接触载荷连续性的同时却满足不了接触刚度的连续性,如ZMC模型等.而且目前,对于干气密封摩擦界面接触模型的力学特性相关的研究鲜有报道,文献[6]和[7]都仅考虑弹性阶段和塑性阶段,未对复杂多变的弹塑性阶段进行探究.

针对上述不足,基于分形接触理论及微观接触力学理论,充分考虑微凸体变形的3个阶段,通过余弦函数构建了干气密封全阶段接触模型,并分别与经典接触模型和试验数据作比较,验证了本文中接触模型的正确性.最后经过理论分析与数值求解得到干气密封摩擦界面的力学特性及其影响因素,并探究了干气密封摩擦接触表面的力学特性与其影响因素之间的变化规律.

1 摩擦界面接触模型的建立

干气密封结构示意图如图1(a)所示,结构图中包含有两对摩擦副,每组摩擦副由动环和静环组成,如

图1(b)所示. 动环和静环为取得更好的动压效果, 常采用硬硬组合或硬软组合. 本文中选取常见的硬软组合, 即碳化硅和石墨组合^[6-7]. 由于接触变形发生在较

软材质的接触面上, 因此, 本文中只考虑静环上的接触变形, 将静环表面等效为柔性粗糙平面, 而将硬质动环等效为刚性光滑平面, 如图2所示.

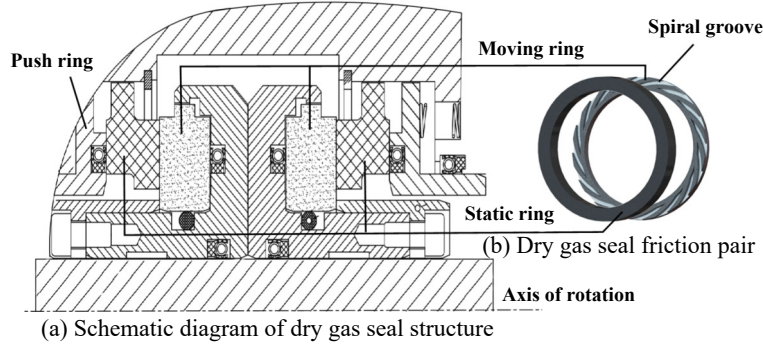


Fig. 1 Schematic diagram of dry gas seal structure and seal ring

图1 干气密封结构及密封环示意图

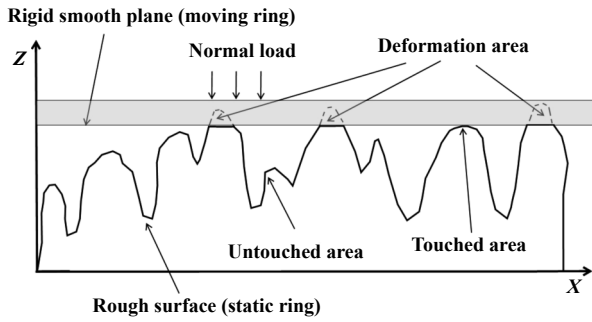


Fig. 2 Schematic diagram of the contact between smooth rigid surface and rough surface

图2 光滑刚性表面与粗糙表面接触示意图

1.1 单微凸体接触模型

本文中接触模型的假设如下: 假设表面形貌为各向同性; 微凸体与平面接触为半球体与平面接触; 微凸体之间不发生相互作用力, 且微凸体基底位置不发生任何变化; 粗糙表面接触过程中不考虑表面热变形等一些极端情况. 如图3所示, 以微凸体中心为原点, 建立 x - z 坐标系, 图中 R 为微凸体变形前最大曲率半径, 变形前的接触高度为 ω , l 为微凸体基底尺寸, 微凸体受刚性光滑平面挤压作用将会发生屈服变形, 变形量为 δ , l' 为微凸体在受到挤压变形时的最大接触直径.

由W-M函数可知, 粗糙表面可以近似等效为由一系列不同尺度的波长相互叠加而成^[18], 则粗糙表面轮廓曲线可以表示为^[25]

$$z(x) = G^{D-1} l^{2-D} \cos \frac{\pi x}{l} \quad -\frac{l}{2} < x < \frac{l}{2} \quad (1)$$

式中, G 为特征尺度, D 为分形维数.

微凸体最大曲率半径为

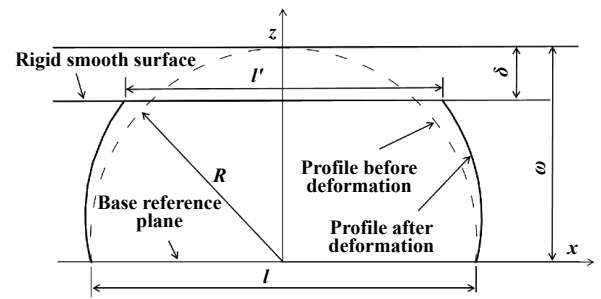


Fig. 3 Schematic diagram of asperity deformation

图3 微凸体变形示意图

$$R = \left| \frac{(1+z')^{\frac{3}{2}}}{z''} \right|_{x=0} = \frac{l^D}{\pi^2 G^{D-1}} \quad (2)$$

微凸体变形前的高度为

$$\omega = z(0) = G^{D-1} l^{2-D} \quad (3)$$

微凸体在受到载荷后, 会发生接触变形, 产生的变形量为

$$\delta = \omega - z\left(\frac{l'}{2}\right) = G^{D-1} l^{2-D} \left(1 - \cos\left(\frac{\pi l'}{2l}\right)\right) \quad (4)$$

当微凸体受到的载荷小于微凸体的屈服极限时, 发生弹性变形, 该阶段的力学特性可由Hertz接触力学理论分析求解; 当微凸体继续受到载荷作用时, 变形量和接触面积也会增加, 当接触面积大于弹性临界接触面积时, 微凸体进入弹塑性变形阶段, 其内部部分区域发生塑性变形, 但其周围仍然存在着大量的弹性区域^[26]. 弹性区域随着微凸体所受载荷的不断增大, 其弹性比例不断减少, 塑性区域不断增加; 最后, 弹性区域全部转换为塑性区域, 微凸体开始进入完全塑性

变形阶段.

