

文章编号:1674-2869(2011)01-0088-03

基于有限元法活塞杆应力集中的研究

王成刚,王小雨,郑晓敏,高九阳,谢晓恒
(武汉工程大学机电工程学院,湖北 武汉 430074)

摘 要:针对机械振打器活塞杆易于断裂的情况,利用有限元方法对气化炉机械振打器活塞杆的断裂进行了研究,得出了活塞杆 Von-mises 应力云图以及几何突变处不同的倒角半径对应的最大应力值.结果表明:活塞杆的最大应力发生在截面的几何突变处,且最大应力值随着倒角半径的增加而减小.其结果有助于对危险部位失效进行可行性预测,此预测对活塞杆的结构设计具有重要意义.

关键词:非线性;有限元法;活塞杆;应力集中;倒角半径

中图分类号:TH113.1 **文献标识码:**A **doi:**10.3969/j.issn.1674-2869.2011.01.022

0 引 言

在现在的工业生产中,机械振打器因有效地解决了煤气化炉积灰问题而得到了广泛推广和应用.气化炉振打除灰系统,是通过振打器敲击气化炉换热面,进而将附在气化炉内壁的干松灰和已经结积的粘结灰清除.其基本原理是气动操作的敲击器在要清洁的受热面上进行脉动敲击,带粘性沉淀物的受热面筒体被声波加速到一定程度后,在受热面和沉淀物质的各自惯性作用下,使沉淀物被抖落下来^[1].声波对灰渣起着“声致疲劳”的作用,即由于声波振荡的反复作用,施加于灰、渣以拉压应力循环变化载荷,当达到一定的循环次数时,灰渣的结构因疲劳而发生破坏.

机械振打器结构示意图如图 1 所示,它的工作过程是外置气缸发出动能,通过气缸的传递杆对活塞杆冲击,使活塞杆将动能传递给撞击杆,撞击杆对气化炉换热壁进行撞击,使壁面产生振动.同时炉内产生声波的振荡,通过壁面振动、声波振荡以及二者的耦合作用来实现系统除灰,即通过壁面振动和声波振动的双重效应除灰.其中活塞杆起传递能量作用的重要部件,它的结构和几何尺寸对振打器的结构和性能起着至关重要的作用,它是振打器设计时首要考虑的部件,由于在

振打器工作时活塞杆是做往复运动,所以它的受力和工况比较复杂.在交变应力作用下活塞杆截面不连续处很容易产生应力集中^[2],因此,活塞杆所受的冲击力超过设计值,活塞杆经常发生断裂,导致振打器失效.因而,对活塞杆的断裂原因进行研究有重要意义.

依据机械振打器的实际工况,利用有限元方法对活塞杆的性能进行分析,通过对往复活塞杆结构进行分析,为机械振打器性能的进一步优化提供依据.

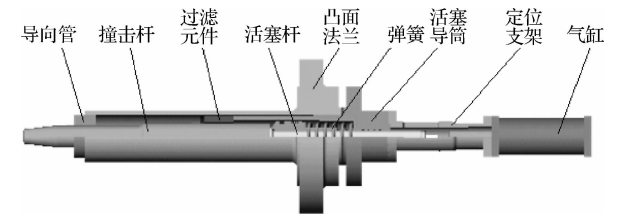


图 1 机械振打器示意图
Fig.1 The picture of rapping device

1 有限元分析

1.1 活塞杆有限元模型的建立

机械振打器核心部位为活塞杆与活塞导筒处的往复运动,是配以汽缸组成的振打装置,实现去除积灰,保持传热效率的目的.它的设计条件及介质组分如表 1 所示.

表 1 设计条件及介质组分

Table 1 Design conditions and media components

操作压力 /MPa	操作温度 /℃	设计压力 /MPa	设计温度 /℃	H ₂ O 的摩尔 分数/%	H ₂ S 的摩尔 分数/%	H ₂ 的摩尔 分数/%	N ₂ 的摩尔 分数/%	CO 的摩尔 分数/%	Ar 的摩尔 分数/%	CO ₂ 的摩尔 分数/%
3.5	265	4.6	343	4	0.1	18.9	11	62.7	0.2	3

设计中活塞杆的直径为 30 mm,台阶面的直径为 50 mm,台阶厚度为 6 mm,倒角半径为 5 mm. 振打器中活塞杆的三维实体模型剖面图如图 2 所示,根据活塞的结构和受力的状况,将活塞简化成轴对称结构进行分析,因为在建立模型时把三维图形简化为二维图形进行分析,可以大大减少单元数目,降低自由度,节省求解时间^[3-4].

