

基于 ANSYS 的 R175A 柴油机曲轴应力分析*

刘必荣

(盐城工学院 机械工程系, 江苏 盐城 224003)

摘 要 用 ANSYS 前处理建立曲轴三维实体模型、网格划分, 划分结果译码成有限元计算需要的数据。计算曲轴受拉、压两种工况 经载荷和约束处理, 应力结果由 ANSYS 求解器得到, 利用已知应力对曲轴强度进行校核, 校核结果和实际情况一致。

关键词 柴油机; 曲轴; 有限元法; ANSYS

中图分类号: TH122

文献标识码: A

文章编号: 1671-532X(2002)02-0012-04

曲轴是柴油机最重要的、承载最复杂的零件之一, 它的运动状况直接影响柴油机总体性能及寿命。在柴油机运行过程中, 曲轴会出现过早失效或断裂现象, 主要原因有 (1) 毛坯球化不达标, 晶粒不均, 有暗伤、夹渣现象 (2) 热处理方式选取不当或工艺参数选取不合理 (3) 设计的加工工序不合理 (4) 设计的装配工艺不合理 (5) 使用中润滑不良造成熔瓦、抱轴 (6) 经常超负荷工作, 过热而咬缸 (7) 曲轴强度不够。对于原因 (1)~(6) 另作研究, 本文着重研究原因 (7)。曲轴结构极为复杂, 要得到圆角、油孔等应力集中部位的精确应力值, 可通过有限元法解决。这种方法目前在许多文献中有所报道, 但它们都存在一些不足, 如有的模型仅考虑单一受载情况, 忽略了扭矩和惯性力作用, 有的计算把曲轴简化为二维模型, 而曲轴实际工作时处于复杂的受载状态。此外, 建模过程中简化不当也会使结果产生误差。本文对曲轴先用 ANSYS 前处理建立三维有限元模型、网格划分, 利用已有数据, 用 ANSYS 求解器计算应力数值, 并对一些情况作了比较。

1 曲轴三维实体建模

建立实体模型的目的是为解决零件在计算机内的表示及可视化问题, 实体模型是对对象的边界和内部均作定义的模型, 且须具备计算机可处理、无二义性、几何信息完整等条件, 实体模型表

示法主要有构造实体几何法 (CSG, Constructive Solid Geometry)、边界表示法、单元分解法。在实际操作中实体模型常用 CSG 树法来实现, 布尔操作的顺序决定了 CSG 树结构, 对 CSG 树结构, 须尽量建立平衡树数据结构, 以节约建模时间^[1]。

曲轴三维实体模型主要有: 整根曲轴、单拐、半拐、1/4 拐, 具体使用哪种模型主要依据有 (1) 曲轴特点 (2) 现有计算条件 (3) 分析目的。本文中 R175A 柴油机是单缸机, 且考虑了油孔、圆角等因素, 使用整根曲轴作为实体模型, 将其分成 12 个低层实体: 2 个曲柄臂、连杆颈及 2 个 R3 圆角、长端主轴颈及 R2 圆角、短端主轴颈及 R1 圆角、喷油孔、润滑油孔及倒角, 各个低层实体通过布尔操作形成曲轴三维实体模型, 见图 1。

