

# Strength Analysis of the Gasoline Crankcase Based on ANSYS

Pan Ding, Xiaowan Ma

Shenyang Ligong University, Shenyang  
Email: dingpanyan@126.com

Received: Nov. 27<sup>th</sup>, 2012; revised: Dec. 20<sup>th</sup>, 2012; accepted: Dec. 30<sup>th</sup>, 2012

**Abstract:** This article based on one gasoline engine which has the problem of crankcase intensity in homogeneity, the ANSYS software is used to establish the mode of it, made the simulation of the model. Completed the strength of the cylinder body distribution analysis, when third cylinder works most explosive and has the maximum thrust to the side of cylinder body.

**Keywords:** Crankshaft Box; Finite Element Method; Strength Analysis

## 基于 ANSYS 的汽油机曲轴箱强度分析

丁攀, 马晓婉

沈阳理工大学, 沈阳  
Email: dingpanyan@126.com

收稿日期: 2012 年 11 月 27 日; 修回日期: 2012 年 12 月 20 日; 录用日期: 2012 年 12 月 30 日

**摘要:** 本文针对某型号的汽油机曲轴箱强度不均匀的问题, 基于 ANSYS 软件对其进行了建模仿真。完成了在第三缸做功时爆发力最强和侧推力最大的工况时, 缸体的强度分布分析, 并通过计算分析了仿真结果。

**关键词:** 曲轴箱; 有限元; 强度分析

### 1. 引言

随着计算机技术的发展, 利用有限元方法解决复杂结构零部件的静强度分析计算成为一种有效的辅助设计手段和方法, 有限元方法伴随着计算机软硬件技术的高速发展, 越来越广泛地应用在汽车设计工程领域<sup>[1]</sup>。

在国外, 有限元结构分析法在各种零部件总成的设计中都得到了广泛应用, 如美国通用公司在才有机的设计开发中已经将有限元结构分析扩展到分析极限变形、热应力分布等诸多静动态分析上<sup>[2]</sup>; 又如美国 SAE 学报、比利时鲁汶大学、美国哈弗大学等很多研究机构, 就发动机缸体有限元模型的建立作了很多

研究, 特别是结合静态分析和实验模态分析等方法, 对缸体的修正和完善做出了突出的贡献<sup>[3]</sup>。

在国内, 我国汽车行业现也已在有限元分析方面做了大量的研究和应用。如江苏理工大学李建康在柴油机上所进行的气缸体模态试验研究及动静态有限元分析为缸体的有限元分析提供了很多有益的借鉴<sup>[4]</sup>; 华中理工大学、浙江大学、哈尔滨船舶工程学院等也都在有限元分析技术在内燃机的设计方面的应用公开了大量的研究成果, 在动态响应激励力的确定、发动机有限元分析中边界条件的确定以及振动响应分析有限元模型的建立等方面都有专项的论文发表<sup>[5]</sup>。

现阶段利用计算机进行模拟分析除了计算机本身技术的发展,高性能计算机的出现之外,一些大型商用建模软件和计算软件在实践中得以完善,并不断成熟。由于商业化 CAE 软件的有效并行实现,它的应用日益广泛。在有限元分析软件中,ANSYS 是较为应用广泛的一种,同时也是经济性较好的一种<sup>[6]</sup>。

## 2. 缸体有限元模型的建立

如图 1 所示为某 1.8 T 汽油机缸体原始模型,综合考虑计算机的计算能力,对缸体进行如下简化:

- 1) 缸体内部的细小油道孔和螺栓孔,其余螺孔用圆孔代替;
- 2) 缸体上的铸造圆角,发动机缸体的特点,气缸套是一种悬置结构,缸套部分构成一个悬臂梁的结构;
- 3) 不改变缸体主要结构尺寸的前提下,建立如图 2 所示缸体;
- 4) 得到各部件的受力变形及应力分布情况,分别单独的对缸体、缸套进行强度分析。

