

Improvement and Optimization of Seal on SF6 Switchgear Based on Finite Element Simulation

Yibiao Huang¹, Hongchi Liang², Mingdao Li³, Wenkai Zhang³, Qingshuang Tang⁴

¹Fuzhou Power Supply Company, State Grid Fujian Electric Power Co., Ltd., Fuzhou Fujian

²State Grid Fujian Electric Power Co., Ltd., Fuzhou Fujian

³Xuji Group Corporation, Xuchang Henan

⁴Xuchang Xuji-Driescher-Wegberg Electric Co., Ltd., Xuchang Henan

Email: huangyibiao@126.com, 497825277@qq.com

Received: Mar. 2nd, 2018; accepted: Mar. 19th, 2018; published: Mar. 26th, 2018

Abstract

The sealing performance of the upper seal ring of SF6 Pole-mounted Circuit Breaker shell was simulated in finite element software. The results are similar to the actual situation, and a more intuitive parameter, sealing tape length, is extracted. Under the premise of not changing the sealing structure, the reasonable HSA is determined to be 75 ± 5 by simulation analysis, and then the samples before and after optimization are compared by helium leak detector; the experimental results show that the optimized annual leakage rate is greatly reduced, about less than 0.5%, which has high engineering value.

Keywords

SF6 Circuit Breaker, FEM, Simulation, Gasket Ring, Hardness, Compressibility

基于有限元仿真的SF6开关密封改进与优化

黄毅标¹, 梁宏池², 李明道³, 张文凯³, 汤清双⁴

¹国网福建省电力有限公司福州供电公司, 福建 福州

²国网福建省电力有限公司, 福建 福州

³许继集团有限公司, 河南 许昌

⁴许昌许继德理施尔电气有限公司, 河南 许昌

Email: huangyibiao@126.com, 497825277@qq.com

收稿日期: 2018年3月2日; 录用日期: 2018年3月19日; 发布日期: 2018年3月26日

摘要

针对SF6断路器壳体上部密封圈,在有限元软件中对其密封性能进行了仿真模拟,结果与实际情况较为相近,同时提取一种更直观反映密封性能的参数——密封带长度。在不更改密封结构的前提下,优化密封圈邵尔硬度进行仿真分析,确定合理的邵尔硬度为 75 ± 5 ,之后通过氦检漏仪对优化前后的样机进行试验对比,试验结果表明,优化后的年泄漏率大幅减小,约小于0.5%,具有较高的工程价值。

关键词

SF6断路器,有限元,仿真,密封圈,硬度,压缩率

Copyright © 2018 by authors and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

当前, SF6 开关设备运行中暴露出的故障主要是设备本体漏气,且国产设备的泄漏故障率高于进口设备。据统计[1], 1995~2007 年, SF6 断路器发生的泄漏故障中, 设备本体漏气 26 次, 其中进口设备 0 次。

在高温高湿的户外环境下, 发生降雨、降温等情况时, 箱体内部气体受冷体积收缩, 如果开关密封不良, 会导致凝露或雨水会顺着外部气体进入壳体内部, 引发严重故障。

随着计算机性能的提高、大型有限元分析软件的发展和材料学的进步, 很多人利用非线性有限元分析非线性接触的问题。利用 ABAQUS 分析了材料硬度对 C 型密封圈密封性能的影响[2]; 利用 ANSYS、FLUENT 和 Matlab 分析了材料的表面粗糙度对矩形和 O 型密封圈密封性能的影响[3] [4]; 利用 ABAQUS 分析了介质压力、摩擦因素和预压缩量对 O 型圈密封性能的影响[5]等。实践发现, 密封圈是开关设备密封问题的关键。但国内对密封圈及密封结构的设计大多是依据经验进行, 无法对设备的密封性能做出科学合理的评价。

本文以运行于户外环境的 SF6 断路器为例, 现场运维发现其壳体上部密封性能较为薄弱, 易出现雨水渗入现象。本文采用 Solidworks Simulation 软件对 SF6 断路器壳体上部密封结构(T 型)进行仿真, 结果表明现有密封结构参数不太合理, 存在泄漏的风险。之后针对不同密封圈硬度、预压缩量进行仿真分析得出密封圈应力分布情况, 根据判据选出理论上最佳的密封结构参数做出样机, 利用氦检漏设备对 SF6 断路器优化前后的密封性能进行验证, 试验结果表明, 优化后的密封参数较之前有较大改善。