1.1.1 完全弹性变形阶段

微凸体受刚性光滑平面挤压作用将会发生屈服变形进入弹性变形阶段. 根据Hertz弹性接触变形理论可得, 该阶段的接触特性(A_e 、 F_e 和 K_e)与变形量 δ 之间的关系如下所示^[9]:

$$A_e = \pi R \delta \quad (5)$$

$$F_e = \frac{4}{3} E R^{1/2} \delta^{3/2} \quad (6)$$

$$K_e = 2 E R^{1/2} \delta^{1/2} \quad (7)$$

式中, E 为复合弹性模量, 由微凸体两接触表面确定, 具体表达式为 $E = ((1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2)$, 其中 ν_1 和 ν_2 为摩擦界面的泊松比, E_1 和 E_2 为摩擦界面的弹性模量, 下标 e 表示微凸体在弹性变形阶段的接触特性(接触面积、接触载荷及接触刚度).

联立式(5)、式(6)、式(7)及式(2)可得弹性阶段的接触特性(F_e 和 K_e)与接触面积 a 之间的关系:

$$F_e = \frac{4E}{3R\pi^{3/2}} a^{3/2} = \frac{4E\pi^{1/2}G^{D-1}}{3l^D} a^{3/2} \quad (8)$$

$$K_e = \frac{2E}{\sqrt{\pi}} a^{1/2} \quad (9)$$

弹性变形的临界值 δ_{ec} 表达式为^[5]

$$\delta_{ec} = \left(\frac{\pi K H}{2E} \right)^2 R = \left(\frac{K \theta}{2} \right)^2 \left(\frac{l^D}{G^{D-1}} \right) \quad (10)$$

式中, K 为最大接触因子, 是摩擦界面泊松比的函数, $K=0.545+0.41\nu$; H 为摩擦界面的接触硬度; θ 为材料属性, 与接触材料自身有关, $\theta=H/E$.

联立式(5)、式(6)及式(8)可得微凸体弹性临界接触面积 A_{ec} 、临界接触载荷 F_{ec} 及临界接触刚度 K_{ec} :

$$A_{ec} = \pi R \delta_{ec} = \frac{1}{\pi} \left(\frac{K \theta}{2} \right)^2 \left(\frac{l^D}{G^{D-1}} \right) \quad (11)$$

$$F_{ec} = \frac{4E\pi^{1/2}G^{D-1}}{3l^D} a_{ec}^{3/2} = \frac{4E}{3\pi} \left(\frac{K \theta}{2} \right)^3 \left(\frac{l^D}{G^{D-1}} \right) \quad (12)$$

$$K_{ec} = \frac{2E}{\sqrt{\pi}} a_{ec}^{1/2} = \frac{2E}{\pi} \left(\frac{K \theta}{2} \right) \left(\frac{l^D}{G^{D-1}} \right) \quad (13)$$

式中, 下标 ec 表示微凸体在弹性变形阶段的临界接触特性(接触面积、接触载荷及接触刚度).

1.1.2 完全塑性变形阶段

当变形量大于等于弹塑性变形临界阶段时, 即 $\delta \geq \delta_{pc}$ ($\delta_{pc}=110\delta_{ec}$), 微凸体变形超过其屈服极限, 开

始进入塑性变形阶段, 该阶段的接触载荷 F_p 和接触刚度 K_p 可由Abbott等^[27]的塑性接触理论推导得出:

$$F_p = H a \quad (14)$$

$$K_p = 2\pi R H \quad (15)$$

式中, 下标 p 表示微凸体在塑性变形阶段的接触特性(接触面积、接触载荷及接触刚度).

联立式(14)和式(15)可得微凸体弹性临界接触面积 A_{pc} 、接触载荷 F_{pc} 及接触刚度 K_{pc} :

$$A_{pc} = 2\pi R \delta_{pc} = \frac{220}{\pi} \left(\frac{K \theta}{2} \right)^2 \left(\frac{l^D}{G^{D-1}} \right) \quad (16)$$

$$F_{pc} = H a_{pc} = \frac{220H}{\pi} \left(\frac{K \theta}{2} \right)^2 \left(\frac{l^D}{G^{D-1}} \right) \quad (17)$$

$$K_{pc} = 2\pi R H = \frac{2H}{\pi} \left(\frac{l^D}{G^{D-1}} \right) \quad (18)$$

式中, 下标 pc 表示微凸体在塑性变形阶段的临界接触特性(接触面积、接触载荷及接触刚度).

