

研究论文

机械密封摩擦副端面分形维数的优化

魏 龙^{1,2}, 顾伯勤¹, 孙见君³, 冯 飞², 冯 秀²

(¹ 南京工业大学机械与动力工程学院, 江苏 南京 210009; ² 南京化工职业技术学院

流体密封与测控技术研究所, 江苏 南京 210048; ³ 南京林业大学机械电子工程学院, 江苏 南京 210037)

摘要: 机械密封摩擦副接触端面的分形维数对摩擦副摩擦磨损特性和密封性能有着重要的影响。依据机械密封摩擦副端面接触分形模型和泄漏分形模型, 分别研究了有利于减轻端面磨损的最优分形维数和基于允许泄漏率的最优分形维数。用数值计算方法得出了 NHM70 型机械密封摩擦副端面弹性接触面积比 A_{re}/A_r 与分形维数 D 的关系曲线及泄漏率 q 与分形维数 D 的关系曲线。在自行设计的试验装置上, 进行了 NHM70 型机械密封试验研究。通过理论计算和试验验证表明, 在综合考虑磨损率、泄漏率和加工成本后, NHM70 型机械密封软质环端面的最优分形维数为 1.61。

关键词: 机械密封; 摩擦副; 端面; 分形维数; 优化

中图分类号: TH 136; TH 161.14

文献标识码: A

文章编号: 0438-1157 (2010) 01-0132-05

Optimization of surface fractal dimension of friction pair in mechanical seals

WEI Long^{1,2}, GU Boqin¹, SUN Jianjun³, FENG Fei², FENG Xiu²

(¹ School of Mechanical and Power Engineering, Nanjing University of Technology,

Nanjing 210009, Jiangsu, China; ² Fluid Sealing Measurement and Control Institute, Nanjing College of

Chemical Technology, Nanjing 210048, Jiangsu, China; ³ School of Mechanical and Electronic

Engineering, Nanjing Forestry University, Nanjing 210037, Jiangsu, China)

Abstract: The fractal dimension of the contacting surface of friction pair has significant influence on the sealing behavior and friction characteristics of mechanical seals. According to the contact fractal model and leakage fractal model of the end face of the friction pair, the optimum fractal dimension, beneficial to alleviating the wear of the end face and the optimum fractal dimension related to the allowable leakage rate were studied respectively. The relationship between elastic contacting area ratios of NHM70 type mechanical seal A_{re}/A_r and the fractal dimension D , as well as the relationship between leakage rate q and fractal dimension D , were obtained by numerical calculation. Experimental studies on NHM70 type mechanical seals were also carried out on a self-designed testing device. The theoretical calculation and the experimental studies showed that the optimum fractal dimension of the soft ring surface of NHM70 type mechanical seal was 1.61 after comprehensively considering the wear rate, leakage rate and manufacturing cost.

Key words: mechanical seal; friction pair; end face; fractal dimension; optimization

2009-06-22 收到初稿, 2009-08-11 收到修改稿。

联系人: 顾伯勤。第一作者: 魏龙 (1972—), 男, 博士研究生, 副教授。

基金项目: 江苏省“六大人才高峰”计划项目 (07-D-027); 江苏省高校科研成果产业化推进项目 (JHZD07-015); 南京市科技发展计划项目 (200603009); 江苏高校高新技术产业发展项目 (JHB05-29)。

Received date: 2009-06-22.

Corresponding author: Prof. GU Boqin, bqgu@njut.edu.cn

Foundation item: supported by Jiangsu Planned Projects for Fostering Talents of Six Scientific Fields (07-D-027).

引言

由于机械密封摩擦副端面之间的接触都是不同粗糙程度表面的接触,实际接触只发生在摩擦面的较高微凸体上^[1-2],因此摩擦副端面的表面形貌对机械密封的摩擦、磨损特性和密封性能有着重要影响^[2-6]。

在以往研究^[2-6]中,主要采用基于随机过程理论的表面形貌表征参数来表征机械密封摩擦副的端面形貌。但是,传统的表征参数难以准确反映粗糙密封端面形貌的本质特征,因为传统的表征参数大多是基于统计意义上的,具有多重尺度(mm、 μm 和nm级,甚至更小)特性,在一定测量条件下获得的统计学表征参数,只能反映与仪器分辨率以及取样长度有关的粗糙度等信息,而没有反映粗糙表面的本质特征。研究表明^[7-8],机械密封摩擦副端面轮廓曲线具有统计自仿射分形特性,其分形特征与尺度无关,可以提供存在于分形面上所有尺度范围内的全部粗糙度信息。而表面轮廓分形维数 D 定量地表征了表面轮廓在所有尺度上的不规则和复杂程度,是表面形貌的重要表征参数。