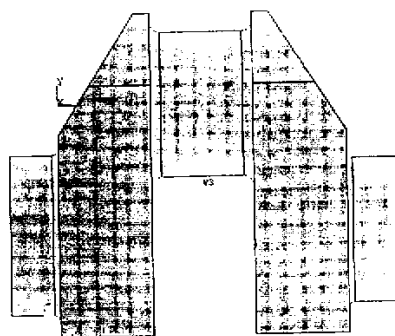


图 1 曲轴三维实体模型

Fig. 1 3D entity model of crankshaft

* 收稿日期: 2002-01-09

作者简介: 刘必荣 (1973-) 男, 江苏阜宁人, 盐城工学院机械系工程师, 硕士, 主要从事机械设计与制造研究。

2 曲轴有限元网格划分

有限元网格划分是将整体结构离散化 ,是数值分析的前提。在分析三维实际问题时需采用三维有限单元。三维问题的基本单元是 4 - 结点四面体单元 ,建立的方程组数量最少 ,能收敛于精确应力数值 ,减少计算时间。本文选用的是 4 - 结点四面体单元 ,即 solid45 ,对曲轴进行网格划分。在定义网格尺寸时可通过调节 smart size ,但划分结果比较笼统 ,网格数量大 ,占用较多内存 ,计算效果不理想 ,也可对局部受力较大区域加密 ,对次要的区域由全局尺寸按比例划分 ,根据需要进行调整 ,网格数量随定义尺寸大小而变化 ,可得较好效果。根据力学分析 ,连杆轴颈和主轴颈是受力较大部位 ,划分的较密 ,连杆轴颈圆角和主轴颈圆角应力集中 ,是曲轴危险点 ,划分最密 ,而曲柄臂部位尺寸较大 ,又不是危险点或主要受力部位 ,划分最疏松。故本文的网格模型的节点数为 2 946 个、单元数为 11 708 个 ,见图 2。在网格划分中 ,划分进行不下去的主要原因有 :前面的三维实体模型有误或网格尺寸定义不合理。

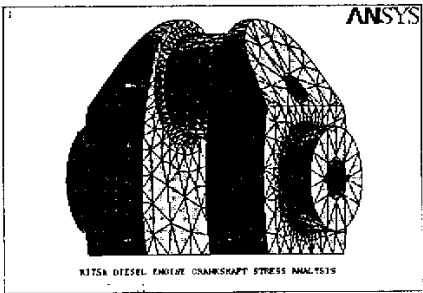


图 2 曲轴网格

Fig.2 Mesh of crankshaft

3 曲轴计算模型

R175A 柴油机曲轴主要技术参数如表 1 所示。曲轴在工作过程中所受载荷很复杂 ,主要有如下几种 (1)传到连杆颈上燃烧室气体作用力和活塞 - 连杆组往复惯性力 (2)连杆大端回转惯性力 (3)连杆颈和曲柄臂回转惯性力 (4)平衡块回转惯性力。

上述载荷中 ,除气体作用力外其它各力都是常力。连杆大端回转惯性力作用在连杆颈内侧节点上 ,由动力学计算给出 ;平衡块回转惯性力作用在固定平衡块的曲柄臂上 ;曲轴连杆颈和曲柄臂回转惯性力由 ANSYS 按体力施加 ;飞轮作用的外 万方数据

表 1 R175A 柴油机曲轴主要技术参数

Table 1 Major technology parameter of R175A diesel crankshaft

序 号	名 称	数 量
1	曲轴回转半径	40 mm
2	气缸直径	75 mm
3	长端轴颈半径	25 mm
4	短端轴颈半径	22.5 mm
5	连杆颈半径	22.5 mm
6	连杆长度	130 mm
7	平衡块质量	0.69 kg
8	连杆大头质量	0.597 kg
9	功率	4.41 kw
10	长端主轴颈圆角半径	2 mm
11	短端主轴颈圆角半径	1 mm
12	连杆颈润滑油孔半径	2.5 mm
13	连杆颈润滑油孔倒角	0.5 mm
14	曲柄臂喷油孔半径	7.1 mm
15	连杆颈圆角半径	3 mm
16	活塞及销质量	0.547 kg
17	连杆小头质量	0.193 kg
18	转速	2600 rad/min

扭矩由动力学计算给出 ,传到连杆颈上燃烧室的气体作用力和活塞 - 连杆组往复惯性力合力是一个变力 ,它在柴油机每一个工作循环 (720°转角)中是变化的。对柴油机工作过程中活塞 - 曲柄机构进行动力学分析 ,找出它们对曲轴最大拉力和最大压力部位 ,这是两种最危险的工况。传到连杆颈上的气体作用力和活塞 - 连杆组往复惯性力合力 ,根据以往成功方法 ,假定压力为沿轴向二次抛物线规律分布 ,沿圆周方向按余弦规律分布处理。

R175A 柴油机曲轴所受外载荷为 :