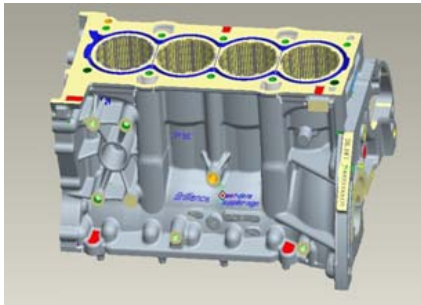


Figure 1. Curve: The origin model of gasoline engine cylinder  
图 1. 汽油机缸体原始模型

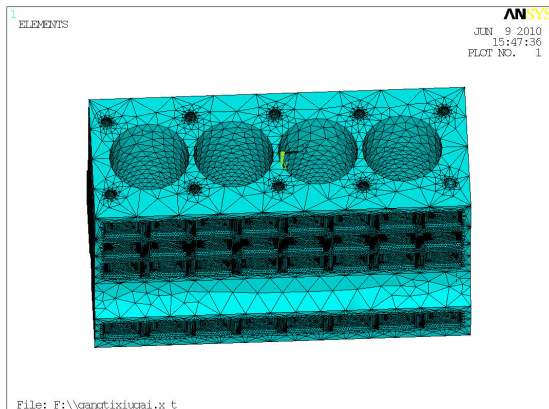


Figure 2. Curve: The element model of engine cylinder  
图 2. 缸体有限元模型

## 3. 载荷边界条件的计算

根据以往发动机工作时所得到的相关数据和经验累积,当第三缸爆发时,第四缸处于压缩行程,这一行程的应力状态是发动机各个状态中最恶劣的。因此选择了第三缸做功活塞侧推力最大的时刻可能出现最大破坏力的工况作为计算对象。在计算中主要考虑以下几种载荷:缸盖螺栓孔处的预紧力及气缸盖所受的气体压力,气缸壁所受的活塞侧推力,气缸壁所受的气体压力。

### 3.1. 缸体受力分析

根据发动机工作原理可以知道,缸体的受力主要来自混合燃气在缸体内燃烧时产生的压力和各部件运转时产生的惯性力。

1) 缸体内燃气压力:如图 3 所示为该发动机实际试验得到的发动机  $p-\alpha$  示功图(纵坐标  $P$  为缸内平均有效压力 MPa、横坐标  $\alpha$  为对应的曲轴转角),则对于气缸在曲柄转角  $\alpha$  下的缸压  $P_g$  为:

$$P_g = (p_\phi - p_{g1}) \frac{\pi}{4} D^2 \quad (3.1)$$

其中:  $P_\phi$  取自然计算结果,即修正后的实际缸内压力值,也就是  $P-\phi$  图中的压力值,每隔 1 度曲轴转角取一个。 $P_{g1}$  为曲轴箱内的气体压力,近似取 100 千帕,  $D$  是缸径。可以根据  $P$  与  $\alpha$  的关系及公式 3.1 计算活塞对气缸的侧推力、气体对缸盖的作用力等随曲轴转角的变化值。

2) 惯性力:分析活塞的惯性力时,把活塞组件中

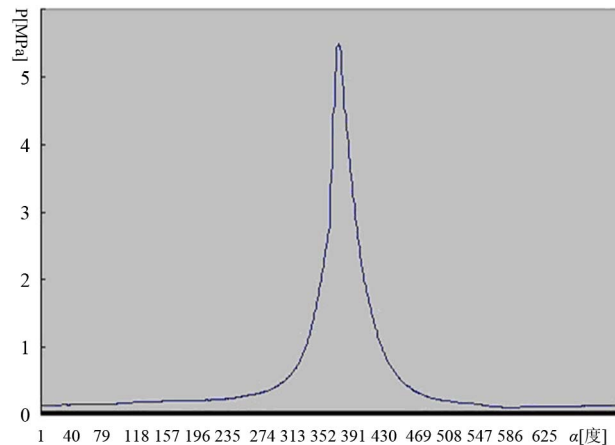


Figure 3. Curve: Engine ork sketch map  
图 3. 发动机示功图

所有零件, 包括活塞、活塞环、活塞销和活塞销卡环的惯性力一起考虑为活塞组件的惯性力。

$$P_{jhs} = -m_{hs}\beta \quad (3.2)$$

式中:  $m_{hs}$  是整个活塞组件的质量、 $\beta$  为活塞的加速度与曲轴转角有关。

对于连杆的惯性力, 按照《内燃机设计》的方法等效成双质量系统, 即小头质量  $m_A$  和大头质量  $m_B$ , 设连杆质心到大小头孔中心的距离分别为  $l_A$  和  $l_B$ , 连杆的总质量是  $m$ 。则连杆的往复惯性力为:

$$P_j = -\left(\frac{l_B}{l} m + m_{hs}\right) r \omega^2 \quad (3.3)$$

式中:  $r$  为曲柄长度、 $\omega$  为曲轴角速度。

最终得到第三缸侧推力最大时缸体的受力情况如表 1 所示:

### 3.2. 螺栓预紧力

一般规定拧紧后螺纹联结件的预紧应力不得大于材料屈服点  $\sigma_s$  的 80%。对于一般联结用的钢制螺栓:

$$F = (0.5 - 0.6) \sigma_s A_s \quad (3.4)$$

式中:  $\sigma_s$  为螺栓材料的屈服极限;  $A_s$  为螺栓危险截面的面积。

在这查表得  $\sigma_s$  为 280 MPa,  $A_s$  为 58 mm, 从而得到每个缸盖螺栓的预紧力为 38,000 N。螺栓预紧力在气缸盖上的作用是以集中载荷的形式平均分布到气缸盖螺栓孔的各个节点上, 紧固后缸体上表面与缸盖下表面通过缸垫互相压紧实现力的平衡。

## 4. 曲轴箱的强度分析

### 4.1. 曲轴箱强度分析前处理

- 1) 将模型导入 ansys 中; 2) 定义单元类型; 3)

Table 1. Thrid cylinder piston side thrust at maximum power parameters

表 1. 第三缸侧推力最大时缸体受力参数

缸号	1	2	3	4
曲轴转角(度)	660	120	480	300
侧推力(N)	2441	4210	4310	2263
气缸压力(KPa)	123	189	277	468
活塞位移(mm)	38.6	103.6	38.6	103.6
缸盖力(N)	633.5	973.4	1426.7	2410.4

定义材料属性, 对于缸体和缸套: 弹性模量  $E_X = 70,000$  MPa, 泊松比  $\nu = 0.3$  对于轴承座; 4) 建立模型; 5) 对模型进行网格划分。