1.1.3 弹塑性变形阶段

通过Kogut等^[13]对微凸体变形阶段的研究可知, 当变形量处于 $\delta_{ec} \leq \delta \leq \delta_{pc}$ 时, 微凸体接触面积则为 $a_{ec} \leq a \leq a_{pc}$, 微凸体进入弹塑性变形阶段. 该变形阶段是弹性变形与塑性变形的混合阶段, 无法直接精准的进行定量描述. 因此, 就需要对该阶段进行力学特性分析, 通过插值函数来拟合出满足该阶段的力学特性函数.

考虑到弹塑性区域的两个特殊点即弹性变形临界点和塑性变形临界点, 因此, 接触载荷与真实接触面积 a 关系式可用余弦函数方程表示为

$$F_{ep} = A \times \cos \left[\frac{\pi}{2} \left(\frac{a_{ec} - a}{a_{ec} - a_{pc}} \right) \right] + B + C \quad (19)$$

式中, 下标 ep 表示微凸体在弹塑性变形阶段的接触特性(接触面积、接触载荷及接触刚度).

由式(12)可得接触载荷与接触面积函数表达式在弹性和塑性临界点处的斜率为

$$\left. \begin{aligned} F'_{ep}(a_{ec}) &= A \times \cos(B) + C \\ F'_{ep}(a_{pc}) &= -A \times \sin(B) + C \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

为保证弹塑性变形阶段满足光滑连续性, 根据光滑连续条件, 函数式应满足以下关系式

$$\left. \begin{aligned} F_{ep}(a_{pc}) &= F_p(a_{pc}) & F'_{ep}(a_{pc}) &= F'_p(a_{pc}) \\ F_{ep}(a_{ec}) &= F_e(a_{ec}) & F'_{ep}(a_{ec}) &= F'_e(a_{ec}) \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

联立式(19)、(20)和(21)即可解出 A 、 B 和 C 的表达式:

$$\left. \begin{aligned} A &= -\sqrt{C_1^2 + (C_2 - C_1)^2} \\ B &= \arccos \left(\frac{C_1}{-\sqrt{C_1^2 + (C_2 - C_1)^2}} \right) \\ C &= F_e(a_{ec}) - C_1 \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

式中, $C_1 = \frac{2}{\pi}(F_p(a_{ec}) - F_p(a_{pc}))$, $C_2 = F_e(a_{ec}) - F_p(a_{pc})$;

将 A 、 B 和 C 的求解值带入到(19)式中可得:

$$F_{ep} = -\sqrt{C_1^2 + (C_2 - C_1)^2} \times \cos \left[\frac{\pi}{2} \left(\frac{a_{ec} - a}{a_{ec} - a_{pc}} \right) + \arccos \left(\frac{C_1}{-\sqrt{C_1^2 + (C_2 - C_1)^2}} \right) \right] + F_e(a_{ec}) - C_1 \quad (23)$$

同理, 通过以上步骤, 可以求解得到(24)式:

$$A_{ep} = -\sqrt{C_3^2 + (C_4 - C_3)^2} \times \cos \left[\frac{\pi}{2} \left(\frac{a_{ec} - a}{a_{ec} - a_{pc}} \right) + \arccos \left(\frac{C_3}{-\sqrt{C_3^2 + (C_4 - C_3)^2}} \right) \right] + A_e(a_{ec}) - C_3 \quad (24)$$

式中, $C_3 = \frac{2}{\pi}(A_p(a_{ec}) - A_p(a_{pc}))$, $C_4 = A_e(a_{ec}) - A_p(a_{pc})$;

接触刚度 K_{ep} 可由定义求解:

$$K_{ep} = \frac{dF_{ep}}{d\delta} = \frac{da}{d\delta} \quad (25)$$

1.2 粗糙表面接触模型

1.2.1 面积分布密度函数

对于面积分布密度函数, 国内外学者将其分为两类, 一类是基于统计学原理的高斯分布, 另一类是基于分形原理的岛屿面积分布函数. 岛屿面积分布函数最早由Mandelbrot在研究海岸线与岛屿面积关系时提出, 后经Wang等^[28]学者的不断改进, 逐渐趋于完善. 本文中采用的为改进后的岛屿面积分布函数, 如下所示:

$$n(a) = \frac{D}{2} \varphi^{(2-D)/2} (a_1)^{D/2} (a)^{-(D+2)/2} \quad (26a)$$

式中, a 为真实接触面积, a_1 为单微凸体的最大接触面积; φ 为区域扩展系数; 区域扩展系数 φ 与分形维数 D 满足超越方程, 其关系如下所示^[29]:

$$\frac{\varphi^{(2-D)/2} - (1 + \varphi^{-D/2})^{-(2-D)/D}}{(2-D)/2} = 1 \quad (26b)$$

1.2.2 粗糙表面整体建模

根据前文所建立的单微凸体接触模型与面积分

布函数可得粗糙表面整体接触模型. 当微凸体最大接触面积大于塑性接触面积临界值时(即 $a \geq a_{pc}$ 时), 粗糙表面整体接触特性如下所示:

$$A_r = A_{er} + A_{ep} + A_{pr} = \int_0^{a_{ec}} A_e n(a) da + \int_{a_{ec}}^{a_{pc}} A_{ep} n(a) da + \int_{a_{pc}}^{a_1} A_p n(a) da = \frac{D}{2-D} \varphi^{(2-D)/2} a_1^{D/2} (a_{ec}^{(2-D)/2} + a_1^{(2-D)/2} - a_{pc}^{(2-D)/2}) + \int_{a_{ec}}^{a_{pc}} A_{ep} n(a) da \quad (27)$$