2. 密封系统大变形仿真分析

2.1. 模型的建立

图 1 为 SF6 断路器壳体上部密封简化结构示意图, 图中上部为密封圈上盖板, 底部为密封槽(即壳体), 中部为密封圈。

2.2. 模型的理论分析

根据密封圈的结构及边界条件, 为了大幅提高计算速度, 有限元分析时做如下假设:

- 1) 沟槽和盖板的刚度远大于密封圈，因此可视为刚体，不考虑变形；
 - 2) 橡胶具有确定的柏松比和弹性模量；
 - 3) 橡胶圈可压缩变形，但体积不变；
 - 4) 密封圈和沟槽界面尺寸远小于轴向尺寸，且轴向不存在外载荷，因此分析可简化为平面应变问题。
- 本文选用 Mooney-Rivlin 模型来描述橡胶超弹性材料在大变形下的力学性能，其表达式为：

$$W = C_{10} (I_1 - 3) + C_{01} (I_2 - 3) \tag{1}$$

式中， W 为修正的应变势能； C_{10} 、 C_{01} 为材料的 Mooney-Rivlin 常数； I_1 、 I_2 为应力张量的第 1、第 2 不变量。

应力(σ)和应变(ε)的关系为：

$$\sigma = \frac{\partial W}{\partial \varepsilon} \tag{2}$$

目前，获得 Mooney-Rivlin 材料常数的途径，主要是实验和经验公式两种，实验可获得可靠的材料常数，但受到各种因素的影响，在实际工作中应用很不方便。在不进行材料实验的条件下，仍然可利用橡胶的硬度来获得 Mooney-Rivlin 材料常数。文[2]给出了不同硬度时 C_{10} 、 C_{01} 的比值(表 1)和不同硬度橡胶材料的 Mooney-Rivlin 参数设置表(表 2)。

2.3. 载荷及边界条件

现有密封圈材料为三元乙丙，其邵尔硬度为 60 ± 5 ，密封圈压缩率 25%，即密封圈压缩 0.5 mm。

2.4. 密封效果判断准则——最大接触应力准则

实现可靠密封的充分必要条件是密封圈与沟槽封盖的连续接触表面的接触压力不小于被密封压力，即

$$(\sigma_x)_{\max} \geq p \tag{3}$$

但实际上，密封圈的密封表面的接触压力分布是不均匀的。如果密封圈的密封带连续会使系统的密封性能更加可靠。保证橡胶密封良好的表面接触压力一般均选在 0.5~1.5 MPa 范围内，经验表明，对于普通橡胶，接触压力取 1.3 MPa 为宜[6]。由于密封结构的加工及位置公差，为更好表征密封性能，本文提

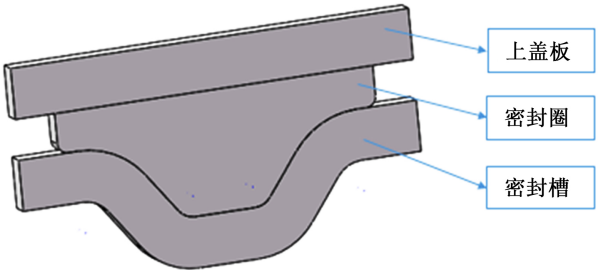


Figure 1. The sealing structure diagram
图 1. 密封结构示意图

Table 1. C_{10} and C_{01} ratio of different hardness
表 1. 不同硬度时的 C_{10} 、 C_{01} 比值

硬度	40	60	70
C_{10}/C_{01}	0.1	0.05	0.02

Table 2. Mooney-Rivlin parameter setting table of different hardness rubber materials
表 2. 不同硬度橡胶材料的 Mooney-Rivlin 参数设置表

