

Comparative Analysis of Sealing Ring Slot Machines Based on ANSYS

Jie Li

Coal Mining and Designing Department, Tiandi Science & Technology Co. Ltd., Beijing
Email: gcfdlj@163.com

Received: Jun. 2nd, 2016; accepted: Jun. 19th, 2016; published: Jun. 24th, 2016

Copyright © 2016 by author 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

Abstract

In order to analyse the effect of making slots on sealing performance of mechanical seals, according to three finite element analysis, including no slotting in mechanical sealing ring of interference fit face, making slots in stationary ring and stationary ring base, the operation conditions of stress field, contact pressure of interference fit surface, the end face axial deformation, temperature distribution are drawn. Based on the effect on sealing performance, a reasonable slot situation is determined. Through the analysis it is found that slotting is better than no slotting over the sealing performance; making slots in stationary ring base has the best sealing performance.

Keywords

Mechanical Seal, Interference Fit, Slotting, Finite Element Analysis

基于ANSYS的机械密封环开槽对比分析

李 婕

天地科技股份有限公司, 开采设计事业部, 北京
Email: gcfdlj@163.com

收稿日期: 2016年6月2日; 录用日期: 2016年6月19日; 发布日期: 2016年6月24日

摘 要

为分析机械密封环开槽对机械密封性能的影响, 通过对机械密封环的结合面不开槽、以及分别在静环和

静环座开槽三种情况进行有限元分析,查看运转工况下的应力场、结合面接触压力、密封端面轴向变形、温度场分布。根据对密封性能的影响,确定合理的开槽情况。通过分析发现,开槽比不开槽的密封性能好,在静环座开槽的密封性能最好。

关键词

机械密封, 过盈联接, 开槽, 有限元分析

1. 引言

机械密封是一种旋转机械的轴封装置,由于机械密封具有泄漏量少和寿命长等优点,所以机械密封是目前旋转设备最主要的密封方式,广泛用于矿山机械、化工、石油等行业。机械密封环的变形容易引起泄漏失效,这是机械密封的主要失效形式之一。密封环与环座的配合压力中心与密封环的截面中心不重合,致使密封环受力不均,环座的根部应力大,这都是引起密封环变形的主要原因。因此,只要尽量缩小压力中心和截面中心的距离,或者只要减小环座的根部应力,就基本上能消除变形现象。在环座内侧开槽[1],使配合接触面对称地沿环的断面中心 $x-x$ 轴对称分布,让配合压力集合中心与环的断面中心重合。在环座内侧切槽可以使环与环座的配合压力中心与环截面中心重合,达到受力均匀的目的,同时可以消除根部应力的集中。这样,当温度变化时,环的平面度受温度的影响就很小。本文利用 ANSYS 软件对不开槽如图 1,在静环开槽如图 2 和在静环座开槽图 3 进行有限元分析,通过比较三者的优缺点,说明开槽以及在环上和环座上开槽对密封性能的影响,从而确定是否开槽,以及选择合适的开槽方式。

2. 模型的建立

机械密封的静环和静环座采用过盈联接,结构如图 4 所示。静环和静环座的配合压力中心与力矩中心不重合,致使密封环的受力不均,环座的根部应力大,密封环容易变形。密封环在温度变化的情况下,应力急剧变化,致使密封泄露失效。通过在密封环上的配合中心开槽,可以配合压力中心与环的力矩中心重合,从而达到受力均匀的目的,减少温度对应力变化的影响,消除根部应力集中。本文对不开槽,静环开槽和静环座开槽三种结构进行分析,从而确定三种结构的应力分布和变形情况,对密封环结构的改进起到指导作用。

静环和静环座采用过盈联接,静环材料是碳石墨,静环座材料是不锈钢。主轴的转速是 1485 r/min。结合面的直径是 294 mm,结合长度是 29 mm,直径过盈量是 0.738 mm。被密封流体是 55℃ 的含硼水,压力是 0.045 MPa,为保证密封效果,在静环的密封端面注入高压流体,流体是 40℃ 的水,压力是 0.105 MPa。

由于机械密封环具有或近似具有轴对称结构,边界条件也是对称的,有限元分析只需建立二维模型。由于涉及热结构耦合,选 plane13 单元, K3 选择 axisymmetric; 接触单元选 Target169 和 contact172, 采用面-面接触; 接触考虑摩擦, 选非对称矩阵; 采用直接求解器(稀疏 sparse direct); 打开自动时间步长和线性搜索, 牛顿-拉普森选项设置成 FULL。由于过盈联接是非线性接触,为使结果更加精确,载荷子步设置为 20, 最大子步为 1000, 最小子步为 5。

边界条件有力边界和位移边界,施加的力边界见图 5, 单位是 MPa。热边界包括对流换热和摩擦副端面热流密度,对流换热系数[2] [3]和热流密度[4]的计算结果见图 6, 单位分别是 $W/(m^2 \cdot k)$ 、 $W/(m^2)$ 。