### 4.2. 应用边界条件定义约束载荷及求解

1) 加约束: 对于发动机缸体, 将缸体底部施加约束, 对于缸套施加底部的约束。

2) 加载荷: 对于螺孔预紧力, 由于要求力平均加在螺孔内的所有节点上, 因此需要知道所选择的螺孔内有多少个节点。

最终得到如图 4 缸体约束与载荷, 同理类似可以得到缸套与的约束与载荷如图 5 所示。

## 5. 仿真结果

### 5.1. 缸体的仿真结果

缸体的形变云图和应力分布云图分别如图 6 和 7 所示, 缸体的变形最大区域位于第一缸缸壁的左顶

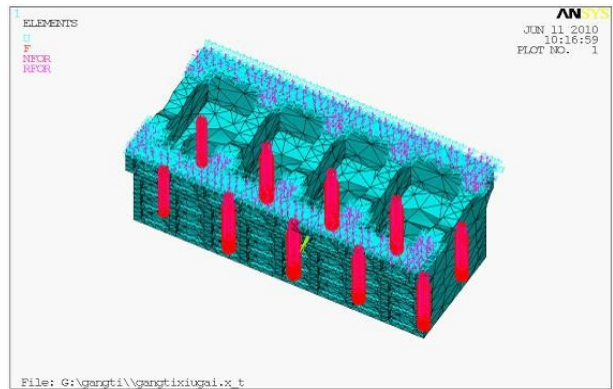


Figure 4. Curve: Cylinder constraint and load  
图 4. 缸体约束与载荷

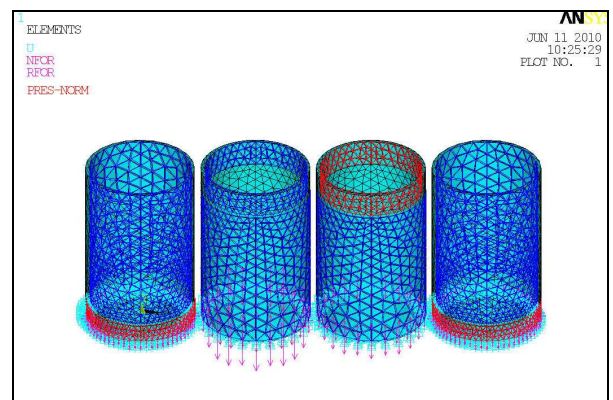


Figure 5. Curve: Cylinder liner constraint and load  
图 5. 缸套约束与载荷

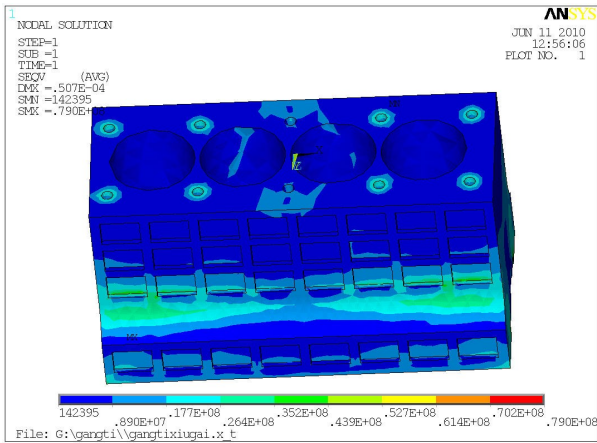


Figure 6. Curve: Cylinder deformation diagram  
图 6. 缸体变形云图

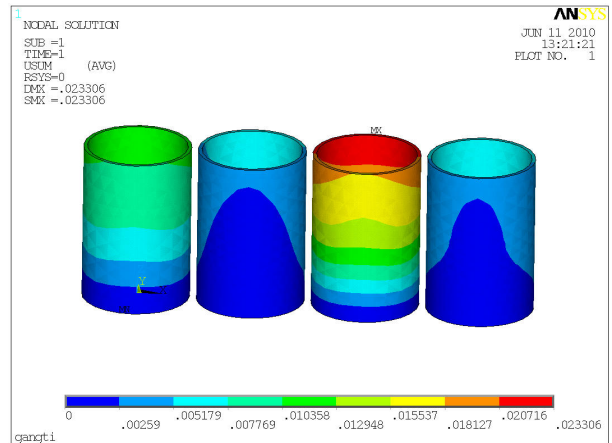


Figure 8. Curve: Cylinder liner deformation diagram  
图 8. 缸套变形云图

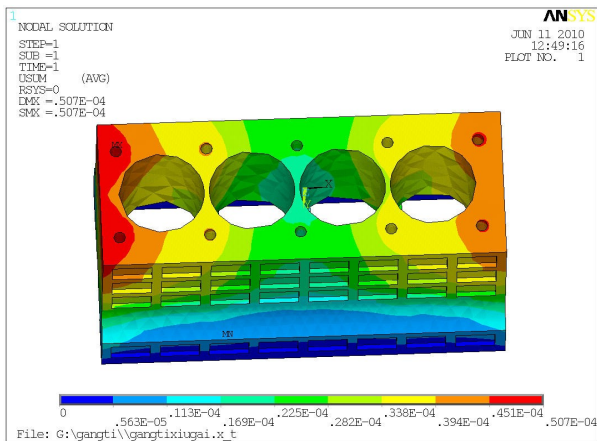


Figure 7. Curve: Cylinder diagram of stress distribution  
图 7. 缸体应力分布云图

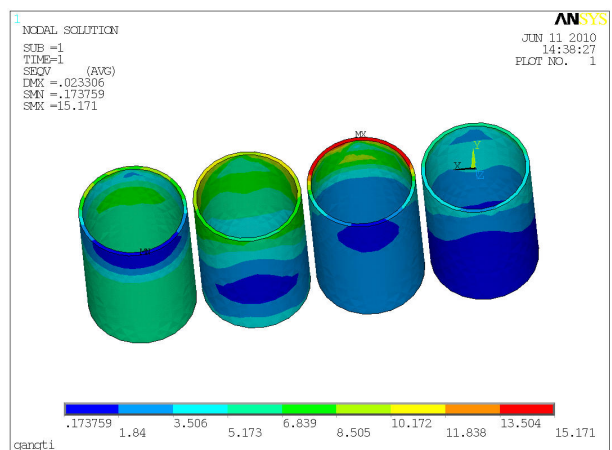


Figure 9. Curve: Cylinder liner stress distribution diagram  
图 9. 缸套应力分布云图

部，最大值为 0.0507 mm。缸体的应力分布情况如图 7 所示，从应力分布云图可以看出，缸体的总体应力水平较低，大部分区域处在 9 MPa 以下的低应力区，在等效应力分布云图上为深蓝色。缸盖螺栓周围的浅蓝色区域应力值较高，其应力值一般在 43.9~52.7 MPa 的范围，最大值为 79 MPa。

## 5.2. 缸套的分析结果

整个缸套的变形情况如图 8 所示，最大变形 0.023306 mm 位于第 3 缸的缸套顶部前端，即最接近“悬臂梁”自由端的区域，刚性位移最大，在变形云图中表现为红色。整个缸套的应力分布情况如图 9 所示，从应力分布云图可以看出，缸套大部分区域应力低于 10 MPa，最大应力位于第三缸的缸壁顶部周围，最大值为 15.171 MPa。