邵尔硬度	杨氏模量(N/mm ²)	C ₁₀ (N/mm ²)	C ₀₁ (N/mm ²)
60	3.619	0.574	0.029
62	3.992	0.623	0.031
64	4.260	0.676	0.034
66	4.637	0.736	0.037
68	5.061	0.803	0.040
70	5.542	0.906	0.018
72	6.091	0.995	0.020
74	6.725	1.099	0.022
76	7.465	1.220	0.024
78	8.339	1.363	0.027
80	9.388	1.534	0.031
82	10.669	1.743	0.035
84	12.272	2.005	0.040

出一种新的参数——密封带长度，即密封圈截面接触压力大于 1.3 MPa 的区域长度。

2.5. 仿真结果分析

针对现有密封圈，分别针对邵尔硬度为 60、66，压缩率 25%的工况进行仿真分析，材料参数参见表 2，计算得到密封圈应力云图如图 2 所示。

图 2 中，红色位置为应力值大于 ≥ 1.3 MPa 的区域，蓝色位置为应力值 ≤ 0.5 MPa 的区域。分别提取不同硬度下的 Von Mises 应力峰值、接触应力峰值、密封带长度汇总如表 3 所示。

表 3 中数据表明：邵尔硬度分别为 60、66 下密封带长度均为 0 mm，存在泄漏风险。由于 SF6 壳体密封槽为模具冲压而成，更改密封结构较为困难，本文在保证压缩率的前提下优化密封圈的邵尔硬度，当密封圈硬度 HAS > 80 时，25%压缩量已大于美国 ASTM395-49T 标准实验中的收缩比的最大压缩量和不同硬度下的橡胶圈压缩量的许用值[6]，故分别选取 68、70、72、74、76、78 邵尔硬度的密封圈进行仿真分析，结果如图 3 所示。

图 3 中，红色位置为应力值大于 ≥ 1.3 MPa 的区域，蓝色位置为应力值 ≤ 0.5 MPa 的区域。分别提取不同硬度下的 Von Mises 应力峰值、接触应力峰值、密封带长度汇总如表 4 所示。

图 2、图 3 中，红色位置为应力值大于 ≥ 1.3 MPa 的区域，蓝色位置为应力值 ≤ 0.5 MPa 的区域。表 4 中当硬度 HAS = 68 时，密封带长度为 2.8 mm，密封圈密封已经比较可靠。因密封圈的硬度在一范围内，为保证密封性能并预留安全裕量，在压缩率为 25%情况下，密封圈邵尔硬度选取为：HAS = 75 ± 5 。