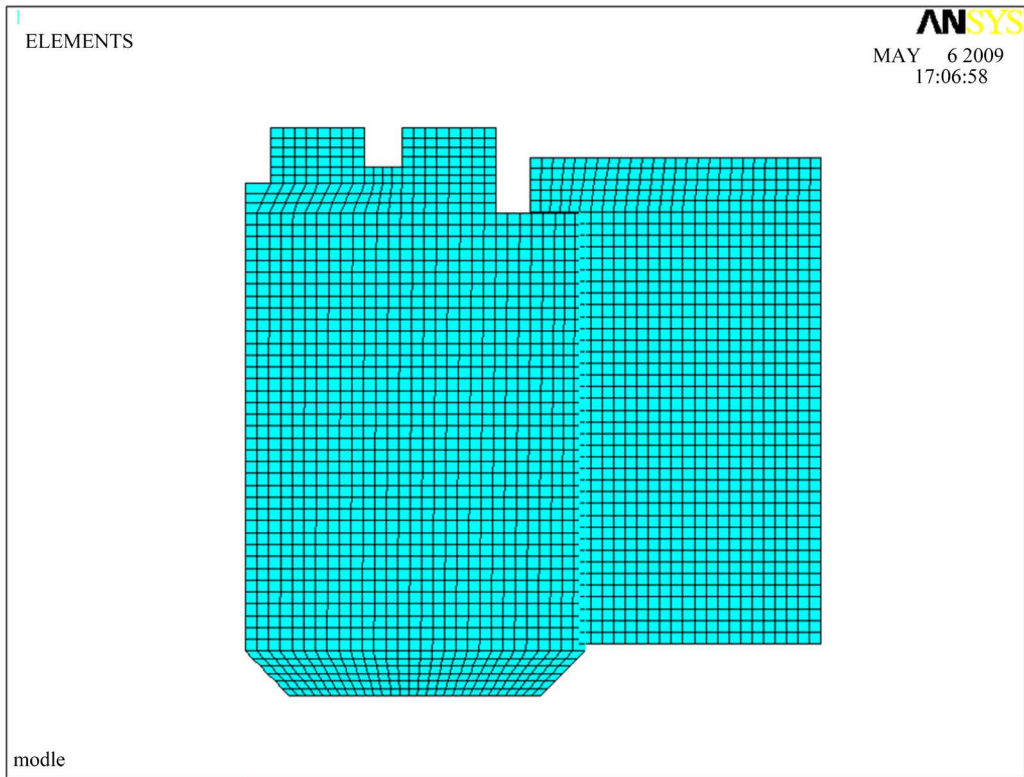


Figure 1. Non slotted unit
图 1. 不开槽单元

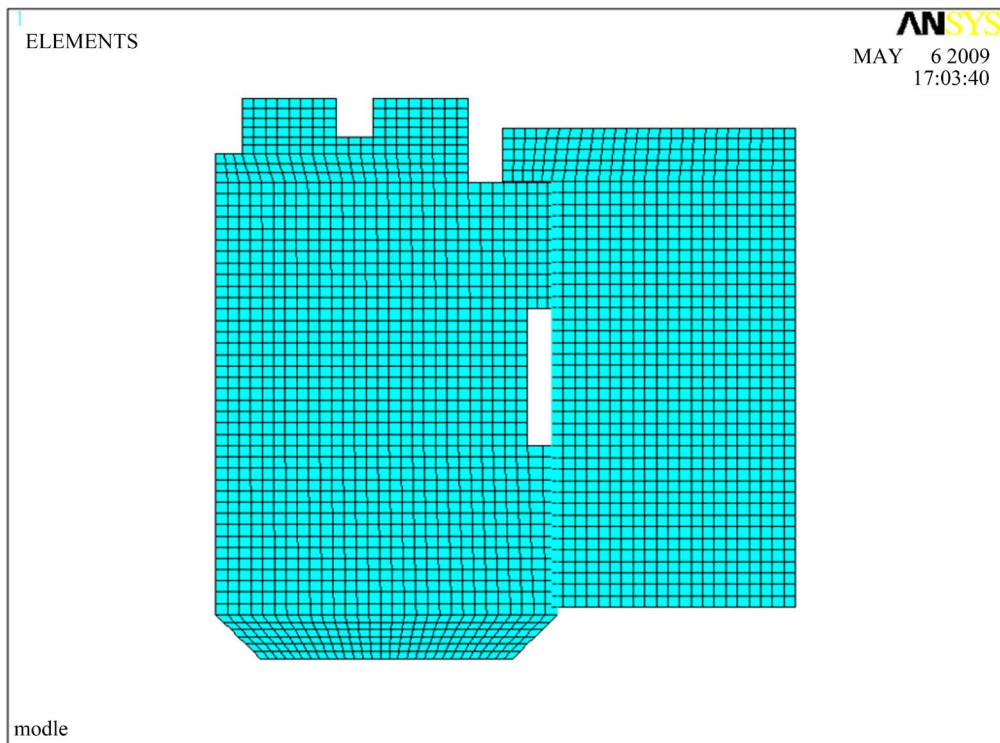


Figure 2. Static ring slot unit
图 2. 静环开槽单元

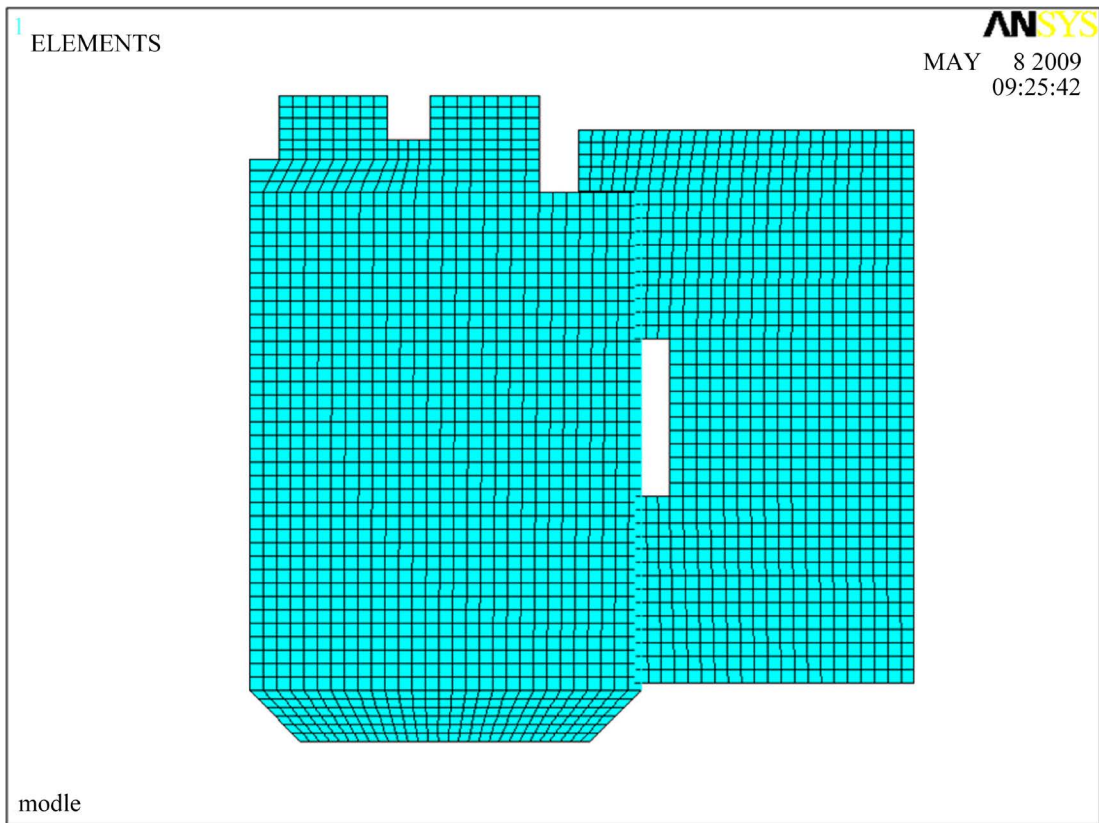
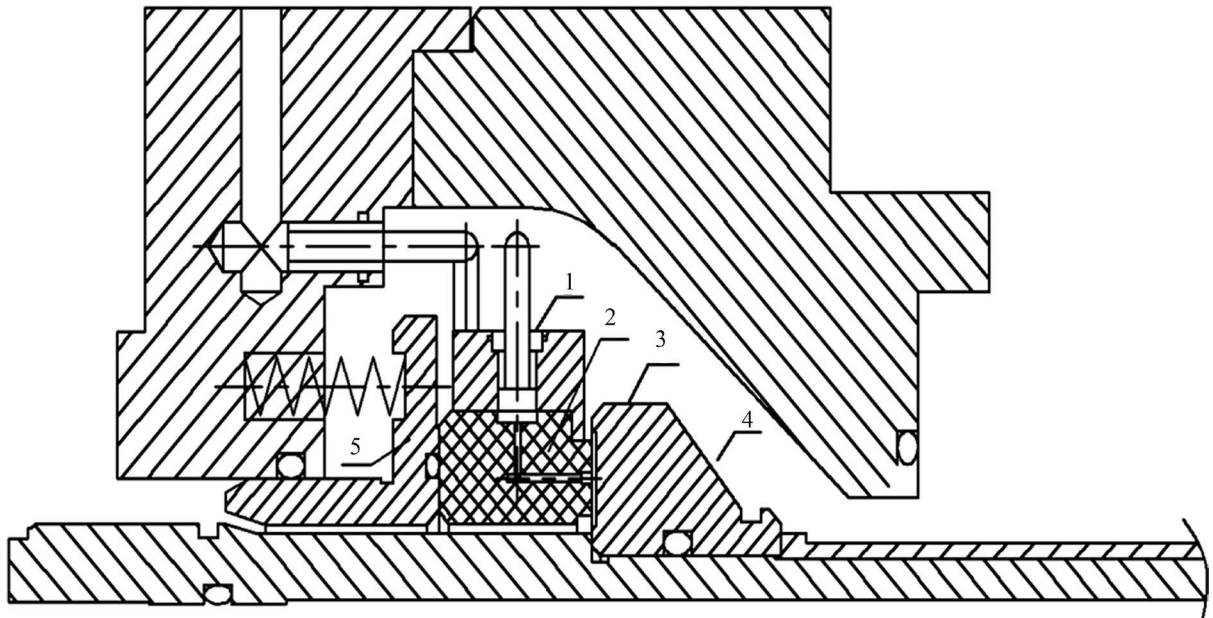


Figure 3. Static ring seat slot unit
图 3. 静环座开槽单元



1: 静环座; 2: 静环; 3: 动环; 4: 密封腔; 5: 平衡套

Figure 4. Schematic structure of mechanical seal structure
图 4. 机械密封的结构示意图

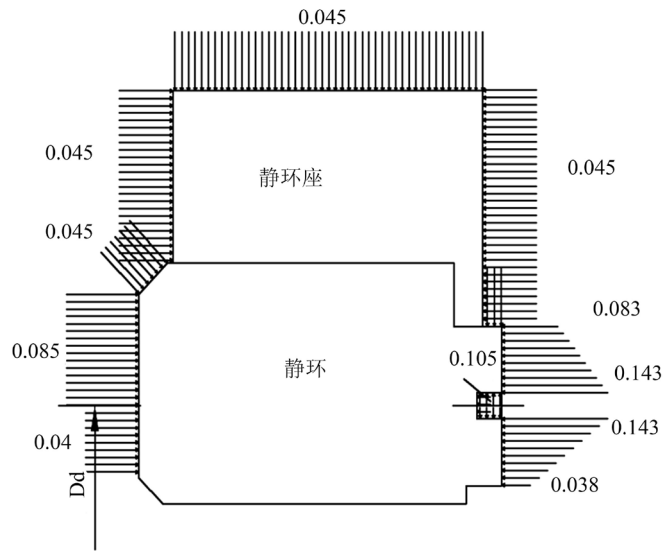