对机械密封摩擦副端面分形维数进行优化研究,有助于深入认识机械密封的摩擦磨损特性和密封特性,进而为机械密封综合性能的改善提供方法和手段。本文以分形理论为基础,从有利于减轻端面磨损和基于允许泄漏率两个方面对机械密封摩擦副端面分形维数进行优化。

1 有利于减轻端面磨损的最优分形维数

机械密封摩擦副端面在磨合过程中,接触表面间的磨损机理主要表现为黏着磨损^[9]。研究表明^[10],塑性接触比弹性接触引起黏着磨损的可能性要大得多。因此,在整个真实接触面中,弹性接触部分所占比例越大,越有利于减轻黏着磨损。

1.1 机械密封摩擦副端面微凸体的变形特性

通常机械密封摩擦副的动环和静环采用一硬一软两种材料配对使用且端面宽度较小,参照M-B分形接触模型^[11],将机械密封硬质环与软质环的接触简化为刚性理想光滑平面与粗糙表面的接触,摩擦副沿周向展开后的接触模型如图1所示。

机械密封摩擦副端面微凸体的变形方式包括弹性、弹塑性和塑性3种。依据分形理论经分析可

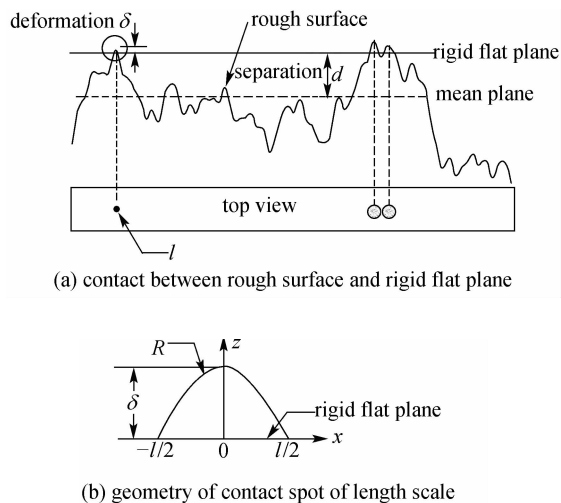


图1 摩擦副端面接触模型

Fig. 1 Contacting model of end face of friction pair

得,微凸体临界弹性变形微接触面积 a_c 及临界塑性变形微接触面积 a_{pt} 分别为^[12]

$$a_c = G^2 \left(\frac{40E}{33K_f \sigma_{2y}} \right)^{2/(D-1)} \quad (1)$$

$$a_{pt} = G^2 \left(\frac{\pi^3 E^2}{900 \sigma_{2y}^2} \right)^{1/(D-1)} \quad (2)$$

式中 G 为表面轮廓特征尺度系数; D 为表面轮廓分形维数($1 < D < 2$); E 为综合弹性模量, $E = \left[\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right]^{-1}$, E_1 、 E_2 分别为硬质环、软质环材料的弹性模量, ν_1 、 ν_2 分别为硬质环、软质环材料的泊松比; K_f 为摩擦校正系数, $K_f = 1 - 0.228f$ ^[13], $0 \leq f \leq 0.3$, f 为摩擦因数,当摩擦副端面间的润滑状态不同时,其摩擦因数取值范围也不同,对于正常工作的接触式机械密封, $f \leq 0.15$ ^[1]; σ_{2y} 为软质环材料的屈服强度。

当微凸体接触面积 $a > a_c$ 时,该接触微凸体处于弹性变形;当 $a_{pt} < a < a_c$ 时,处于弹塑性变形;当 $a < a_{pt}$ 时,处于塑性变形。