3. 试验对比

采用灵敏度 10^{-10} Pa·m³/s 的氦检漏仪对优化密封圈硬度前后的 SF6 断路器进行试验，试验结果如表 5 所示。

年漏气率计算公式[7]为：

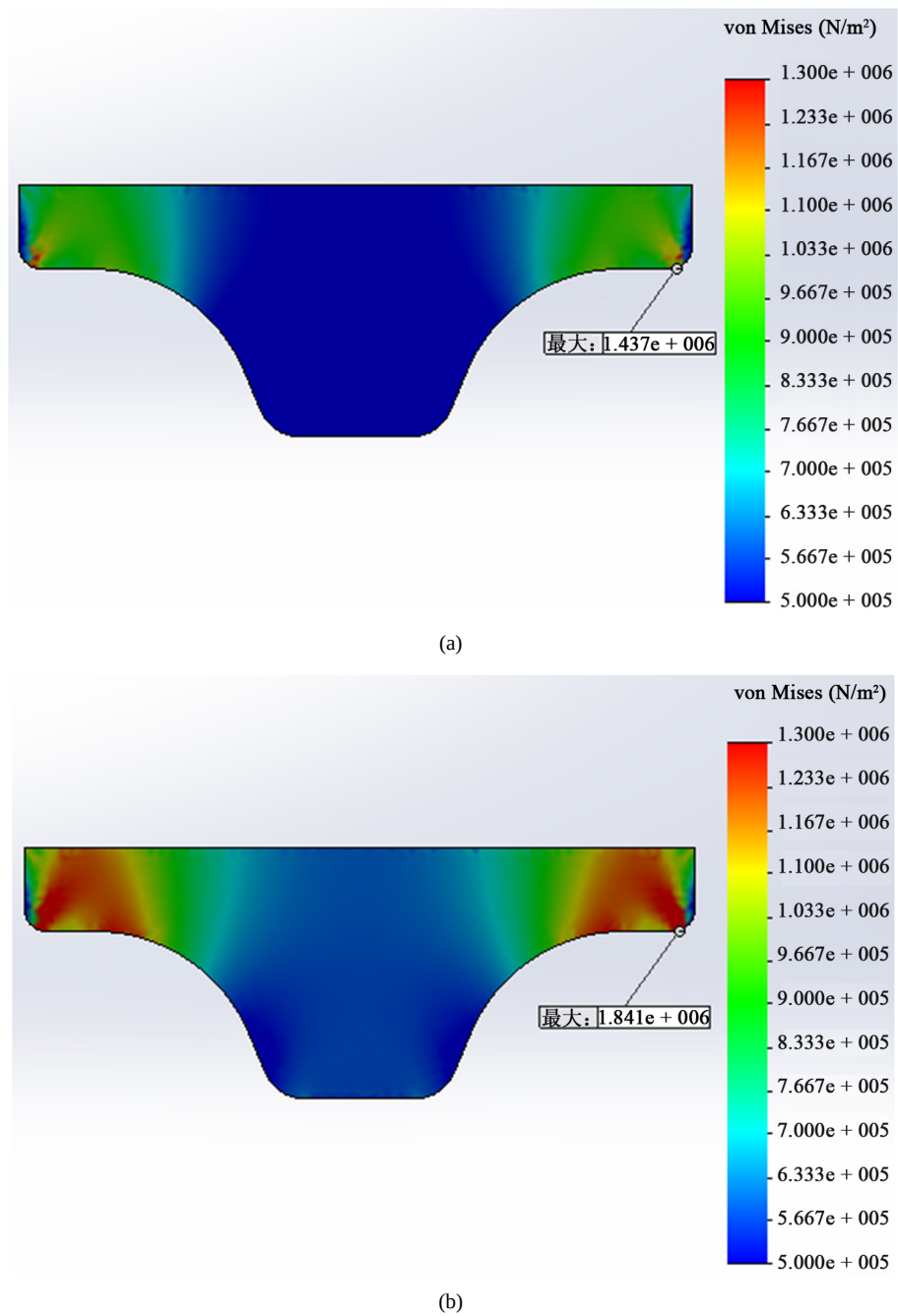


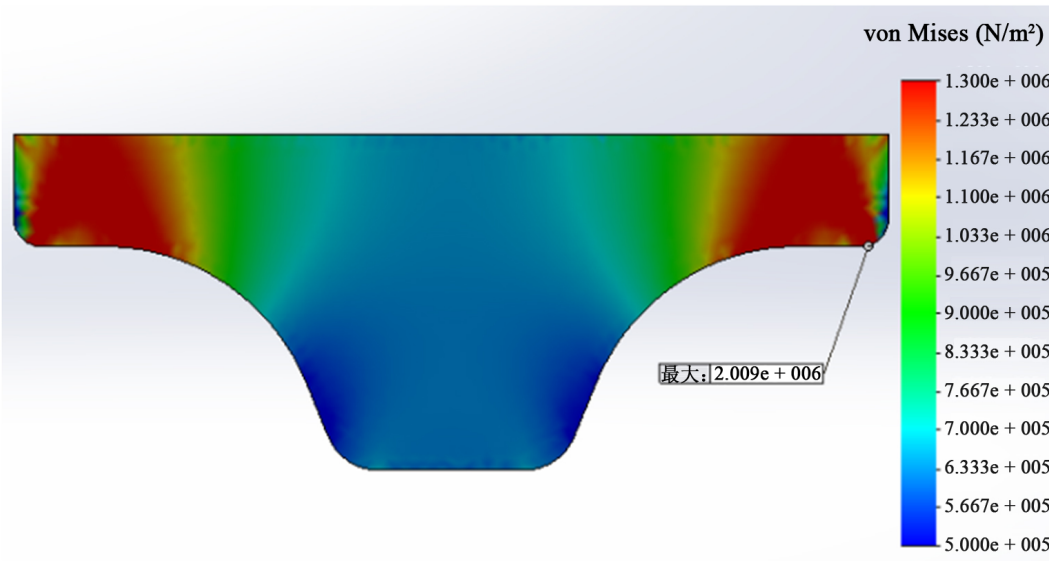
Figure 2. The stress distribution cloud diagram of different hardness sealing rings under 25% compression rate; (a) HSA 60; (b) HSA 66