Figure 5. Force boundary of sealing ring

图 5. 密封环的力边界

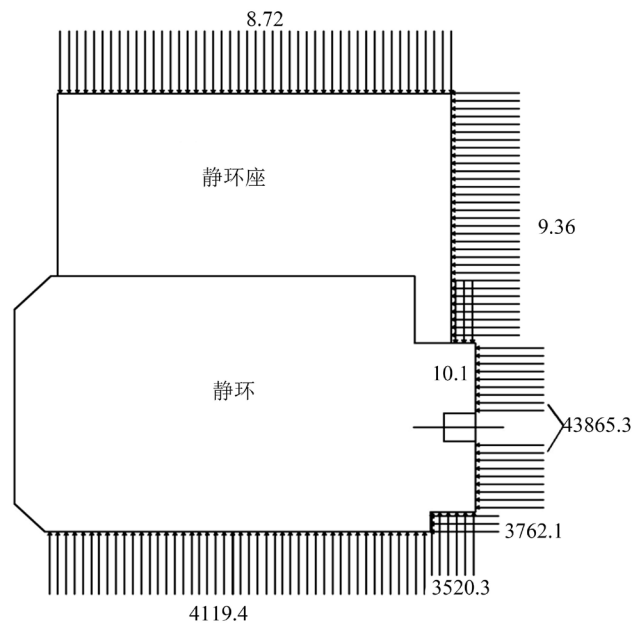


Figure 6. Thermal boundary of sealing ring

图 6. 密封环的热边界

3. 模型模拟的结果分析

机械密封过盈联接在工况下必须满足结合面的接触压力大于被密封流体压力,才能保证流体不泄漏。同时,密封环的应力小,摩擦副端面变形小,温度在材料的许用范围内才能达到较好的密封效果。因此,下面分别对运转工况下的接触压力、应力场、密封端面轴向变形、温度场进行 ANSYS 分析。为满足不变形要求,本文的开槽都满足配合压力中心与环截面中心重合。为比较开槽位置的影响,在环和环座的开槽大小一致。图 7~图 10 是均不开槽的有限元分析,图 11~图 14 是在静环上开槽的有限元分析,图 15~图 18 是在静环座上开槽的有限元分析。