- (1)连杆大端回转惯性力/N 1.77E3
- (2)平衡块(两块)回转惯性力/N 2 × 2.11E3
- (3)曲轴 - 连杆颈和曲柄的回转惯性力/N 由 ANSYS 按体力自动加入
- (4)飞轮作用的外扭矩/N·m 16.2
- (5)传到连杆颈燃烧室上气体作用力和活塞连杆组往复惯性力的合力/N , $F_{拉} = 1.98E4$ 和 $F_{压} = 3.30E3$ 。

几何边界条件约束如下 :

- (1)约束连杆颈中间截面所有结点 Z 方向平移自由度 ;
- (2)给定模型左右两侧主轴颈中间截面中心点的 Y 方向和 X 方向位移 ;

(3) 给定连杆轴颈中间截面 X 方向平移位移 (由于模型在该截面不存在中心点, 所以实际上是对中心点周围 4 个结点给定平移位移), 位移值取左右主轴颈中间截面中心点 X 方向平移位移平均值;

(4) 所有结点旋转自由度由 ANSYS 自动约束;

(5) 重力常数 $g = 9.8 \text{ m/s}^2$, 材料为 QT-800-2, 仅考虑弹性范围, 材料参数为 (1) 密度 $\rho = 7.8 \text{E3 kg/m}^3$ (2) 弹性模量 $E = 160 \text{E9 N/m}^2$ (3) 泊松比 $\mu = 0.27$ (4) 曲轴转速 $\nu = 2600 \text{ rad/min}$, 旋转轴为 Z 。

4 计算结果分析

由云图可以看出^[2-4], 在连杆颈及主轴颈过渡圆角处有较大集中应力, 最危险部位是短端主轴颈和曲柄臂之间过渡圆角。因曲轴的位移量远在设计范围内, 对曲轴进行强度校核已符合实际需求, 故本文仅对强度进行校核。根据计算数值对强度校核如下。

4.1 静强度安全系数校核

静强度安全系数计算公式为 $n = \frac{\sigma_b}{\sigma_{\max}}$, 式中 σ_b 是材料强度极限, R175A 柴油机曲轴材料是 QT800-2 经正火和气体软氮化处理, 强度极限选用 $\sigma_b \geq 784 \text{ MPa}$, 本文取 $\sigma_b = 784 \text{ MPa}$; $\sigma_{\max}$ 是危险部位最大应力, 按最大应力数值进行校核。根据图 4 可以得到最大应力发生在短端主轴颈过渡圆角部位, 其数值为 107 MPa , 故 $n = 784/107 = 7.33$ 。通常球墨铸铁制造的柴油机曲轴静强度安全系数 $n \geq 4$, 故静强度安全系数在许用范围内。

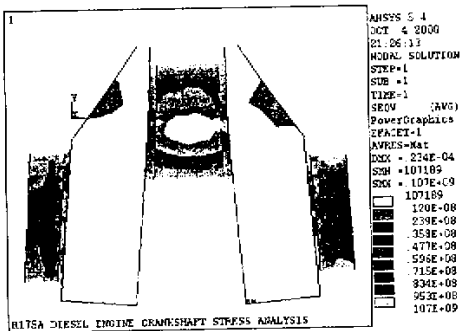


图 3 受压工况应力图

Fig.3 Stress of pressure working conditions
万方数据

4.2 疲劳安全系数校核

疲劳安全系数计算公式^[5]为:

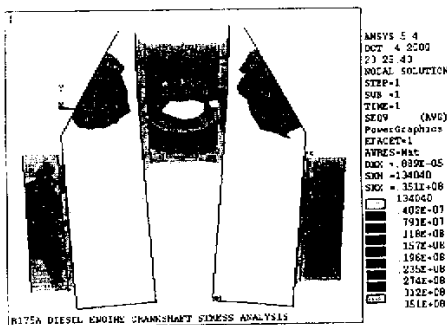


图 4 受拉工况应力图

Fig.4 Stress of force working
condition in pulling

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma \beta_\sigma} \sigma_a + \Psi_\alpha \sigma_m}$$
 根据计算及实际情况的参数选取, 式中的参数数值见表 2, 将表 2 中的数值代入式中计算得 $n_\sigma = 4.9$, 通常使用球墨铸铁制造的柴油机曲轴疲劳安全系数许用值为 $[n_\sigma] \geq 1.8$, 故属于安全的。