1.2 机械密封摩擦副端面真实弹性接触面积比

由分形理论可得,机械密封摩擦副端面的微凸体接触面积分布函数为^[12]

$$n(a) = \frac{D}{2} \phi^{(2-D)/2} a_i^{D/2} a^{-(D+2)/2} \quad (3)$$

式中 ϕ 为分形区域扩展系数,可由式(4)确定; a_i 为最大微凸体接触面积。

$$\frac{\phi^{(2-D)/2} - (1 + \phi^{-(D-2)/2})^{-(2-D)/2}}{(2-D)/D} = 1 \quad (4)$$

摩擦副端面真实接触面积(A_r)为^[12]

$$A_r = \frac{D}{2-D} a_i \phi^{(2-D)/2} \quad (5)$$

当 $a_l > a_c$, 则部分接触微凸体处于弹性变形状态, 部分处于弹塑性变形状态, 部分处于塑性变形状态, 此时, 摩擦副端面上弹性变形微凸体的总接触面积 (A_{re}) 为

$$A_{re} = \int_{a_c}^{a_l} a n(a) da = \frac{D}{2-D} \psi^{(2-D)/2} a_l^{D/2} [a_l^{(2-D)/2} - a_c^{(2-D)/2}] \quad (6)$$

联立式 (6)、式 (5) 及式 (1) 可得机械密封摩擦副端面真实弹性接触面积比为

$$\frac{A_{re}}{A_r} = 1 - \left[\frac{D}{2-D} \frac{G^*{}^2}{A_r^*} \left(\frac{40E}{33\sigma_{2y}K_f} \right)^{\frac{2}{D-1}} \right]^{\frac{2-D}{2}} \psi^{\frac{(2-D)^2}{4}} \quad (7)$$

式中 G^* 为量纲 1 特征尺度系数, $G^* = \frac{G}{\sqrt{A_a}}$;

A_r^* 为量纲 1 真实接触面积, $A_r^* = \frac{A_r}{A_a}$, 其中 A_a 为摩擦副端面名义接触面积。

A_r^* 是 p_g 、 D 、 G^* 、 a_c^* 、 a_{pt}^* 以及材料特性的函数^[12], 即

$$A_r^* = f(p_g, D, G^*, a_c^*, a_{pt}^*, E, \sigma_{2y}, K_f) \quad (8)$$

式中 p_g 为密封端面比载荷; $a_c^* = \frac{a_c}{A_a}$; $a_{pt}^* = \frac{a_{pt}}{A_a}$ 。

根据机械密封摩擦副端面间最大微凸体接触面积 a_l 与临界弹性变形微接触面积 a_c 及临界塑性变形微接触面积 a_{pt} 相比较的大小关系, 机械密封摩擦副端面量纲 1 真实接触面积 A_r^* 与密封端面比载荷 p_g 的关系可分为 3 种情况, 其具体表达式见文献 [12]。

1.3 有利于减轻端面磨损的最优分形维数

以 NHM70 型机械密封为例, 对分形维数 D 对摩擦副端面真实弹性接触面积比 A_{re}/A_r 的影响进行数值计算分析。NHM70 型机械密封的动环为镶嵌式结构, 密封面材料为硬质合金 YG8, $E_1 = 6 \times 10^5$ MPa、 $\nu_1 = 0.24$; 静环材料为碳石墨 M106K, $E_2 = 1.6 \times 10^4$ MPa、 $\nu_2 = 0.20$ 、 $\sigma_{2y} = 200$ MPa; 密封面内径为 69 mm、外径为 78 mm、名义接触面积 $A_a = 1039$ mm², 平衡系数为 0.895。由式 (7) 可得到 NHM70 型机械密封摩擦副端面弹性接触面积比 A_{re}/A_r 与分形维数 D 的关系曲线如图 2 所示。从图 2 可以看出, 弹性接触面积比 A_{re}/A_r 与分形维数 D 的关系曲线为上凸形曲线, 即存在一最优的分形维数值 D_m 使弹性接触面积比 A_{re}/A_r 达到最大。图 2 中所示 4 种情况下的最优分形维数值分别为: 当 $f = 0.1$ 、 $G = 5 \times 10^{-9}$ m、

$A_r^* = 0.001$ 时, $D_m = 1.62$; 当 $f = 0.08$ 、 $G = 1 \times 10^{-9}$ m、 $A_r^* = 0.004$ 时, $D_m = 1.57$; 当 $f = 0.06$ 、 $G = 1 \times 10^{-8}$ m、 $A_r^* = 0.01$ 时, $D_m = 1.61$; 当 $f = 0.04$ 、 $G = 5 \times 10^{-9}$ m、 $A_r^* = 0.02$ 时, $D_m = 1.58$ 。综合以上 4 种情况, 对于 NHM70 型机械密封, 有利于减轻摩擦副端面磨损的软质环端面最优分形维数 D_m 可取为 1.60。