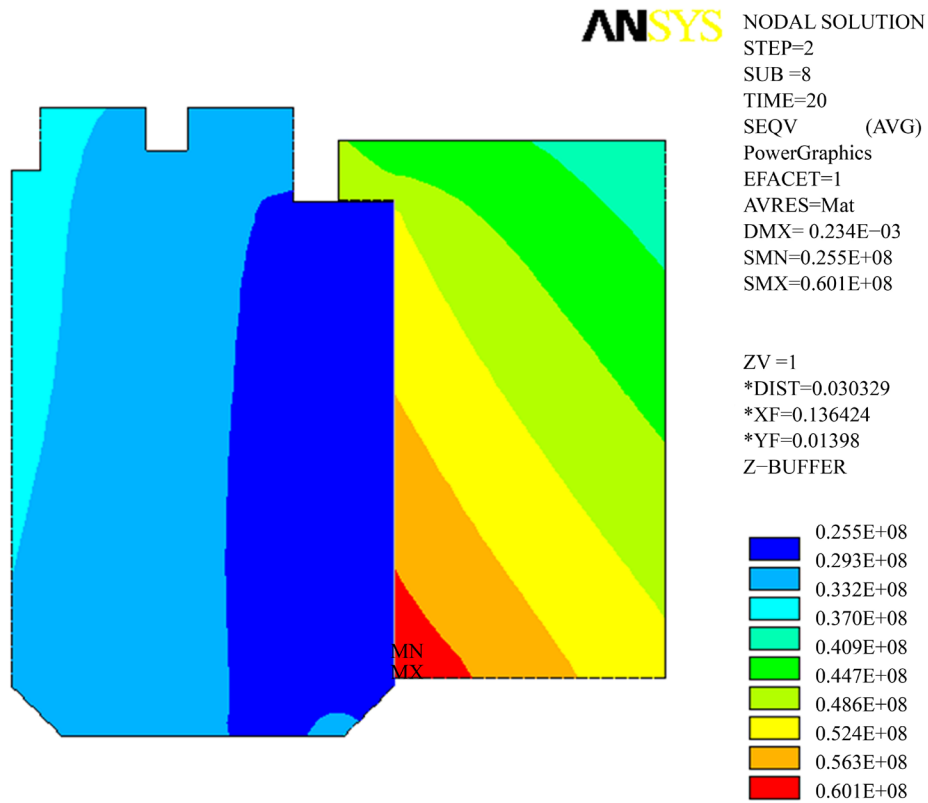


Figure 7. Equivalent stress distribution without slot
图 7. 不开槽工况下等效应力分布图

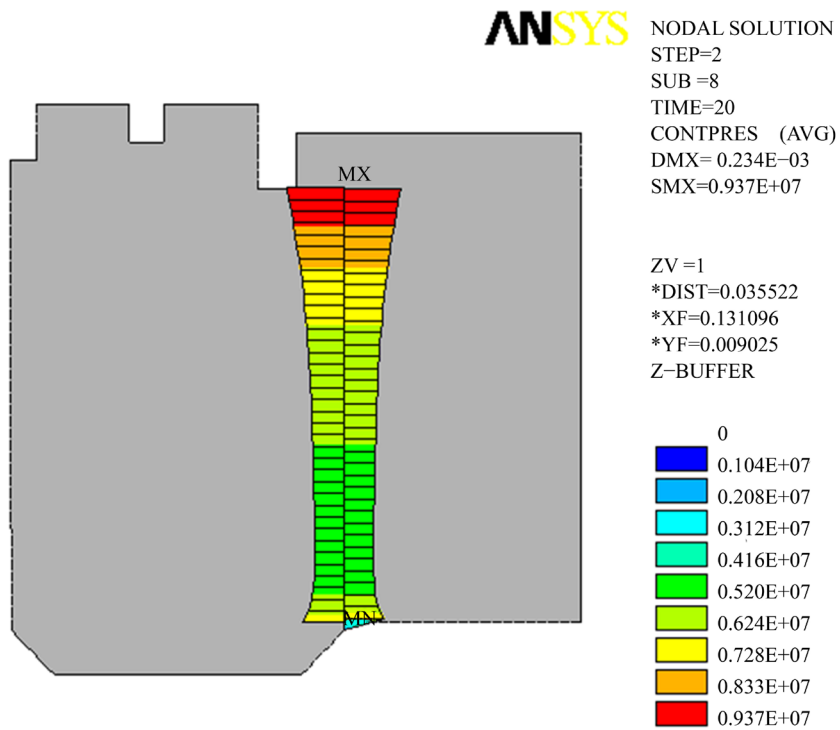


Figure 8. Contact pressure distribution without slot
图 8. 不开槽工况下接触压力分布图

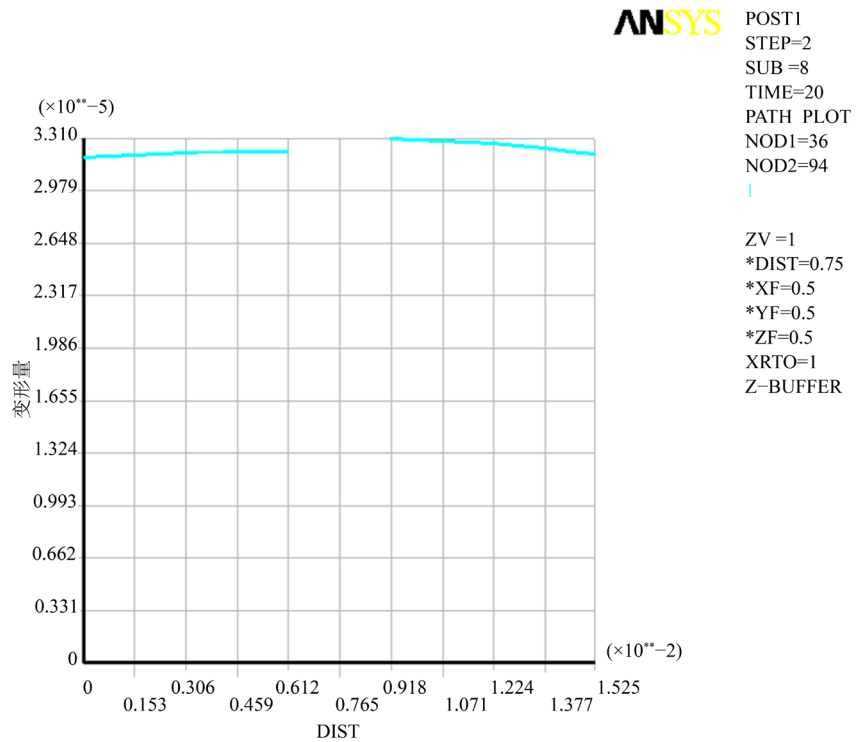


Figure 9. Axial deformation of the seal face without slot
图 9. 不开槽工况下密封端面轴向变形

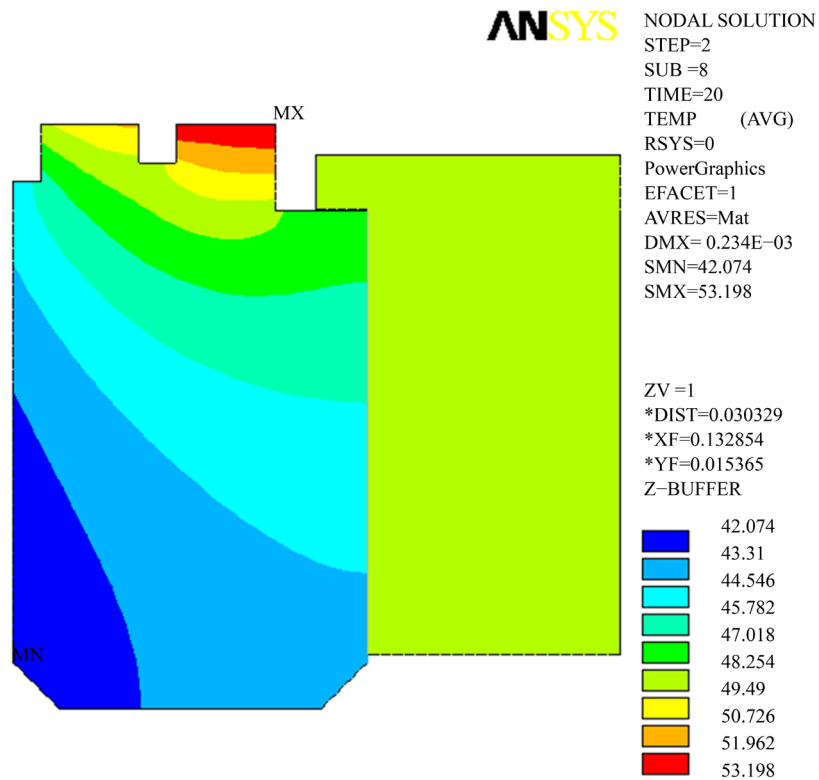


Figure 10. Temperature field distribution without slot
图 10. 不开槽工况下温度场分布图

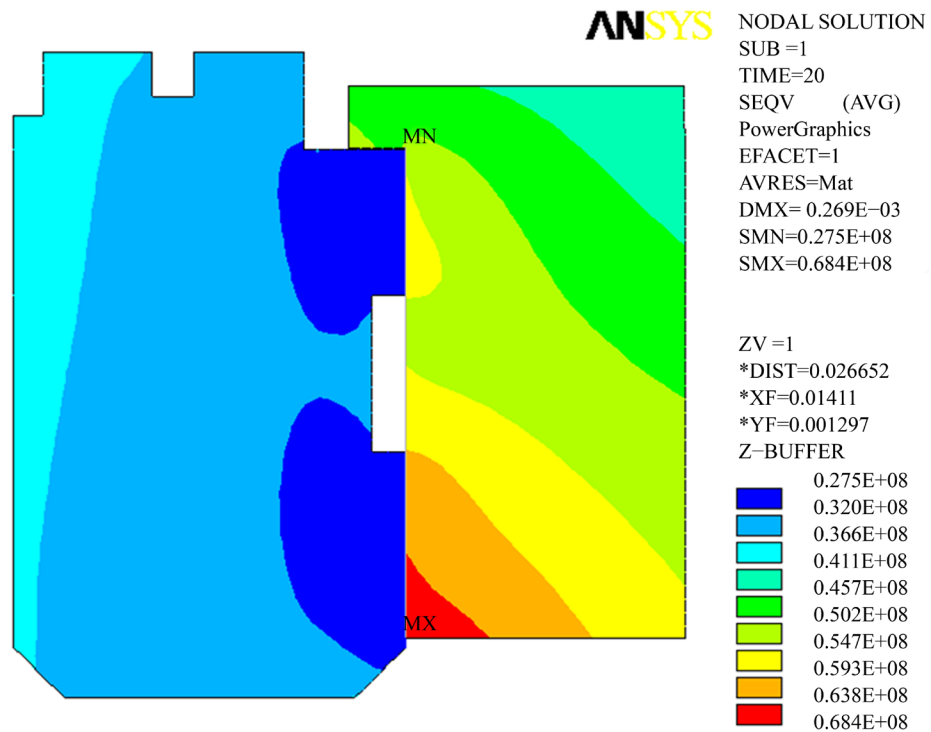