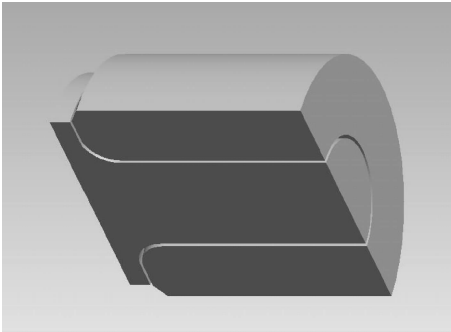


图 2 活塞杆的三维实体模型

Fig. 2 Three-dimensional solid model of the piston rod

1.2 单元选择及材料参数

活塞杆采用弹塑性断裂模型 (Concrete Damaged Plasticity), 其服从弹塑性材料中的 Von-mises 屈服准则^[5-6]. 活塞杆和活塞环选择二维固体单元 PLANE42,材料模型选用针对小变形的双线性随动强化模型 (BKIN). 材料的密度、杨氏弹性模量、泊松比、屈服应力及切线模量如表 2 所示.

表 2 材料参数表
Table 2 Material parameters

参数	密度/ kg·m ⁻³	弹性模量/ GPa	泊松比	屈服应力/ MPa	剪切模量/ GPa
活塞杆	7810	217	0.27	3.1E2	2.5
活塞	7710	221	0.25	6.65E2	2.0

1.3 网格划分

ANSYS 具有自动生成网格的功能,此模型结构比较简单且是二维,所以针对本论文选择自动划分有限元网格,整个模型经网格划分后如图 3 所示,从图 3 中可以看到整个模型的网格相对比较整齐,倒角部分稍有不规则. 利用 check mesh 命令检查网格划分情况并显示错误单元,结果证明网格划分完好. 模型总共有 2 120 个单元和 2 305 个节点.

1.4 定义接触和约束

针对振打器中的活塞杆,它的断裂有很多原因,此处主要考虑倒角处应力集中所导致的断裂情况. 几何形状不连续处应力局部增大的现象,称为应力集中. 应力集中与杆件的尺寸和所用的材料无关,仅仅取决于截面突变处的几何参数的比

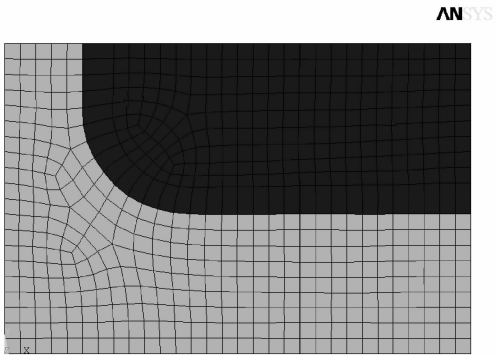


图 3 网格模型

Fig. 3 Finite element model

值,对于截面突变处,应力集中与比值 r/d 和 D/d 有关,如图 4 所示,其中 D 为大段的宽度和直径, d 为小段的宽度和直径, r 为大小段交界处的过渡圆角半径.

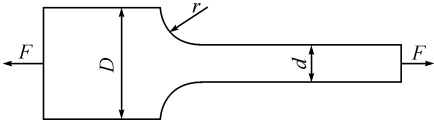


图 4 几何形状不连续处应力集中示意图

Fig. 4 Geometric stress concentration at the diagram of discontinuous

由于机械振打器结构的特殊性,此时仅会产生一个极其微小的位移,因此在对活塞杆进行应力分析时可以忽略疲劳载荷的作用,同时也忽略各种摩擦力的作用. 在此有限元模型中存在活塞杆与活塞的接触,因而仅考虑活塞杆与活塞环的接触应力. 这二者之间属于静力接触,将二者的接触定义为自动点-面接触 (Contact-Automatic-Node-To-Surface)^[7]. 其中活塞杆为目标面,活塞为接触面.

1.5 加载并求解

活塞杆的工况为:在大部分工作周期内,受气压作用,活塞杆本身受到的作用力较小,活塞杆运行到底端时与撞击杆碰撞,在极短时间内产生一个较大冲击力,这个力作用到活塞上,并以应力波的形式在活塞杆内传播. 该作用较大,是研究的主要内容. 根据实际工作情况,对活塞杆施加一个大小约为 100 N 的轴向力. 此外,对活塞做面的全约束处理,对活塞杆的 x 对称轴做 y 方向的约束.

1.6 计算结果与分析

工程中活塞杆的断裂部位一般发生在活塞杆几何形状突变处. 上述有限元模型是根据活塞杆的倒角半径为 5 mm 的实况建立,在载荷作用下可以得到 Von-mises 应力云图如图 5 所示. 观察应力分布情况可得知在活塞杆倒角处有最大 Von-

mises 应力为 594 Pa,在活塞杆顶端几乎没有应力.当位于活塞杆倒角处的最大应力值超过活塞杆材料的疲劳极限,且该应力长期作用在倒角处,将在倒角处产生疲劳断裂,是导致活塞杆在倒角处疲劳断裂的其中一个原因.这与活塞杆经常在倒角处断裂的实际情况是一致的^[8].