图 2. 25%压缩率工况下不同硬度密封圈应力分布云图; (a) 邵尔硬度 60; (b) 邵尔硬度 66

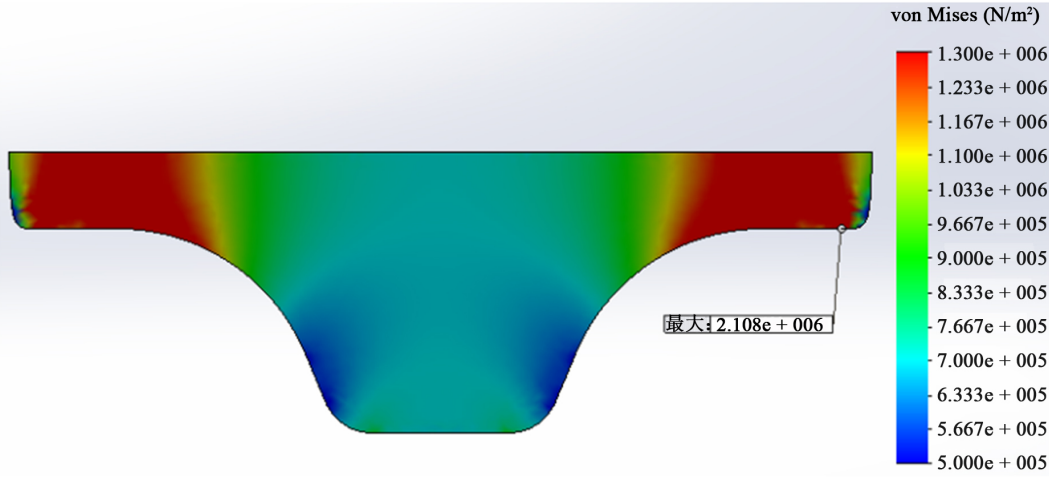
Table 3. Simulation results of different hardness materials (compression ratio 25%)

表 3. 不同硬度材料(压缩率 25%)仿真计算结果

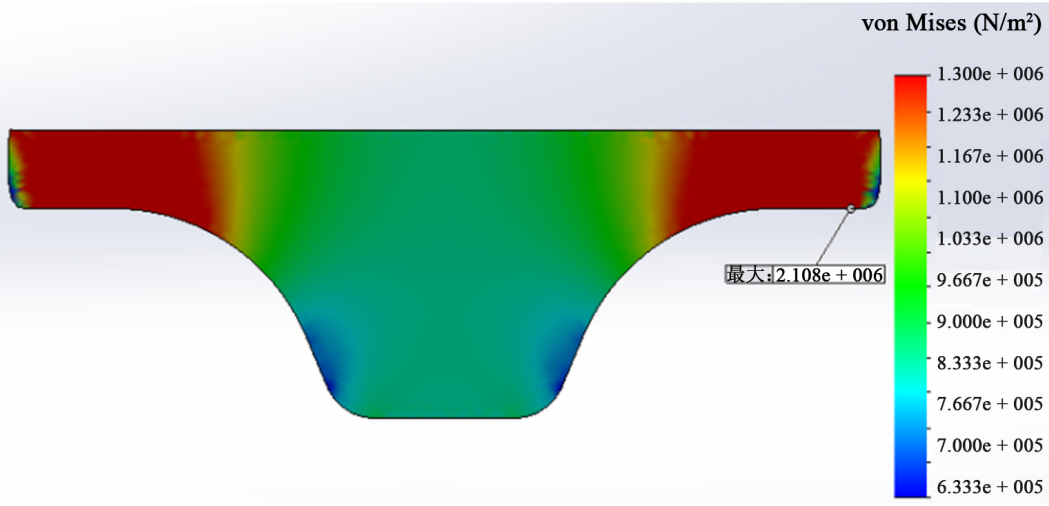
硬度	Von Mises 应力峰值/MPa	接触应力峰值/MPa	密封带长度/mm
60	1.44	1.85	0
66	1.84	2.37	0