Figure 11. Equivalent stress distribution in ring slot
 图 11. 环开槽工况下等效应力分布图

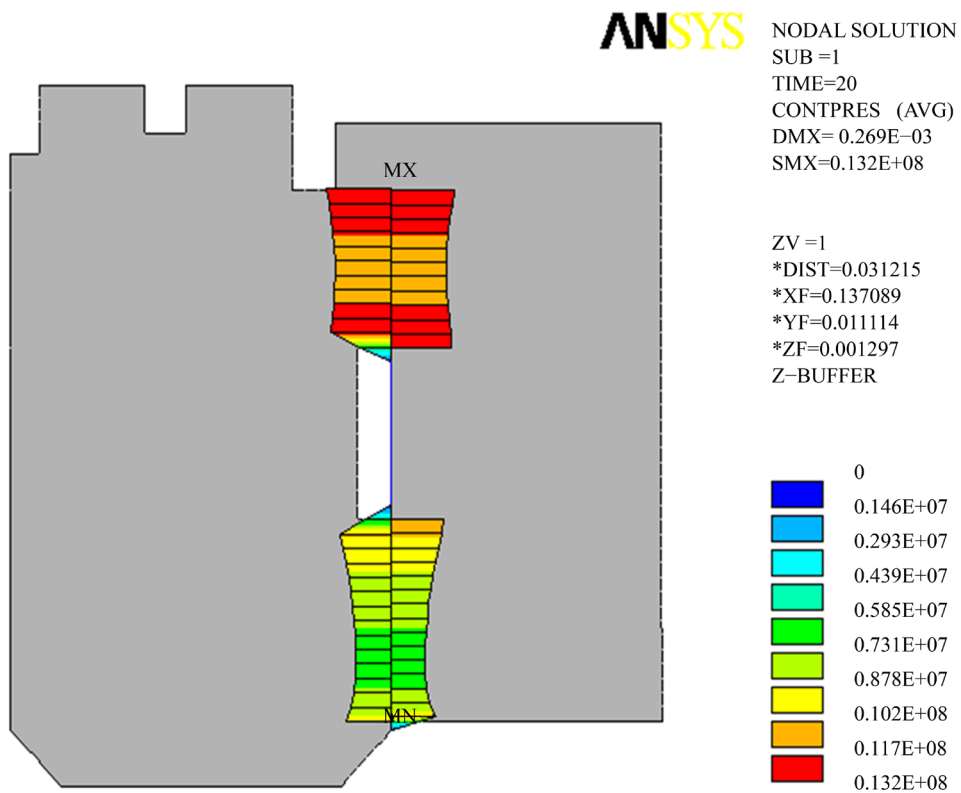


Figure 12. Contact pressure distribution in ring slot
 图 12. 环开槽工况下接触压力分布图

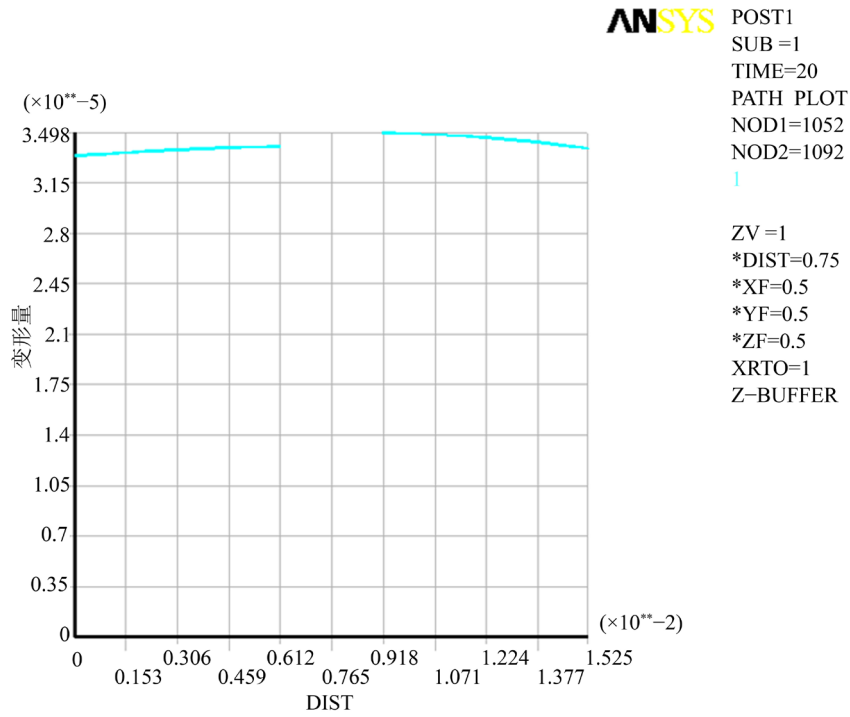


Figure 13. Axial deformation of the seal face in ring slot
图 13. 环开槽工况下密封端面轴向变形

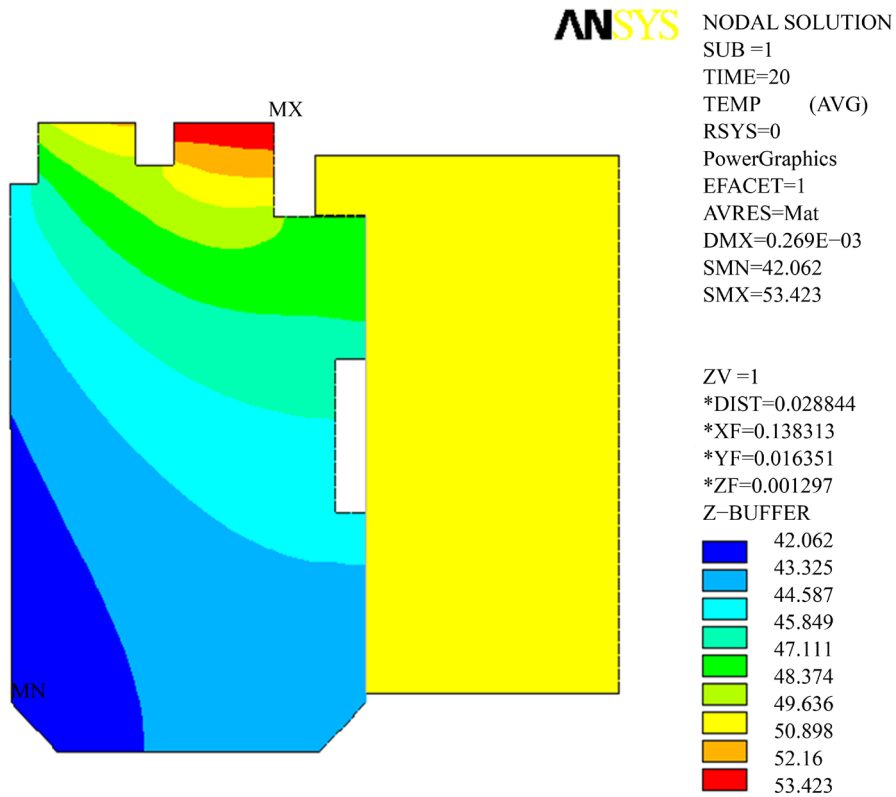


Figure 14. Temperature field distribution in ring slot
图 14. 环开槽工况下温度场分布图

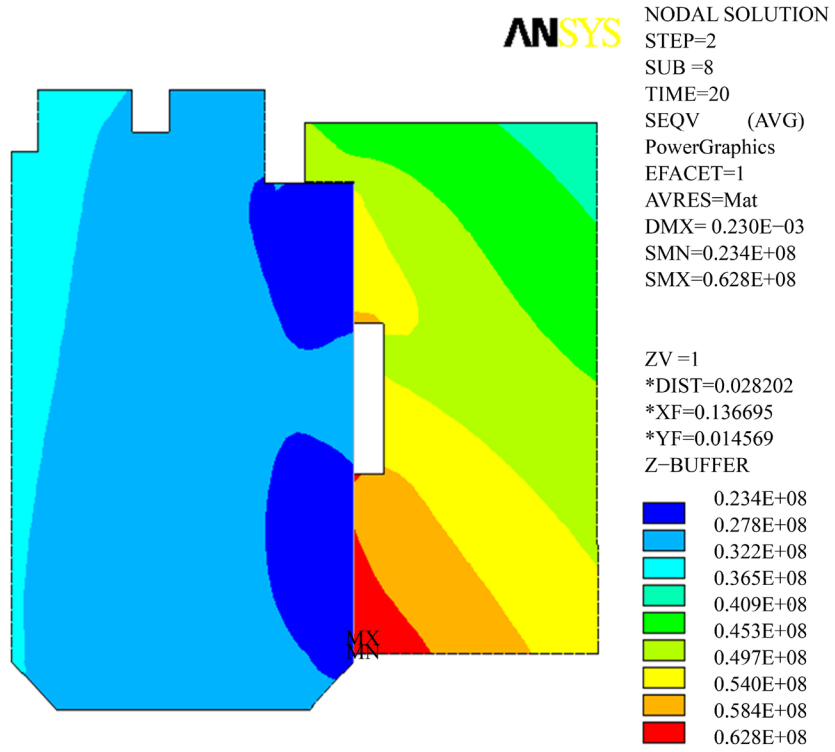


