

[环保·安全]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2014.01.027

基于有限元法的压缩机活塞环强度分析

叶建春¹, 匡继勇², 刘宝庆², 贺世正², 王会强¹, 康 蕾¹

(1. 轻工业杭州机电设计研究院, 浙江 杭州 310004; 2. 浙江大学 化工机械研究所, 浙江 杭州 310027)

摘 要:6B5C_2.90 压缩机活塞环是 6B5C_2.90 压缩机的核心部件。由于活塞环材料是由聚四氟乙烯材料制备而成, 其强度分析的情况复杂。文中采用有限元分析的方式对活塞环进行强度分析, 进而判定活塞环的强度是否安全。

关 键 词:6B5C_2.90 压缩机; 活塞环; 危险路径; 有限元

中图分类号: TH457 文献标志码: A 文章编号: 1005-2895(2014)01-0107-03

Strength Analysis for Piston Ring of 6B5C_2.90 Compressor Based on Finite Element

YE Jianchun¹, KUANG Jiyong², LIU Baoqing², HE Shizheng², WANG Huiqiang¹, KANG Lei¹

(1. Hangzhou Project & Research Institute of Electro-Mechanic in Light Industry, Hangzhou 310004, China;

2. Institute of Chemical Machinery, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: Piston ring is the core components of 6B5C_2.90 compressor. The material of piston ring is PTFE, the strength analysis is very complicated. In this paper, the finite element strength analysis was used to analyze the strength of piston rings. For analyzing the strength of the most dangerous part of piston, the strength of the piston ring is safe.

Key words: 6B5C_2.90 compressor; piston ring; dangerous path; finite element strength analysis

6B5C_2.90 压缩机活塞环由聚四氟乙烯(简称 PTFE)材料制备而成, 工作过程中, 它填充于气缸套和活塞之间, 其靠近吸气口的端面在吸气排气压差的作用下, 大部分都紧贴活塞, 这里吸气压力为 1.45 MPa (表压, 以下同), 排气压力为 3.2 MPa。

1 活塞环简化力学模型

活塞环外径 514.3 mm, 内径 466.8 mm, 与活塞贴紧部分的圆环外径 499.8 mm, 轴向厚度为 12.8 mm。为便于安装与密封避免漏气, 该活塞环采用开口非闭环结构。

实际有限元分析中, 考虑到活塞环与气缸壁以及活塞的相互作用, 对其结构与载荷进行了适当简化^[14], 主要体现在: ①工作过程中, 活塞环在高温环境下(80℃)会膨胀与气缸套接触, 因此其径向变形会受到约束, 但在充分润滑的情况下, 活塞环与气缸套之间的摩擦力很小, 因此简化模型忽略了活塞环的轴向摩擦力; ②该活塞环是一个准轴对称实体, 考虑到载荷及形状的对称分布, 根据弹性力学相关原理, 有限元分析

计算模型只取活塞环的 1/2, 简化的活塞环三维力学模型见图 1。

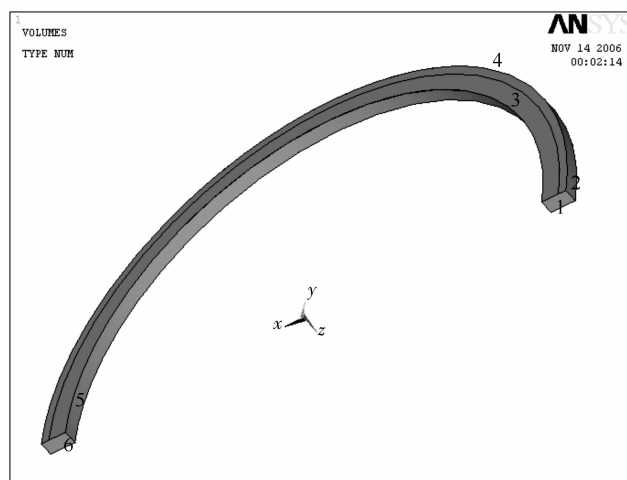


图 1 活塞环的简化力学模型

Figure 1 Simplified mechanical model of piston ring

2 边界条件及载荷

1) 图 1 中边界 1 是模型内部对称截面, 因此笛卡

收稿日期: 2013-06-28; 修回日期: 2013-09-10

作者简介: 叶建春(1969), 男, 浙江杭州人, 高级工程师, 主要从事化工设备研究。E-mail: yjcslt@163.com

尔坐标系下,它的 X 向、 Y 向位移都应为零;

2) 边界 2 为活塞环的外侧面,由于它受到气缸套的约束,因此在圆柱坐标系下,其径向位移将受约束;

3) 边界 3 是活塞环端面与活塞紧密接触的部位,该端面将受到来自活塞的约束,轴向 Z 的位移为零;

4) 边界 4 是活塞环端面未受约束的部分区域,承受压缩机均布吸气压力 $p_2 = 1.45 \text{ MPa}$ 的作用;

5) 边界 5 是活塞环的内侧面,承受排气压力 $p_1 = 3.2 \text{ MPa}$ 的作用,为均布载荷;