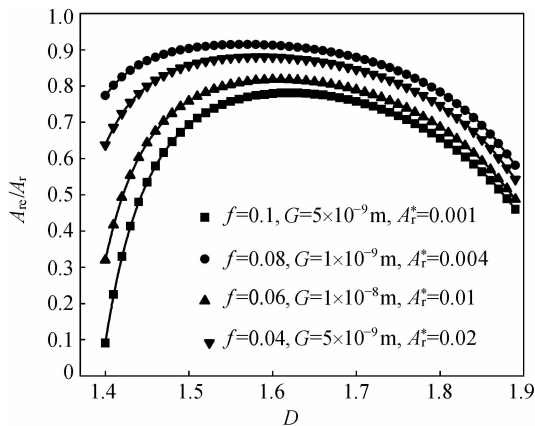


图 2 A_{re}/A_r 与 D 的关系曲线

Fig. 2 Relationship between A_{re}/A_r and D

2 基于允许泄漏率的最优分形维数

2.1 机械密封泄漏率与分形维数的关系

依据分形理论可推导出接触式机械密封泄漏率 q 的表达式为^[14]

$$q = \frac{2\Delta p D^{(3D-5)/2} G^{3(D-1)}}{9\pi\eta(d_2 - d_1)(7-4D)} [\psi^{(2-D)/2}]^{(3D-5)/2} \times [(2-D)A_a(1-A_r^*)]^{(7-3D)/2} \quad (9)$$

式中 Δp 为密封压差; η 为被密封介质的动力黏度; d_1 、 d_2 分别为密封面的内、外直径。

2.2 基于允许泄漏率的最优分形维数

端面分形维数不同时 NHM70 型机械密封的泄漏率可由式 (9) 计算得到。当端面比载荷为 $p_g = 0.65$ MPa、密封介质为水 ($\eta = 1.005 \times 10^{-3}$ Pa·s)、密封压差 $\Delta p = 0.6$ MPa、摩擦副端面摩擦因数 $f = 0.06$ 时, 分形维数 D 对 NHM70 型机械密封泄漏率的影响曲线如图 3 所示。由图 3 可看出, 随着分形维数 D 的增大, 泄漏率 q 减小。当 D 较小时, 泄漏率随着 D 的增大而迅速减小; 而当 D 较大, 即表面变得很光滑时, 随着 D 的增大, 泄漏率减小速度变得非常缓慢。这是因为分形维数 D 的增大, 使得表面支撑面积增大, 接触面上的空穴面积变小, 导致泄漏通道的截面积减小, 流体流经

密封端面的阻力增加很快, 泄漏率迅速减小; 当 D 较大时, 表面变得很光滑, 泄漏通道的截面积变化趋于平缓, 流体流经密封端面的阻力增加速度缓慢, 泄漏率变化减小。因此, 在机械密封端面加工时, 无需极力提高端面分形维数, 因为提高端面分形维数意味着提高加工成本。

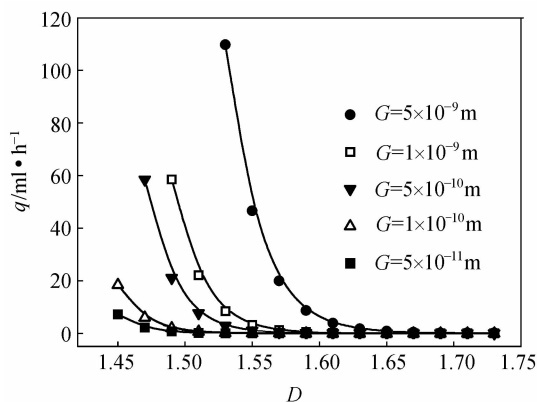


图 3 D 与 q 的关系曲线

Fig. 3 Relationship between D and q

我国机械行业标准 JB/T 4127.1—1999《机械密封技术条件》规定: 当被密封介质为液体时, 平均泄漏率, 在轴 (或轴套) 外径大于 50 mm 时, 不大于 $5 \text{ ml} \cdot \text{h}^{-1}$; 而当轴 (或轴套) 外径不大于 50 mm 时, 则不大于 $3 \text{ ml} \cdot \text{h}^{-1}$ 。由计算结果可知, 当 $D=1.61$ 时, 已满足 $q < 5 \text{ ml} \cdot \text{h}^{-1}$ 。而提高端面分形维数意味着加工成本提高。因此, 从满足泄漏率的要求和降低加工成本角度考虑, 最优分形维数取为 1.61。