Figure 15. Equivalent stress distribution in seat ring slot
图 15. 环座开槽工况下等效应力分布图

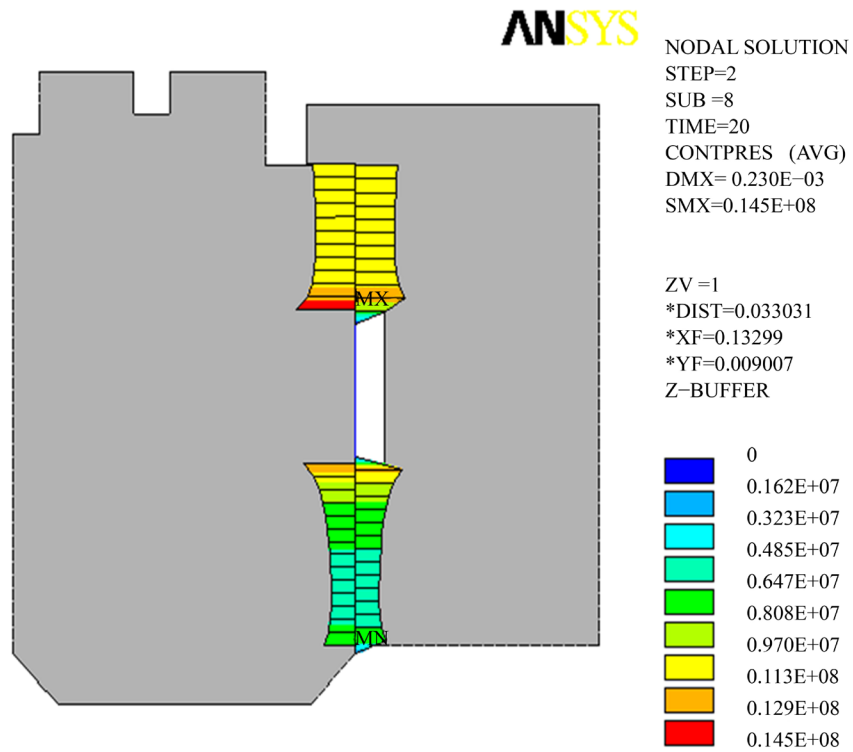


Figure 16. Contact pressure distribution in seat ring slot
图 16. 环座开槽工况下接触压力分布图

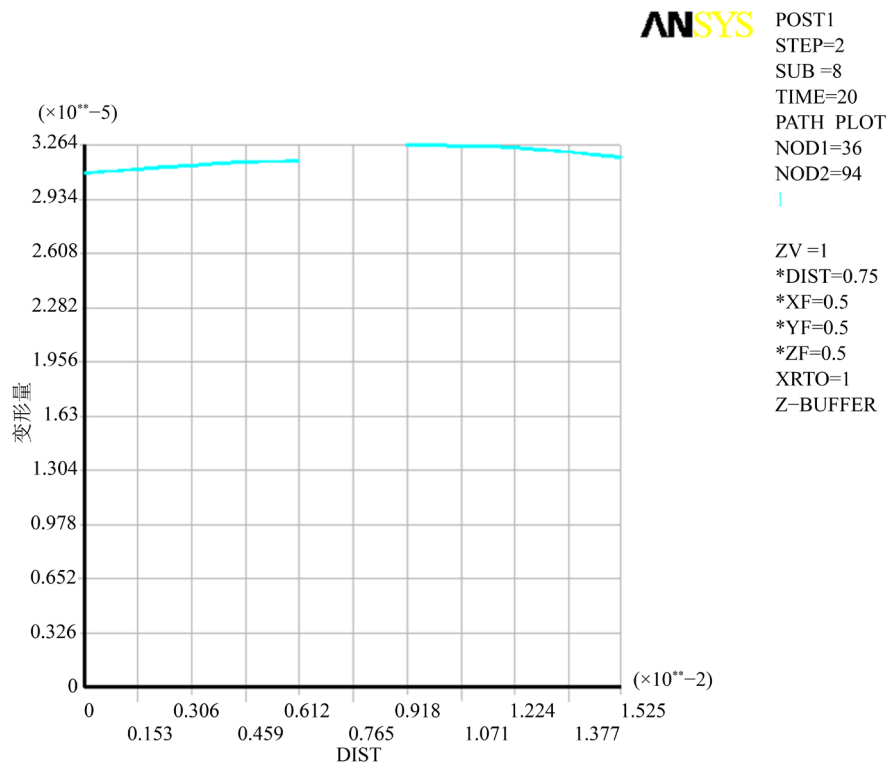


Figure 17. Axial deformation of the seal face in seat ring slot
图 17. 环座开槽工况下密封端面轴向变形

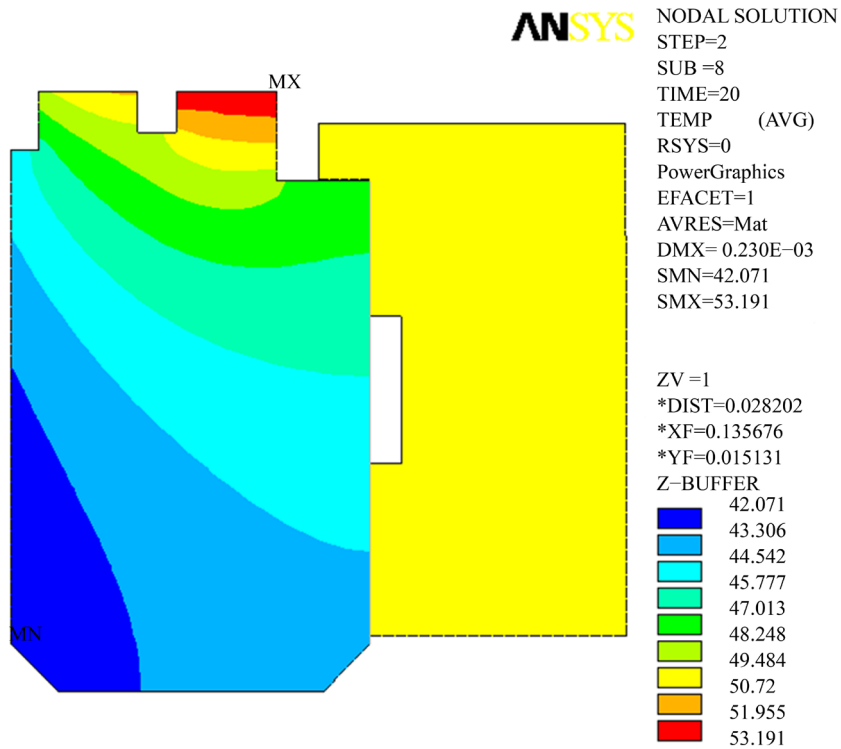


Figure 18. Temperature field distribution in seat ring slot
图 18. 环座开槽工况下温度场分布图

相同过盈量的前提下，从上面图形可以得到如下分析：

	均不开槽	静环开槽	静环座开槽
等效应力	静环和静环座的等效应力都最大	静环的等效应力大，静环座的等效应力小	静环的等效应力小，静环座的等效应力大