6) 边界 6 是活塞环的自由端面,承受均布排气压力 $p_1 = 3.2 \text{ MPa}$ 的作用。

3 网格划分与分析程序选用

计算模型的网格划分采用 Solid45 空间六面体单元(8 节点)。活塞环三维实体建模后,进行自下而上的网格划分与优化,并对与活塞接触的局部区域作了网格细化,共划分得 2 340 个单元,含 4 098 个节点,具体网格分布由图 2 给出。整个开孔平盖的实体建模、网格划分以及求解都是通过国际通用有限元强度分析软件 ANSYS 来完成^[5-7]。

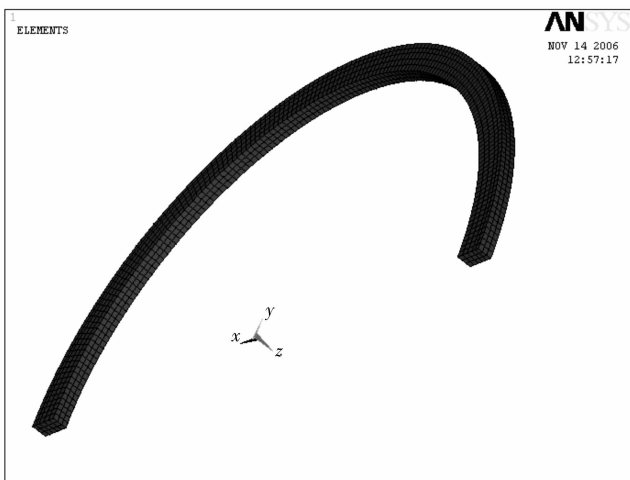


图 2 活塞环的网格划分示意图

Figure 2 Meshing diagram of piston ring

4 有限元结果分析与评定

利用活塞环简化力学模型计算得到的有限元结果参见图 3,图中给出了活塞环的应力强度分布。从图中可以看出,在活塞环与活塞接触的边缘区域存在一定的应力集中,并以此为界沿径向降低,这与活塞环的实际受力情况相符。同时观察发现,最大应力点出现在活塞环端部横截面上,这是由于简化力学模型将此处处理为固支所致。

有限元结果评定中,首先要依危险路径进行线性

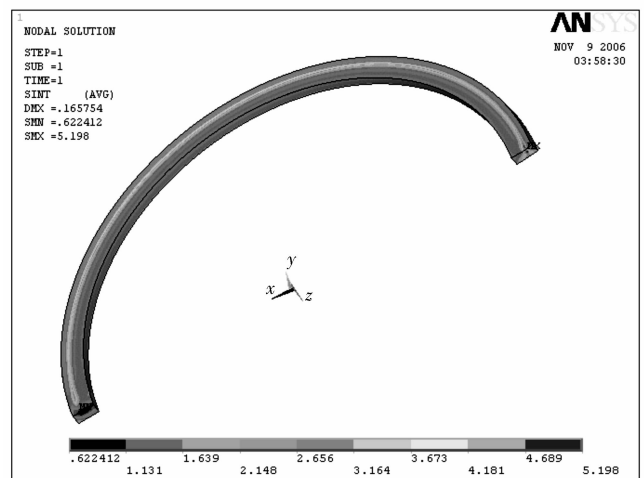


图 3 活塞环应力强度分布云图

Figure 3 Stress intensity distribution cloud of piston ring

化处理,然后再根据 JB4732-2005 分析设计标准进行分类组合评定。这里通过最大应力点沿厚度方向(即轴向)作线性化路径,具体见图 4。该路径上的一次总体薄膜应力强度 S_I 、一次薄膜+一次弯曲应力强度 S_{III} 以及一次加二次应力强度 S_{IV} 的分布由 JB4732-2005 列示。从 JB4732-2005 可以看出,最大应力强度出现在边界 6 一侧,对应的 S_I , S_{III} , S_{IV} 数值分别为 4.733 MPa, 5.198 MPa 和 5.198 MPa,而聚四氟乙烯(简称 PTFE)材料的设计应力强度 S_m 等于 5.0 MPa,因此上述应力均远小于或接近它们对应的许用极限 S_m 、 $1.5S_m$ 、 $3S_m$ 。由此根据 JB4732-2005 分析设计标准可知活塞环在当前力学模型下强度安全。

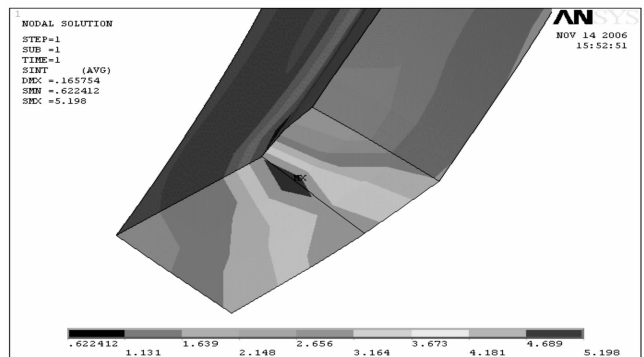


图 4 过最大应力点的线性化路径示意图

Figure 4 Diagram of linearization path through the maximum stress point

同时由于活塞环与活塞接触的边缘存在剪切风险,因此这里提取了有限元节点解, Z 向剪切力的应力

(下转第 114 页)