(a)



(b)



(c)

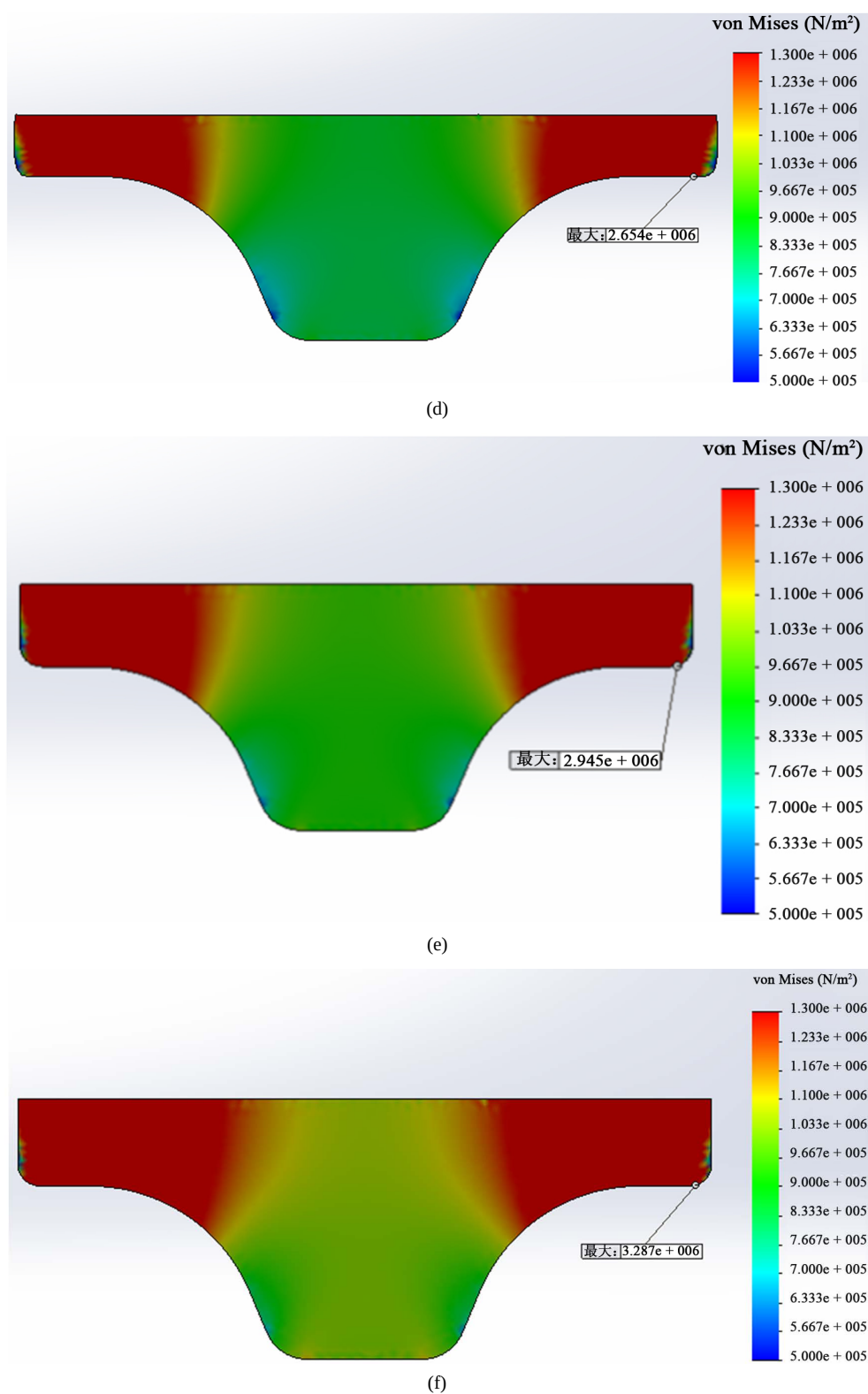


Figure 3. The stress distribution cloud diagram of different hardness sealing rings under 25% compression rate; (a) HSA 68; (b) HSA70; (c) HSA72; (d) HSA74; (e) HSA76; (f) HSA78