$$F_r = F_{er} + F_{ep} + F_{pr} = \int_0^{a_{ec}} F_e n(a) da + \int_{a_{ec}}^{a_{pc}} F_{ep} n(a) da + \int_{a_{pc}}^{a_1} F_p n(a) da = \frac{D}{3-D} \frac{4E\pi^{1/2} G^{D-1}}{3l^D} a_{ec}^{(3-D)/2} + \frac{DH}{2-D} \varphi^{(2-D)/2} (a_1)^{D/2} \times (a_1^{(2-D)/2} - a_{ep}^{(2-D)/2}) + \int_{a_{ec}}^{a_{pc}} F_{ep} n(a) da \quad (28)$$

$$F_r = F_{er} + F_{ep} + F_{pr} = \int_0^{a_{ec}} F_e n(a) da + \int_{a_{ec}}^{a_{pc}} F_{ep} n(a) da + \int_{a_{pc}}^{a_1} F_p n(a) da = \frac{D}{3-D} \frac{4E\pi^{1/2} G^{D-1}}{3l^D} a_{ec}^{(3-D)/2} + \frac{DH}{2-D} \varphi^{(2-D)/2} (a_1)^{D/2} \times (a_1^{(2-D)/2} - a_{ep}^{(2-D)/2}) + \int_{a_{ec}}^{a_{pc}} F_{ep} n(a) da \quad (29)$$

式中, 下标 er 、 epr 和 pr 分别表示粗糙表面在弹性阶段、弹塑性阶段和塑性阶段的整体接触特性(接触面积、接触载荷及接触刚度).

2 模型验证

本文中先采用理论验证, 通过与经典模型对比分析, 来证明本文中的模型在弹性、弹塑性及塑性变形全阶段的有效性; 最后, 再将本文中模型与Jiang等^[30]的试验数据及未考虑弹塑性阶段的JZZ模型作对比. 其中, 表面接触参数选取文献^[30]中的实测值进行模型验证, 其它材料属性参数选取文献^[6]和文献^[7]中石墨环的属性值. 具体模型参数列于表1中.

2.1 理论验证

本文中通过与GW模型、KE模型以及ZMC模型三大经典模型作比较, 验证本文中所建立模型的正确性.

表1 接触模型参数

Table 1 Contact model parameter

Model parameters	Specifications
Feature scale, G/m	5.9×10^{-14}
Fractal dimension, D	1.2
Elastic Modulus, E/GPa	20
Brinell hardness, H/GPa	0.7
Poisson's ratio, ν	0.29

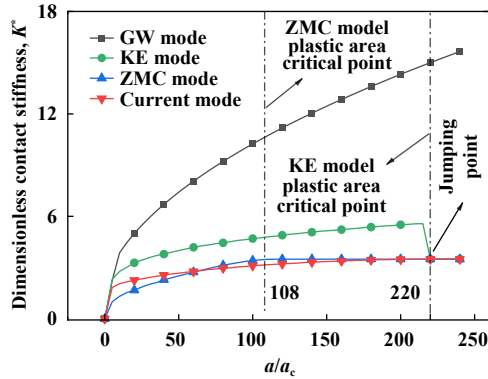


Fig. 4 Relationship between dimensionless contact stiffness and contact area

图4 无量纲接触刚度与接触面积关系图

如图4所示,本文中模型与GW模型、KE模型以及ZMC模型三大经典模型变化趋势一样,无量纲接触面积与无量纲接触刚度呈非线性增加。图中GW模型只考虑了弹性变形阶段,未对其他变形阶段进行探究,因此该模型的变化趋势与其他模型有较大的偏差;KE模型虽然在弹性阶段和弹塑性阶段实现了刚度的连续性,但是在塑性临界点处($a/a_c=220$)却存在着跳跃点,不满足变形全阶段连续性的要求;ZMC模型虽然在KE模型塑性临界点处($a/a_c=220$)实现了连续性,但是该模型在ZMC塑性临界点处($a/a_c=108$)却是不连续、不光滑的。而本文中模型对接触刚度的预测曲线无论在KE塑性临界点处($a/a_c=220$)还是ZMC塑性临界点处($a/a_c=108$)处都实现了连续性和光滑性,符合接触变形的要求。

2.2 试验验证

Jiang等^[30]为探究接触刚度与接触压力之间的变化关系,建立了JZZ经典模型,并对其模型的预测结果与试验数据作了比较,发现JZZ模型与试验数据虽然存在一定的误差,但是趋势相同,证明了所建立JZZ模型的正确性。本文中引用Jiang等^[30]的试验数据及所建立的JZZ模型与本文中模型作对比。如图5所示,本文中模型与Jiang等^[30]所建立的JZZ模型的变化趋势相同,更接近试验数据的趋势。本文中模型在法向接触

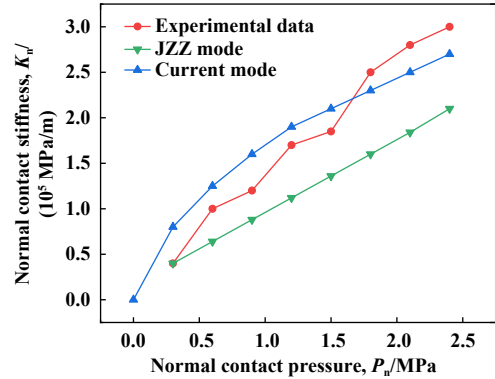


Fig. 5 Comparison between experimental data and this model

图5 试验数据与本文模型对比图

压力小于1.8 MPa时,预测值大于试验值,当法向接触压力大于1.8 MPa时,预测值小于试验值。而JZZ模型预测值均小于试验值。JZZ模型与本文中模型相比,接触刚度的趋势与试验值偏离较大,产生这种较大偏差的原因是JZZ模型未充分考虑微凸体弹塑性变形阶段,忽略了其弹塑性过渡阶段对微凸体的力学作用。因此,通过Jiang等^[30]的试验数据及JZZ模型可知,本文中模型具有较好的有效性及预测性。