## 6. 结论

材料力学可知，对于塑性材料来说，它的许用应力为  $[\sigma] = \sigma_s / n_s$ ，缸体实用的为铝合金材料，其屈服极限  $\sigma_s = 250 \sim 280$  MPa， $n_s$  为材料的安全数，对于静载荷的情况下， $n_s = 1.2 \sim 1.5$ ，而在动载荷的情况下， $n_s = 3.0 \sim 4.5$ ，由此得出在静载荷作用下，当安全系数取得较小时，缸体材料的静许用应力为  $[\sigma] = 100 \sim 112$  MPa。而在动载荷作用下，当安全系数取得较小时，缸体材料的动许用应力为  $[\sigma] = 83 \sim 93$  MPa，当安全系数取得较大时其动许用应力为  $[\sigma] = 55 \sim 62$  MPa<sup>[7]</sup>。

以此为标准我们来比较前面计算的结果可知，从缸体的应力分布情况来看，除缸体与缸盖相连的紧固

螺栓孔周围外,缸体其余地方的应力值较低,包括燃气压力及活塞连杆组件侧推力直接作用的缸套、主轴颈等的应力值都大大低于材料的许用极限,而紧固螺栓孔周围的大部分区域,应力值都比较在许用应力范围内。缸套的应力范围比较小,在合理范围内。

因此单从静强度分析结果来看可以认为缸体紧固螺栓孔周围的强度足够,缸体其余地方、缸套强度足足有余;同时,缸体、缸套的变形均小于 0.034433 mm,在发动机设计的允许范围内,整个缸体的刚度良好。

## 参考文献 (References)

[1] 廖日东,左正兴,樊利霞. 发动机零部件有限元技术应用的

- 新进展[J]. 内燃学报, 1999, 17(2): 190-197.
- [2] U. Yo. The role of static and dynamic finite element analysis in designing low noise cylinder block. SAE Paper 830251.
- [3] R. M. Amundsen. Thermal design and analysis for the cryogenic MID AS experiment. SAE Transaction 972471, 1997: 911-919.
- [4] 胡恩球. 有限元网格生成方法发展综述[J]. 计算机辅助设计与图形学学报. 1997, 19(4): 12-19.
- [5] 张帆,岑松. 非线性有限元分析与实例[M]. 北京: 科学出版社, 2005.
- [6] C. C. J. French. Advanced techniques for engine research and design. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1989, 203(D2): 169-183.
- [7] 陈家瑞. 汽车构造(上册)[M]. 北京: 人民交通出版社, 1997.