图 3. 25%压缩率工况下不同硬度密封圈应力分布云图; (a) 邵尔硬度 68; (b) 邵尔硬度 70; (c) 邵尔硬度 72; (d) 邵尔硬度 74; (e) 邵尔硬度 76; (f) 邵尔硬度 78

Table 4. Simulation results of different hardness materials (compression ratio 25%)
表 4. 不同硬度材料(压缩率 25%)仿真计算结果

硬度	Von Mises 应力峰值/MPa	接触应力峰值/MPa	密封带长度/mm
68	2.01	2.65	2.8
70	2.11	2.70	4.1
72	2.40	3.01	4.5
74	2.65	3.47	7.8
76	2.95	3.84	9.8
78	3.29	4.29	11.5

Table 5. The system leakage rate comparison table before and after optimization
表 5. 优化前后系统泄漏率对比表

	优化前(密封圈邵尔硬度 62, 压缩率 25%)	优化后(密封圈邵尔硬度 74, 压缩率 25%)
系统泄漏率	$4.65 \times 10^{-7} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$	$2.11 \times 10^{-7} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$

Table 6. The annual leakage rate comparison table before and after optimization
表 6. 优化前后年漏气率对比表

	优化前(密封圈邵尔硬度 62, 压缩率 25%)	优化后(密封圈邵尔硬度 74, 压缩率 25%)
年漏气率	1%	<0.5%

$$F_{REL} = \frac{F \times 60 \times 60 \times 24 \times 365}{p_{rc} \times V} \quad (4)$$

式中, F_{REL} 为年泄漏率; F 为系统漏气率; p_{rc} 为表压; V 为系统净容量。其中, SF6 断路器内部净容量约 75 dm^3 , 换算为年泄漏率后结果如表 6 所示。

由表 6 可知, 优化后 SF6 断路器的年泄漏率 < 0.5%, 效果显著。

4. 结论

总结本文的仿真计算和实验结果, 得出如下结论:

- 1) SF6 壳体上部 T 型密封结构仿真结果与实际情况较为接近, 确立了理论分析的可行性;
- 2) 在结合密封效果判断准则的前提下, 提出一种更直观反映密封性能的参数——密封带长度, 后期需要进一步研究;
- 3) 在不更改密封结构的前提下, 通过理论仿真确定保证密封性能的邵尔硬度为 75 ± 5 , 并通过氦检漏进行试验验证, 结果表明优化后的密封性能年泄漏率小于 0.5%, 具有较高的工程价值。

参考文献 (References)

- [1] 满蕊. SF6 开关设备的泄漏问题探讨[J]. 中国科技信息, 2010(19): 113-114.
- [2] 吴梵, 宋世伟. 材料硬度对 C 形密封圈密封能力的影响研究[J]. 船舶工程, 2010(6): 68-71.
- [3] 王国志, 刘桓龙, 刘晟昊, 等. 表面粗糙度对水压元件 O 形圈静密封性能的影响[J]. 润滑与密封, 2013(5): 87-91.
- [4] 张付英, 赵龙, 李佳波. 表面粗糙度对矩形动密封特性的影响[J]. 润滑与密封, 2015(4): 30-33.
- [5] 曹赞. 基于有限元的 O 形密封圈密封性能分析[J]. 智能制造, 2014(8): 46-48.
- [6] 张以忱, 等. 真空系统设计[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2013.
- [7] 中国标准出版社. 中国国家标准汇编(2011 年修订) [M]. 北京: 中国标准出版社, 2012: 1-100.

知网检索的两种方式:

1. 打开知网页面 <http://kns.cnki.net/kns/brief/result.aspx?dbPrefix=WWJD>
下拉列表框选择: [ISSN], 输入期刊 ISSN: 2333-5394, 即可查询
2. 打开知网首页 <http://cnki.net/>
左侧“国际文献总库”进入, 输入文章标题, 即可查询

投稿请点击: <http://www.hanspub.org/Submission.aspx>

期刊邮箱: jee@hanspub.org