3 理论结果与分析

基于前文推导及验证的接触模型,将实际工况下的接触参数代入本文中模型中,通过计算结果可以分析各参数对摩擦界面的力学特征,并探究接触参数与力学特征之间的影响规律。本文中摩擦界面采用石墨和碳化硅材料,具体参数列于表2中^[6-7,30]。

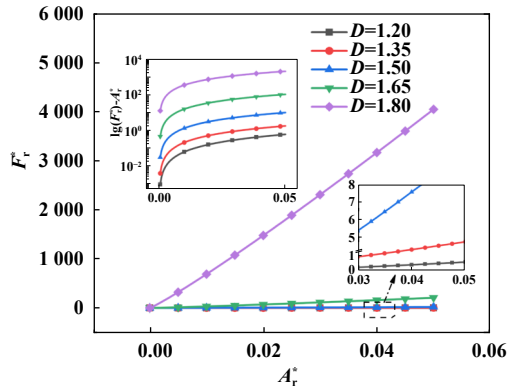
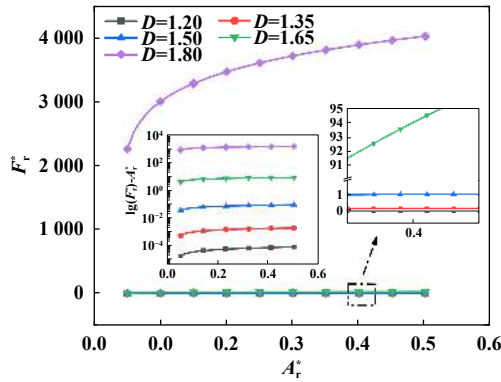
表2 接触模型参数

Table 2 Contact surface structure parameters and material parameters

Material parameters	Silicon carbide	Carbon graphite
Elastic modulus, E/GPa	400	20
Brinell hardness, H/GPa	—	0.7
Outer radius, R_o/mm	77	77
Inner radius, R_i/mm	57	59
Groot root radius, R_g/mm	63	—
Poisson's ratio, ν	0.14	0.29
Slot-to-dam ratio, γ	1	—

3.1 分形维数对接触载荷与刚度的影响

为探究干气密封的真实接触面积 A_t 和分形维数 D 对接触载荷 F_t 与接触刚度 K_t 的影响,采用表2中的接触参数进行计算,其中,特征尺度 G 取 $1 \times 10^{-12} \text{ m}$,分形维数 D 从1.2起每隔0.15取值,分别为1.2、1.35、1.5、1.65和1.8五种情况,结果如图6和图7所示。从图6可以

Fig. 6 Relationship between F_r^* and A_r^* ($G=10^{-12}$)图6 F_r^* 与 A_r^* 关系图($G=10^{-12}$)Fig. 7 Relationship between K_r^* and A_r^* ($G=10^{-12}$)图7 K_r^* 与 A_r^* 关系图($G=10^{-12}$)

看出无量纲接触载荷 F_r^* 与分形维数 D 、无量纲真实接触面积 A_r^* 呈正相关。分形维数 D 较小时,无量纲接触载荷 F_r^* 较为相近,几乎呈1条水平直线,而分形维数 D 较大时,无量纲接触载荷 F_r^* 呈数量级的增大,之间的差距也逐渐增大,为突出这种数量级的变化趋势,取无量纲接触载荷 F_r^* 的对数 $\lg(F_r^*)$ 时,如图6左上角小图所示,取分形维数 $D=1.2$ 时,无量纲接触载荷 F_r^* 的最大数量级为1个数量级,而取分形维数 $D=1.8$,无量纲接触载荷 F_r^* 的最大数量级达到3个数量级,即无量纲接触载荷 F_r^* 的数值变化范围在0到 10^3 之间。

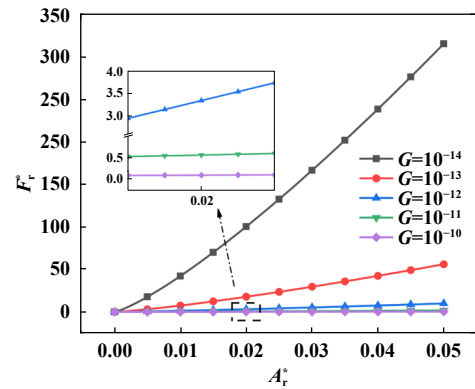
无量纲接触刚度 K_r^* 和无量纲接触载荷 F_r^* 相同,都与无量纲真实接触面积 A_r^* 和分形维数 D 呈正相关,如图7所示,无量纲接触刚度 K_r^* 随无量纲接触面积 A_r^* 的增大开始急剧增加,最后趋于平缓。无量纲接触刚度 K_r^* 在分形维数 D 较小时,呈线性增长,当分形维数 D 较大时,无量纲接触载荷 K_r^* 呈非线性增长,且呈数量级的增大。为突出这种数量级的变化趋势,取无量纲接触刚度 K_r^* 的对数 $\lg(K_r^*)$,如图7中的小图 $\lg(K_r^*)-A_r^*$ 所示,取分形维数 $D=1.2$ 时,无量纲接触刚度