3 试验研究

NHM70 型机械密封试验是在自行设计的机械密封试验装置^[15]上完成的, 泄漏量采用称重传感器测量。密封端面轮廓采用 AF-LI 型触针式表面轮廓仪测量。M106K 碳石墨环端面初始分形参数为: $D=1.581$ 、 $G=9.702 \times 10^{-9} \text{ m}^2$ 。

3.1 试验参数

试验介质为水, 密封压差 $\Delta p=0.6 \text{ MPa}$, 端面比载荷 $p_g=0.65 \text{ MPa}$, 介质黏度 $\eta=1.005 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$, 介质温度为 20°C , 工作转速为 $2900 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 。

3.2 试验过程

试验前先对 M106K 碳石墨环端面轮廓进行测量, 计算端面分形维数。将测量好的机械密封安装

在试验装置中, 调整好工作参数, 开机试验, 测量机械密封的泄漏量。运行一段时间后停机, 取出机械密封件擦净烘干, 对试样端面轮廓进行测量。重复以上步骤。

3.3 试验结果与分析

图 4 表明了机械密封泄漏率计算值、实测值以及磨损过程中 M106K 碳石墨环端面分形维数与运行时间 t 的关系。由图可见, 在前 120 h 的运行初期, 机械密封泄漏率的计算值和实测值都较大。但随着运行时间的增加, 密封端面逐渐磨合趋于光滑, 泄漏率减小。当 $t=120 \text{ h}$ 时, 泄漏率的实测值为 $2.04 \text{ ml} \cdot \text{h}^{-1}$ 。此后, 随着摩擦过程的持续进行, 端面在相当长一段时间内处于较为稳定的摩擦状态, 泄漏率变化不大。图 4 中 $D-t$ 关系表明, 在 $t=120 \text{ h}$ 之前, 端面分形维数增大较快; 当 $t=120 \text{ h}$ 时, $D=1.617$; 此后, 尽管摩擦过程仍然继续进行, 但 D 变化缓慢。这是因为: $t=120 \text{ h}$ 之前, 分形维数 D 较小, 密封端面的磨合使得 D 迅速增大, 即表面支撑面积迅速增大, 接触面上的空穴面积变小, 导致泄漏通道的截面积减小, 泄漏率迅速减小; $t=120 \text{ h}$ 时, 端面磨合基本结束, 表面变得较光滑, 分形维数 D 较大, 端面处于稳定磨损期, 泄漏通道的截面积变化趋于平缓, 流体流经密封端面的阻力增加缓慢, 泄漏率变化减小。

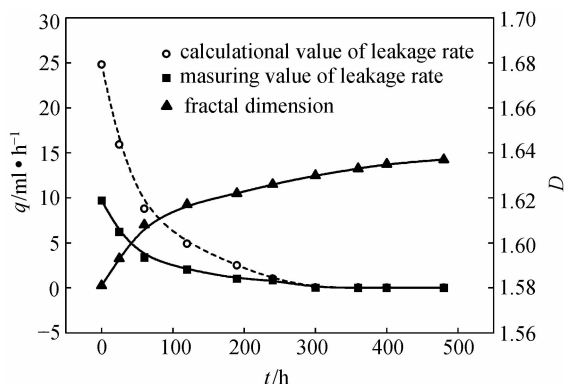


图 4 泄漏率、端面分形维数与时间的关系

Fig. 4 Relationship among leakage rate, fractal dimension of end face and time

由试验可知, 取 $D=1.617$ 为最优分形维数, 既可满足泄漏率和摩擦副端面磨合的要求, 又可降低加工成本。

通过试验所得最优分形维数 (1.617) 与理论计算所得最优分形维数 (1.60、1.61) 非常接近。

4 结 论

(1) 机械密封摩擦副端面间的真实弹性接触面积比 A_{re}/A_r 随着端面分形维数 D 的增大先增大后减小。对于材料性能参数一定的机械密封摩擦副接触端面, 存在一最优的分形维数值, 使得真实接触面积中弹性部分所占的比例最大, 从而有利于减轻摩擦副端面间的磨损。