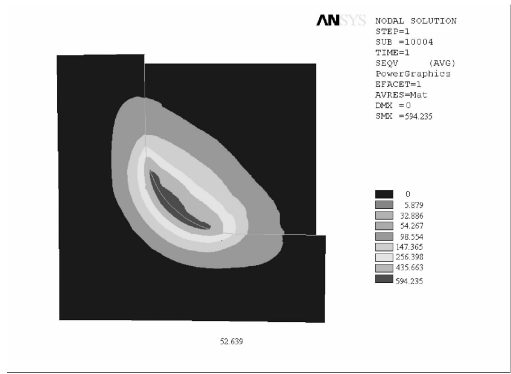


图 5 倒角半径为 5 mm 时的 Von-mises 应力云图
Fig.5 The Von-mises stress contour when the Chamfer radius is 5 mm

针对以上情况,着重研究了活塞杆倒角半径大小不同对活塞杆断裂的影响.依次选择不同倒角半径的活塞杆进行数值模拟.从图中可知,最大 Von-mises 应力一直出现在活塞杆倒角处,这验证了活塞杆经常会在倒角处断裂,从力学上解释了活塞杆破坏的原因.各个倒角半径对应的最大 Von-mises 应力如图 6 所示,通过图 6 中曲线的变化情况可以得出活塞杆倒角处的节点 Von-mises 应力随倒角的增大而减少.当倒角半径 r 小于 3 mm 时应力集中变化比较明显,当 r 大于 15 mm 时应力集中的影响已经相当小.因此,所涉及到的活塞杆可以通过选择恰当的倒角半径来延长使用寿命.

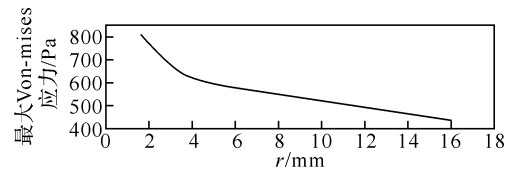


图 6 最大应力与倒角半径的关系图
Fig.6 Maximum stress and the fillet radius diagram

2 解决方法

运用有限元软件 ANSYS 对活塞杆进行数值模拟,得出了活塞杆在受轴向静力作用时的 Von-mises 应力的分布,针对此情况,提出以下解决方法:

a. 选材的改进.由于活塞破坏不属于普通疲

劳断裂,所以选材很重要.根据文献 4 高强度钢对微裂纹特别敏感,钢中存在残留应力和微观应力集中,尽量采用抗拉强度过高的材料.

b. 减小小应力集中.通过上述分析可知适当增大倒角半径可以减少活塞杆倒角处的应力集中现象,从而增加活塞杆的寿命.由图 4 的一系列图形可知活塞杆结构应尽量采用较大圆角半径,避免尖叫.当 $r=3$ mm 时,应力集中可以减半;而 $r=15$ mm 时应力集中可全部消除.

c. 虽然未对活塞杆的断裂原因作出明确结论,但文中的数值模拟分析,对进一步探索活塞的断裂机理有一定的参考价值.

d. 因受计算机硬件限制,仅作了二维计算.从活塞杆的非线性应力精确分析要求出发,三维计算更有意义,计算的结果更准确^[9].

3 结 语

以振打器的活塞杆为研究对象,依据其工况建立了非线性有限元模型,分析了活塞杆受力时的应力应变情况,得出活塞杆应力应变分布图,活塞杆几何突变倒角处是活塞杆应力最大的位置,且在一定范围内,应力的大小随着活塞杆倒角半径的增大而减小.说明分析结果能很好反映活塞杆的工作情况,为活塞杆的合理设计提供了科学依据.

参考文献:

[1] 高九阳. 沟槽对 O 形圈密封结构性能的影响[J]. 武汉工程大学学报, 2010, 32(7): 78-80.
[2] 李书容. 压力容器开孔接管环向裂纹应力强度因子数值分析[D]. 武汉: 武汉工程大学, 2008.
[3] 王希珍. 活塞热冲击有限元分析[J]. 内燃机学报, 2002, 20(6): 564-568.
[4] 王晓清. 波节管换热器流动与传热的数值模拟及实验研究[D]. 武汉: 武汉工程大学, 2008.
[5] 詹军. 起动冲击器活塞的非线性有限元分析[J]. 矿山机械, 2003, (9): 7-8.
[6] 张晓晴. 高速公路护栏的冲击动力学分析有限元模型[J]. 计算机仿真, 2007(3): 266-269.
[7] 方治华. 打桩过程的非线性有限元分析[J]. 内蒙古科技大学学报, 2009, 28(2): 184-188.
[8] 吴轮中. 机械构件热处理设计[M]. 上海: 上海科技文献出版社, 2002.
[9] 魏华中, 张辉, 帅健, 等. 基于有限元分析的下排渣门设计[J]. 武汉工程大学学报, 2010, 32(5): 85-87.