K_r^* 很小,当分形维数 $D=1.2$ 时,无量纲接触刚度 K_r^* 最大数量级达到了3个数量级,且与无量纲接触载荷 F_r^* 相比,无量纲接触刚度 K_r^* 的数量级变化范围较小,均在1个数量级内。

因此,可通过增加干气密封摩擦接触面的真实接触面积 A_r 和分形维数 D 来提高密封性能,且分形维数 D 的改变对干气密封性能的提升要比表面真实接触面积 A_r 的影响更大,尤其在分形维数 D 较大时。因此,可保障在一定的真实接触面积的情况下,尽量提高接触面的分形维数,这样能大幅度提升干气密封的密封性能。

3.2 特征尺度对接触载荷与刚度的影响

为探究干气密封的真实接触面积 A_r 和特征尺度 G 对接触载荷 F_r 与接触刚度 K_r 之间的影响规律,取分形维数 D 为1.5时,特征尺度 G 每隔1个数量级取值,分别取 1×10^{-14} 、 1×10^{-13} 、 1×10^{-11} 和 1×10^{-10} m进行计算分析,如图8和图9所示。由图8可知,无量纲接触载荷 F_r^* 随着无量纲真实接触面积 A_r^* 的增大而逐渐增大,且增加幅度依次增大。特征尺度 G 越大,无量纲接触载荷 F_r^* 的值越小,变化范围也越小;当特征尺度 G 取 1×10^{-10} m时,无量纲接触载荷 F_r^* 整体趋势几乎是1条水平的直线,而当特征尺度 G 取 1×10^{-14} m时,无量纲接触载荷 F_r^* 变化幅度较大,且增长趋势与指数函数较为相似。这是因为特征尺度 D 可以表征接触面的粗糙程度,当特征尺度 G 越大时,表面粗糙度就越大,表面微凸体高度分布差异也就越大,单位面积发生塑性接触的微凸体就越多,接触面承载能力就越差,因而无量纲接触载荷 F_r^* 随特征尺度 G 的增大而减小。

Fig. 8 Relationship between F_r^* and A_r^* ($D=1.5$)图8 F_r^* 与 A_r^* 关系图($D=1.5$)

特征尺度 G 对无量纲接触刚度 K_r^* 的变化规律与特征尺度 G 对无量纲接触载荷 F_r^* 的变化规律相似,都与特征尺度 G 呈负相关,与无量纲真实接触面积 A_r^* 呈

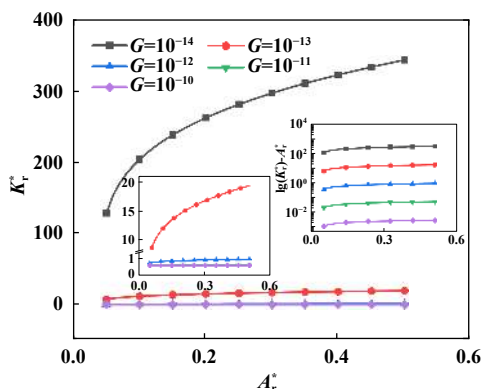


Fig. 9 The relationship between K_r^* and A_r^* ($D=1.5$)
图9 K_r^* 与 A_r^* 关系图($D=1.5$)

正相关. 但两者变化趋势有所不同, 无量纲接触刚度 K_r^* 随无量纲接触面积 A_r^* 的增大呈先急剧增加, 后趋于平缓. 随特征尺度 G 的增大, 无量纲接触刚度 K_r^* 等数量级减少, 且无量纲接触刚度 K_r^* 的变化范围都保持在1个数量级之内, 如图9所示.

因此, 可通过增加干气密封摩擦接触面的真实接触面积 A_r 和减小特征尺度 G 来提高密封性能, 且摩擦接触面的特征尺度 G 在真实接触面积 A_r 较大时相比 A_r 较小时影响更大. 因此, 可保障在一定的真实接触面积的情况下, 尽量减少接触面的特征尺度, 这样能大幅度提升干气密封的密封性能.

4 结论

a. 本文中基于分形理论和微观接触力学理论, 考虑传统的弹性变形和塑性变形阶段外, 基于余弦函数考虑了弹塑性变形阶段, 建立了具有光滑连续特性的干气密封摩擦界面全阶段接触模型, 修正了传统接触模型在弹塑性变形阶段的不连续性与不光滑等缺陷, 并通过与经典模型和试验数据的双重验证, 证明了本文中模型的正确性.

b. 无量纲接触载荷 F_r^* 和无量纲接触刚度 K_r^* 都与分形维数 D 、无量纲真实接触面积 A_r^* 呈正相关, 且他们的数量级与分形维数 D 也呈正相关, 分形维数 D 较小时, 无量纲接触刚度 K_r^* 增长较缓慢, 数量级较为接近. 但当分形维数 D 较大时, 无量纲接触刚度 K_r^* 呈非线性增长, 数量级之间的差距也逐渐增大, 且无量纲接触载荷 F_r^* 变化范围相对较大.

c. 无量纲接触载荷 F_r^* 与无量纲接触刚度 K_r^* 都与特征尺度 G 呈负相关. 当特征尺度 G 以1个数量级递增时, 无量纲接触载荷 F_r^* 与无量纲接触刚度 K_r^* 的变化范围都在1个数量级之内.

d. 可通过增加干气密封摩擦接触面的分形维数 D 和真实接触面积 A_r 及减小特征尺度 G 来提高密封性能. 一般而言, 干气密封摩擦界面的分形维数 D 应大于1.5, 特征尺度 G 应尽量小于 1×10^{-12} m.