(2) 机械密封的泄漏率 q 随着端面分形维数 D 的增大而减小。当 D 较小时, 泄漏率随着 D 的增大而迅速减小; 而当 D 较大时, 随着 D 的增大, 泄漏率减小速度变得非常缓慢。

(3) 理论计算和试验验证表明, 在综合考虑磨损率、泄漏率和加工成本后, NHM70 型机械密封软质环端面的最优分形维数为 1.61。

(4) 当机械密封的结构、材料和工况改变后, 其端面的最优分形维数还有待于大量的试验验证。

References

- [1] Wei Long (魏龙), Gu Boqin (顾伯勤), Sun Jianjun (孙见君). Friction mechanism and friction state of end faces of mechanical seals. *Lubrication Engineering* (润滑与密封), 2008, **33** (6): 38-41
- [2] Peng Xudong (彭旭东), Gu Yongquan (顾永泉). The effects of coning face and fluid inertia on the performance of mechanical face seals at various phase states. *Journal of the University of Petroleum* (石油大学学报), 1990, **14** (3): 62-70
- [3] Lebeck A O. Mixed lubrication in mechanical face seals with plain faces. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1999, **213** (3): 163-175
- [4] Ge Peiqi (葛培琪), Chen Lihai (陈利海), Gheng Jianhui (程建辉). The mixed friction calculation model of mechanical face seals considering surface roughness and radial taper. *Lubrication Engineering* (润滑与密封), 2001, **26** (5): 14-16
- [5] Vizintin J. An experimental study on the influence of different surface topographies on mechanical seal performance//BHR Group. 19th International Conference on Fluid Sealing. Poitiers, France: BHR Group Conferences-Publications, 2007: 196-210
- [6] Ding Xuexing (丁雪兴), Cheng Xiangping (程香平), Li Guodong (李国栋). The numerical simulation for micropolar fluids field of mixing friction in mechanical seal. *Journal of Petrochemical Universities* (石油化工高等学校学报), 2008, **21** (2): 63-67
- [7] Sun Jianjun (孙见君), He Xiaoyuan (何小元), Xu Jianzhong (徐建中), Liu Qihe (刘其和), Wei Long (魏龙), Gu Boqin (顾伯勤). Study on fractal behaviors of surface topography of mechanical seals. *Petro-chemical Equipment* (石油化工设备), 2007, **36** (6): 15-18
- [8] Wei Long, Gu Boqin, Feng Xiu. Fractal characteristics of end faces of carbon-graphite seal rings//Central South University, 2009 International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation Volume II. Hunan, China: IEEE Computer Society, 2009: 813-816
- [9] Gu Yongquan (顾永泉). Wear rate predication for mechanical seals. *Petro-chemical Equipment* (石油化工设备), 1999, **28** (1): 26-30
- [10] Greenwood J A, Williamson J B P. Contact of nominally flat surfaces. *Proceedings of Royal Society*, 1966, **A295**: 300-319
- [11] Majumdar A, Bhushan B. Fractal model of elastic-plastic contact between rough surfaces. *Journal of Tribology (ASME)*, 1991, **113** (1): 1-11
- [12] Wei Long (魏龙), Gu Boqin (顾伯勤), Feng Xiu (冯秀), Feng Fei (冯飞). Contact fractal model of friction face of mechanical seals. *CIESC Journal* (化工学报), 2009, **60** (10): 2543-2548
- [13] Sackfield A, Hills D A. Some useful results in the tangentially loaded hertzian contact problem. *Strain Analysis*, 1983, **18** (3): 107-110
- [14] Sun Jianjun (孙见君), Gu Boqin (顾伯勤), Wei Long (魏龙). Leakage model of contacting mechanical seal based on fractal geometry theory. *Journal of Chemical Industry and Engineering (China)* (化工学报), 2006, **57** (7): 1626-1631
- [15] Wei Long (魏龙), Gu Boqin (顾伯勤), Sun Jianjun (孙见君). Development of the computer aided testing device for mechanical seals. *Lubrication Engineering* (润滑与密封), 2006, **31** (4): 136-139