表 2 疲劳安全系数校核时的主要参数

Table 2 Major parameter of testing the fatigue safe coefficient

参数名称	数值
圆角处应力集中系数 k_σ	1.0
对称疲劳极限 σ_{-1}	360 MPa
尺寸系数 ϵ_σ	0.84
强化系数 β_σ	1.40
不对称敏感系数 Ψ_α	0.36
应力幅 σ_a	71.05 MPa
σ_m 平均应力	35.95 MPa

4.3 一些对比

本文对曲轴模型有无喷油孔及有无飞轮作用的外扭矩状况进行计算, 作一些比较 (1) 有无外力扭矩状态下受压时最大应力误差为 $(103 - 97.5) / 103 \times 100\% = 5.3\%$ (2) 有无喷油孔状态下受压时最大应力误差为 $(107 - 97.5) / 107 \times 100\% = 8.8\%$ (3) 有无喷油孔状态下受拉时最大应力误差为 $(35.1 - 32.2) / 35.1 \times 100\% = 8.3\%$ 。

上述情况计算得到的应力变化趋势、危险点是一致的, 其数值大小和有关文献报道也是一致的。

5 结论

(1) 本文所讨论的曲轴模型考虑了圆角、润滑

油孔、扭矩等因素,采用模型比较贴近实际情况;

(2)根据本文计算结果分析,R175A 柴油机曲轴在设计和生产中可采取的措施有:

对 R175A 柴油机曲轴进行应力分析时所建立的模型在过渡圆角处构造均为理想状态,而实际生产中过渡圆角绝没有如此的生产质量,且过渡圆角处应力极为集中,故磨削圆角这道工序操作者和检验员应引起重视,此道工序是生产过程中保证质量的一个重要环节;

R175A 柴油机曲轴曲柄臂和短端主轴颈处过渡圆角所受应力最大,在设计的图样中,此处过渡圆角为 R1,而长端主轴颈过渡圆角为 R2,连杆

轴颈过渡圆角为 R3,在条件许可情况下,可将过渡圆角 R1 适当加大到 R1.5 或 R2,以缓解此处应力集中而造成的影响;

R175A 柴油机曲轴使用的材料是 QT800 - 2,对其静强度安全系数及疲劳安全系数校核都大于安全许用系数。对于其它类型柴油机曲轴采用的材料一般为 QT600 - 2 或 QT700 - 2,根据本文计算结果,建议 R175A 柴油机曲轴制造材料改为 QT600 - 2 或 QT700 - 2,以降低生产成本,提高经济效益。

(3)利用本文的研究方法可对其它各种类型曲轴进行研究。

参考文献:

- [1] 欧阳春梅. 实体造型技术[M]. 北京: 国防工业出版社, 1991.
- [2] 朱伯芳. 有限单元法原理及应用[M]. 北京: 水利电力出版社, 1979.
- [3] 吴兆汉, 汪长民, 林桐藩, 等. 内燃机设计[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1990.
- [4] 劳尔 S.S. 工程中的有限元法[M]. 北京: 科学出版社, 1991.
- [5] 万欣, 林大渊. 内燃机设计[M]. 天津: 天津大学出版社, 1989.

Stress Analysis of Finite Element to Diesel Crankshaft based on ANSYS

LIU Bi-rong

(Department of Mechanical Engineering of Yancheng Institute of Technology Jiangsu Yancheng 224003 China)

Abstract :The paper uses the preprocessor of ANSYS to generate the model of 3D entity and mesh generation on crankshaft. Mesh generators are transferred into data that will be used in finite element analysis. Passing by dealing with force and commitment, it calculates the forces of pulling and pressure working conditions of crankshaft. They are used in stress analysis. The stress data is calculated from the calculator of ANSYS. The static load safe coefficient and the fatigue safe coefficient of the crankshaft are tested from known stress. Testing effect is according to the fact.

Keywords :Diesel ;Crankshaft ;3DFEM ;ANSYS