参考文献

- [1] Li Yaoyang, Zhang Hualiang, Yin Zhao, et al. Investigation of unsteady flow in the unscalloped radial turbine cavity[J]. Aerospace Science and Technology, 2021, 113: 106675. doi: 10.1016/j.ast.2021.106675.
- [2] Wang Jie, Zhu Jihong, Hou Jie, et al. Lightweight design of a bolt-flange sealing structure based on topology optimization[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2020, 62(6): 3413–3428. doi: 10.1007/s00158-020-02683-4.
- [3] Wang Yan, Ge Yunlu, Huang Guoqing, et al. The logic relationship between macroscopic characteristics and mesoscopic velocity field of high-speed rotating flow field of dry gas seal[J]. Tribology, 2020, 40(3): 364–377 (in Chinese) [王衍, 葛云路, 黄国庆, 等. 干气密封旋转流场的宏观特性与介观速度场的逻辑关系研究[J]. 摩擦学学报, 2020, 40(3): 364–377]. doi: 10.16078/j.tribology.2019189.
- [4] Jia Xingyun, He Lidong, Zhang Hai. Effect of turbine rotor disc vibration on hot gas ingestion and rotor-stator cavity flow[J]. Aerospace Science and Technology, 2020, 98: 105719. doi: 10.1016/j.ast.2020.105719.
- [5] Fan Wenjing, Huang Weifeng, Liu Ying, et al. State evolution of dry gas seal during repeated start-stop operation using acoustic emission method[J]. Tribology Transactions, 2020, 63(1): 173–181. doi: 10.1080/10402004.2019.1674984.
- [6] Sun Baocai, Ding Xuexing, Chen Jinlin, et al. Fractal model for the normal contact stiffness of frictional interface in dry gas seals[J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(18): 248–255 (in Chinese) [孙宝财, 丁雪兴, 陈金林, 等. 干气密封摩擦界面法向接触刚度分形模型[J]. 振动与冲击, 2019, 38(18): 248–255]. doi: 10.13465/j.cnki.jvs.2019.18.035.
- [7] Sun Xuejian, Song Pengyun, Mao Wenyuan, et al. Dynamic contact analysis of dry gas seal during start-stop process considering material properties and surface topography of seal rings[J]. CIESC Journal, 2021, 72(8): 4279–4291 (in Chinese) [孙雪剑, 宋鹏云, 毛文元, 等. 考虑密封环材料属性和表面形貌干气密封启停阶段的动态接触特性分析[J]. 化工学报, 2021, 72(8): 4279–4291]. doi: 10.11949/0438-1157.20201639.
- [8] Liu Yong, Xia Tian, Chen Zhiying, et al. The development of statistical contact model for rough surface[J]. Tribology, 2020, 40(3): 395–406 (in Chinese) [刘勇, 夏天, 陈志英, 等. 粗糙表面统计接触模型的提出与发展[J]. 摩擦学学报, 2020, 40(3): 395–406]. doi: 10.16078/j.tribology.2019191.
- [9] Greenwood J A, Williamson J B P. Contact of nominally flat surfaces[J]. Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences, 1966, 295(1442): 300–319.

