

# 基于有限元法的汽油机主轴承座的失效分析

唐淑云

(江西冶金职业技术学院 江西 新余 338000)

**[摘 要]** 随着科学技术高速发展, 机械设备的质量不断提高。然而, 由于设备制造材料、部件疲劳等原因, 很难保证设备安全性。在此背景下, 针对汽油机主轴承座在使用过程中出现的失效情况, 利用有限元分析方法, 通过螺栓装配、轴瓦装配、爆发压力等多种工况载荷进行综合分析, 对常见的主轴承座故障原因进行探析, 并依据有限元分析结果针对性提出改进意见。以期减少汽油机主轴承座失效提供相关参考。

**[关键词]** 有限元法; 汽油机; 主轴承座; 失效

## 1 基于有限元法的汽油机主轴承座建模

汽油机主轴承座分析模型包括缸垫、缸盖、缸盖螺栓、缸体、主轴承盖、主轴承螺栓、以及上下瓦等部分, 其中曲轴动力学计算需要提供油膜压力载荷边界, 因此模型坐标系建立需要与曲轴动力学分析坐标系对应一致。一般情况下, 坐标原点为第三个轴承孔中心, X轴沿曲轴轴线指向发动机后端, Z轴沿缸孔方向指向缸盖, Y轴与X、Z双轴构成的平面垂直, 需满足右手定则。网格类型使用二阶四面体单元, 采用Hypermesh对模型进行网格划分。划分过程中, 要在约束、负载以及重点部分进行局部网格处理。模型共划分网格767327个, 各部件的网格数量及类型如表1所示。

## 2 基于有限元分析法的汽油机主轴承座工况分析

### 2.1 螺栓装配载荷工况

螺栓装配在有限元模型中直接施加具有一定的局限性, 这种方法在有限元分析模式下不对螺栓结构进行考虑, 直接在被连接部件与螺母及螺栓头的接触点施加压力, 其缺陷主要是当载荷工况不同时, 需要对其施加不同的压力值。其主要零件包括: 框架、缸体、主轴承座螺栓以及框架螺栓。边界条件包括约束边界条件、缸体和螺栓之间做MPC、缸体和框架之间分界面解除条件(摩擦系数 $\mu=0.15$ ), 螺栓预载荷(M11), 框架和螺栓间做MPC。

### 2.2 轴瓦装配载荷工况

轴瓦装配载荷工况零件主要包含框架、缸体、主轴承座螺栓、框架螺栓以及轴瓦等。在上下瓦之间施加过盈, 主轴瓦与主轴承孔间摩擦系数为0.05, 边界条件包括约束边界条件、缸体和螺栓之间做MPC、轴瓦、缸体、框架之间过盈量为 $66\mu\text{m}$ (冷态), 缸体和框架之间增加接触边界条件, 框架和螺栓间做MPC。

### 2.3 爆发压力载荷工况

爆发压力载荷工况主要包含框架、缸体、主轴承座螺栓以及框架螺栓、轴瓦等。边界条件包括约束边界条件、缸体和螺栓之间做MPC, 缸体、框架之间增加接触边界条件(摩擦系数为 $\mu=0.5$ ),  $F=18\text{KN}$ (爆发压力70bar)轴瓦和曲轴之间间隙 $40\mu\text{m}$ , 曲轴端面加约束边界条件, 框架和螺栓间做MPC。

## 3 结果分析

在前处理软件中将前置条件处理好以后, 产生INPUT文件, 之后利用ABAQUS软件求解, 最后将求解结果调入前处理软件求解。主轴承座的变形值较小, 在可接受范围内, 不会产生过大形变。螺栓预紧力为45.5KN时, 在螺栓头和框架接触点出现变形最

大值,  $0.0453\text{mm}$ , 变形值较小, 仍在可允许范围内。此时, 应力最大值出现在缸体部分油道孔处, 应力值为 $165\text{MPa}$ , 小于材料强度极限 $250\text{MPa}$ , 满足要求。爆压为70bar时框架和缸体应力最大值出现在缸体与框架接触点, 其值为 $102\text{MPa}$ , 小于材料强度极限 $250\text{MPa}$ 。轴瓦大部分区域背压在 $12\text{MPa}-21\text{MPa}$ 之间, 此压力有绝对能力组织框架、缸体之间的相对移动。

## 4 故障原因及解决策略

### 4.1 支撑结构

一般汽油机主轴承座的支撑结构, 由槽钢和钢板焊接而成, 材质多为碳素结构钢。针对主轴承座发生支撑结构故障, 其故障原因多是支撑结构发生塑性形变, 具体而言, 其损坏机理实际上是支撑结构所承受的最大应力超过材料的屈服极限, 之后发生裂纹或产生断裂。发生故障的根本原因在于, 随着载荷增加, 微裂纹进行扩展。解决此种故障, 应当对部件的形状进行改进, 以此减小应力集中。或者针对最薄弱环节表面层, 采用适当的强化工艺打造, 以便显著提高其抗破坏性, 应用强化工艺的方式, 保证汽油机主轴承座在给定的寿命内安全运转。

### 4.2 疲劳强度

汽油机主轴承座的静态应力一般情况下不会产生直接破坏, 绝大多数裂纹或者断裂都是由部件疲劳引起。产生破坏的部件, 是其疲劳安全系数小于规定值。疲劳机制按照关联程度分为裂纹产生、裂纹延伸、断裂三个阶段。基于此种情况, 对主轴承座使用的材料发生损坏进行分析。一般来说, 主轴承座使用的建造材料是铸铁材料。随时间挪移, 材料发生耐久性损失, 导致最后汽油机体产生故障。

## 参考文献

- [1] 饶吉来. 基于有限元法的轴承座多载荷有限元分析[J]. 煤矿机械, 2016(11): 74-76.
- [2] 熊莹, 陈德勇. 基于有限元法的钢包回转台底座强度及回转轴承失效分析[J]. 重型机械, 2015(02): 79-82.
- [3] 戴护民. 基于拓扑优化技术的成型机轴承座刚度特性改进设计[J]. 制造业自动化, 2018(12): 135-140.

## 作者简介:

唐淑云(1982-), 女, 江西新余人, 硕士, 江西冶金职业技术学院讲师, 研究方向: 汽车应用与维修

基金课题: 本研究为2017江西省教育厅科学技术研究项目《基于模糊理论的汽车发动机可靠性评价的应用研究》(项目编号171424)

表1 各部件的网格数量、类型以及材料特性

部件名称	缸垫	缸盖	缸盖螺栓	缸体	主轴承盖	主轴承螺栓	上瓦	下瓦
网格数量	1919	406817	14311	250181	63126	9261	11456	10256
网格类型	C3D15	C3D10M	C3D10M	C3D10M	C3D10M	C3D10M	C3D10M	C3D10M
使用材料	0.3	0.3	0.3	0.28	0.28	0.3	0.3	0.3
弹性模量	$2.05 \times 10^5$	$2.05 \times 10^5$	$2.05 \times 10^5$	$1.20 \times 10^5$	$1.65 \times 10^5$	$2.05 \times 10^5$	$2.05 \times 10^5$	$2.05 \times 10^5$
泊松比	St37	St37	St37	HT250	QT450	42CrMo	St37	St37