接触压力	最大	最小	居中
端面轴向变形	最大	居中	最小
温度	基本不变	基本不变	基本不变

4. 结论

1) 一般情况下，静环不能保证强度的情况下才需要加静环座，选用高强度材料做静环座，此时静环的强度比静环座的强度小得多，应优先保证静环的强度要求，如果应力集中在静环上，更容易导致密封失效。此外，机械密封的密封端面在静环，这都说明静环比静环座更重要。因此，在静环座材料保证强度的前提下，应优先保证静环的应力足够小。在静环座开槽比其它两者更符合这个要求；

2) 均不开槽的接触压力最大，但是接触压力过大，会导致端面变形严重，因此保证密封的前提下，接触压力不宜过大。过盈量大时接触压力也大，因此，此时不建议采用均不开槽镶装结构。取相同过盈量时，在静环座开槽的接触压力比在静环开槽的接触压力大，更能充分保证密封流体不从环和环座间泄漏；

3) 流体从密封端面泄漏在密封失效中最为常见，密封端面的变形可能导致泄漏，最好能保证密封端面的平面度。在静环座开槽的密封端面轴向变形最小，最符合要求；

4) 三者的温度基本变化不大，说明此过盈量不变的情况下，开槽的方式及位置对温度基本没有影响。综上所述，开槽比均不开槽的密封性能好，而在静环座开槽是最理想的开槽方式。

参考文献 (References)

- [1] 谢龙滨. 镶嵌式硬质合金环变形的原因及预防[J]. 电碳, 1989(1): 15-17.
- [2] 廖和滨. 机械密封环温度场/应力场的数值模拟及实验研究[D]: [硕士学位论文]. 福州: 福州大学, 2005.
- [3] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006: 250-251.
- [4] 朱学明, 刘正林, 朱汉华, 胡社来. 机械密封环热 - 结构耦合分析研究[J]. 武汉理工大学学报, 2005, 29(2): 198-201.

再次投稿您将享受以下服务：

1. 投稿前咨询服务 (QQ、微信、邮箱皆可)
2. 为您匹配最合适的期刊
3. 24 小时以内解答您的所有疑问
4. 友好的在线投稿界面
5. 专业的同行评审
6. 知网检索
7. 全网络覆盖式推广您的研究

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