- doi: [10.1098/rspa.1966.0242](https://doi.org/10.1098/rspa.1966.0242).
- [10] Dong Mochen, Gong Jingzhu, Lyu Jinjun, et al. Tribology design of sealing materials using plastic index[J]. *Surface Technology*, 2017, 46(4): 180–185 (in Chinese) [董沐辰, 宫经珠, 吕晋军, 等. 运用塑性指数进行密封材料的摩擦学设计[J]. *表面技术*, 2017, 46(4): 180–185]. doi: [10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2017.04.029](https://doi.org/10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2017.04.029).
- [11] Chang W R, Etsion I, Bogy D B. An elastic-plastic model for the contact of rough surfaces[J]. *Journal of Tribology*, 1987, 109(2): 257–263. doi: [10.1115/1.3261348](https://doi.org/10.1115/1.3261348).
- [12] Zhao Yongwu, Maietta D M, Chang L. An asperity microcontact model incorporating the transition from elastic deformation to fully plastic flow[J]. *Journal of Tribology*, 2000, 122(1): 86–93. doi: [10.1115/1.555332](https://doi.org/10.1115/1.555332).
- [13] Kogut L, Etsion I. Elastic-plastic contact analysis of a sphere and a rigid flat[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 2002, 69(5): 657–662. doi: [10.1115/1.1490373](https://doi.org/10.1115/1.1490373).
- [14] Kogut L, Etsion I. A finite element based elastic-plastic model for the contact of rough surfaces[J]. *Tribology Transactions*, 2003, 46(3): 383–390. doi: [10.1080/10402000308982641](https://doi.org/10.1080/10402000308982641).
- [15] Lin L P, Lin J F. An elastoplastic microasperity contact model for metallic materials[J]. *Journal of Tribology*, 2005, 127(3): 666–672. doi: [10.1115/1.1843830](https://doi.org/10.1115/1.1843830).
- [16] SAYLES R S, THOMAS T R. Surface topography as a nonstationary random process[J]. *Nature*, 1978, 271(5644): 431–434. doi: [10.1038/271431a0](https://doi.org/10.1038/271431a0).
- [17] Sun Baocai. The theoretical analysis and experimental research of vibration frictional of dry gas seal based on fractal theory[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2020 (in Chinese) [孙宝财. 基于分形理论的干气密封摩擦振动理论分析与实验研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2020].
- [18] Majumdar A, Bhushan B. Fractal model of elastic-plastic contact between rough surfaces[J]. *Journal of Tribology*, 1991, 113(1): 1–11. doi: [10.1115/1.2920588](https://doi.org/10.1115/1.2920588).
- [19] Miao Xiaomei, Huang Xiaodiao. A complete contact model of a fractal rough surface[J]. *Wear*, 2014, 309(1–2): 146–151. doi: [10.1016/j.wear.2013.10.014](https://doi.org/10.1016/j.wear.2013.10.014).
- [20] Yan W, Komvopoulos K. Contact analysis of elastic-plastic fractal surfaces[J]. *Journal of Applied Physics*, 1998, 84(7): 3617–3624. doi: [10.1063/1.368536](https://doi.org/10.1063/1.368536).
- [21] Yuan Yuan, Cheng Yu, Zhang Jing. Fractal based elastoplastic mechanics model for contact with rough surface and its experimental verification[J]. *Engineering Mechanics*, 2018, 35(6): 209–221 (in Chinese) [原园, 成雨, 张静. 基于分形的三维粗糙表面弹塑性接触力学模型与试验验证[J]. *工程力学*, 2018, 35(6): 209–221].
- [22] Tan Wenbing, Lan Guosheng, Zhang Xueliang, et al. Research on modeling of normal contact stiffness of joint surface of fixed machinery interface based on three-dimensional anisotropic fractal theory[J]. *Chinese Journal of Solid Mechanics*, 2021, 42(4): 393–406 (in Chinese) [谭文兵, 兰国生, 张学良, 等. 基于三维各向异性分形理论的固定机械结合面法向接触刚度建模研究[J]. *固体力学学报*, 2021, 42(4): 393–406]. doi: [10.19636/j.cnki.cjrm42-1250/03.2020.054](https://doi.org/10.19636/j.cnki.cjrm42-1250/03.2020.054).
- [23] Brizmer V, Kligerman Y, Etsion I. The effect of contact conditions and material properties on the elasticity terminus of a spherical contact[J]. *International Journal of Solids and Structures*, 2006, 43(18–19): 5736–5749. doi: [10.1016/j.ijsolstr.2005.07.034](https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2005.07.034).
- [24] Li Ling, Yun Qiangqiang, Wang Jingjing, et al. A continuous and smooth contact stiffness model for mechanical joint surfaces[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2021, 57(7): 117–124 (in Chinese) [李玲, 云强强, 王晶晶, 等. 具有连续光滑特性的结合面接触刚度模型[J]. *机械工程学报*, 2021, 57(7): 117–124]. doi: [10.3901/JME.2021.07.117](https://doi.org/10.3901/JME.2021.07.117).
- [25] Chen Jinlin, Ding Xuexing, Zhang Weizheng, et al. Fractal prediction model for the thermo-elastic normal contact stiffness of frictional interfaces in dry gas seals[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2020, 39(14): 257–263, 284 (in Chinese) [陈金林, 丁雪兴, 张伟政, 等. 干气密封动静环摩擦界面热弹法向接触刚度分形模型[J]. *振动与冲击*, 2020, 39(14): 257–263, 284]. doi: [10.13465/j.cnki.jvs.2020.14.035](https://doi.org/10.13465/j.cnki.jvs.2020.14.035).
- [26] Chen Yonghui. Modeling and experimental verification of normal contact characteristics of joint interfaces considering elastoplastic deformation mechanism[D]. Taiyuan: Taiyuan University of Science and Technology, 2020 (in Chinese) [陈永会. 考虑弹塑性变形机制的结合面法向接触特性建模与试验验证[D]. 太原: 太原科技大学, 2020].
- [27] Abbott E J. Specifying Surface Quality A Method Based On Accurate Measurement And Comparison[J]. *Mechanical Engineering*, 1933, 55(1): 569–572.
- [28] Wang S, Komvopoulos K. A fractal theory of the interfacial temperature distribution in the slow sliding regime: part I—elastic contact and heat transfer analysis[J]. *Journal of Tribology*, 1994, 116(4): 812–822. doi: [10.1115/1.2927338](https://doi.org/10.1115/1.2927338).
- [29] Sun Baocai, Ding Xuexing, Chen Jinlin, et al. Fractal model for tangential contact stiffness of sliding frictional interface in dry gas seals[J]. *Tribology*, 2019, 39(1): 65–72 (in Chinese) [孙宝财, 丁雪兴, 陈金林, 等. 干气密封滑动摩擦界面切向接触刚度分形模型[J]. *摩擦学学报*, 2019, 39(1): 65–72]. doi: [10.16078/j.tribology.2018061](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018061).
- [30] Jiang Shuyun, Zheng Yunjian, Zhu Hua. A contact stiffness model of machined plane joint based on fractal theory[J]. *Journal of Tribology*, 2010, 132(1): 011401. doi: [10.1115/1.4000305](https://doi.org/10.1115/1.4000305).