

某柴油机曲轴三维有限元分析与优化

吴军良¹, 赵清², 徐毅煜², 马旭², 徐静雅², 宋印东²

(1. 海军驻广州地区第一军事代表室, 广东 广州 510260; 2. 江苏科技大学 能源与动力学院, 江苏 镇江 212003)

摘要: 曲轴不仅是柴油发动机中最重要的零件,也是承受载荷最大的零件,柴油机的耐用程度和可靠性与其密切相关。在有限元法的基础上,通过 Pro/E 和 ANSYS 的接口先在 Pro/E 中建立曲轴几何模型,将模型导入 ANSYS 中,对曲轴模型载荷和约束边界进行处理和简化,对三种不同约束条件下的应力及应变进行分析确定最优约束条件,并通过分别对不同的曲柄圆角大小、厚度和轴颈重叠度的计算分析确定最佳优化方案。

关键词: 柴油机; 曲轴; 有限元分析; 优化

中图分类号: TK423.3

文献标志码: A

文章编号: 1671-9891(2020)2-0039-06

0 引言

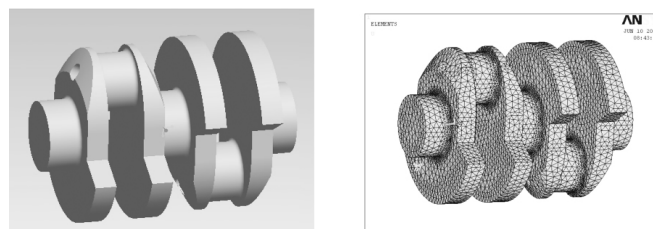
曲轴不仅是柴油发动机中最重要的零件,也是承受载荷最大的零件,柴油机的耐用程度和可靠性与曲轴密切相关。曲轴不仅对外输出扭矩,也承受气缸内周期性变化的载荷,其中一部分荷载是由于气体压力引起的,另一部分荷载是由于旋转和往复的质量惯性力引起的。车用中小型发动机中的曲轴损坏主要是由于弯曲疲劳破坏,这个观点不仅在理论上被证明,也通过大量的实践印证^[1]。曲轴疲劳失效可能是由于曲轴内产生的交变弯曲应力引起的,如果曲轴因疲劳而失效,那么连带的其他部分零件也会随之破坏。因此如何准确地得到曲轴的变形和应力分布及大小对于整体式多缸机曲轴来说,具有十分重要的意义。

随着计算机科学的迅速发展,有限元法在几乎所有的工程领域中都得到了越来越广泛的应用,在内燃机零部件设计领域的应用尤为重要^[2]。有限元技术的应用不仅大大缩短了设计周期,更提高了内燃机零部件设计的可靠性,也在很大程度上推动了内燃机工业的进步^[3]。

1 曲轴三维几何模型和曲轴有限元模型的建立

曲轴结构较为复杂,其最大受力处通常在主轴颈和连杆轴颈的过渡圆角部位。通过综合分析考虑,采用建立几何模型网格划分法进行分析计算,小的倒角和小的圆角包括油孔等在对曲轴实体建模时可以忽略。建模时首先创建并且导入 CAD 几何模型,然后利用 ANSYS 网格划分工具将模型划分成单元网格模型^[4]。

(1)定义单元类型。在建模初期,在考虑静态载荷计算的基础上,为了能够达到期望的效果,可以采取加大网格密度的方法,本模型采用的单元网格为十节点四面体单元 SOLID92^[5]。首先进行整体划分,然后在应力集中比较大的主轴颈及连杆轴颈圆角部分进行网格细化,划分网格时力求保证分析精度的同时划分的单元数量尽可能少,划分后得到单元数 89 072 个,节点数 136 508 个,几何模型与网格模型如图 1 所示。



(a) 曲轴几何模型

(b) 曲轴网格模型

图 1 曲轴几何模型和网格模型

收稿日期: 2020-05-15

作者简介: 吴军良(1978—),男,河北秦皇岛人,海军驻广州地区第一军事代表室工程师。

(2)定义材料属性。曲轴模型的材料为 42CrMo, 杨氏模量 $E = 2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$, 泊松比 $\mu = 0.3$, 质量密度 $\rho = 7.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$, 疲劳极限 $\sigma_{-1} = 4.5 \times 10^5 \text{ kPa}$, 重力加速度 $g = 9.8 \text{ m/s}^2$, 角速度 $\omega = 293.2 \text{ rad/s}$ 。

2 载荷与边界条件处理

2.1 载荷简化和参数化

将传统理论和有限宽度轴颈油膜的应力分布规律相结合, 对曲轴连杆轴颈的受力进行分析后决定忽略油孔处的压力最大值发生突变所产生的影响^[6]。ANSYS 不能提供压力加载功能, 只提供了一种斜坡加载分段近似的方法, 这种方法不仅过程较为复杂, 而且计算精度较低。考虑上述情况, 文章利用 ANSYS 的二次开发工具 APDL 语言这种较为灵活的方式使轴颈的函数化加载得以实现, 操作步骤如下: 首先选定轴颈表面上被施加函数变化的节点, 利用 ANSYS 中的参数数组并结合嵌入函数的相关知识, 输入一个命令程序, 将相对应节点位置面的载荷值进行定义, 最后将面载荷施加在节点处。

2.2 边界条件处理及简化

本模型边界条件采用下述三种约束方式: (1) 主轴颈与机体接触面采用径向位移约束, 接触范围为 120° 。此外, 还在自由端止推面上施加轴向约束和止旋约束, 模拟推力轴承所起的作用。(2) 在曲轴主轴颈 120° 范围内约束各节点在 X、Y 方向上的位移, 模拟支撑主轴轴承所起的作用, 在推力面上施加轴向和推力约束, 模拟推力轴承的作用, 同时于止推面上施加轴向约束和止旋约束, 模拟推力轴承所起的作用。(3) 将弹簧支座施加在曲轴主轴颈 120° 范围内的各节点上, 各节点上均匀分布的弹簧刚度 $K = 5.88 \times 10^7 \text{ N/m}$, 模拟主轴轴承支承, 止推面施加轴向和止旋约束, 模拟推力轴承作用。前两种约束为刚性支承, 第三种约束为弹性支承。

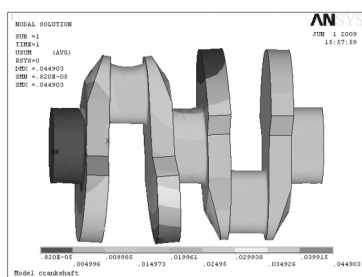
3 约束应力及应变分析

为便于计算, 第一缸活塞的位置在发生爆炸时位于上止点, 且计算时取最大爆炸压力作为缸内压力。

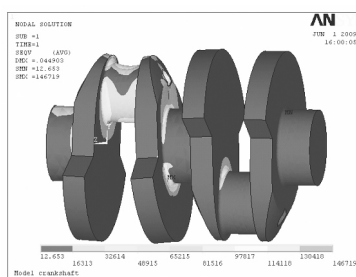
3.1 第一种约束下的计算结果

由图 2(a) 曲轴变形云图可知, 爆发缸(第一缸)连杆轴颈总变形达到 $0.034\ 926 \text{ mm}$, 第二缸连杆轴颈变形小于第一缸, 第二缸轴向的变形叠加造成曲轴总体变形较大, 平均为 $0.019\ 961 \text{ mm}$, 靠近爆发缸的主轴颈变形达 $0.024\ 95 \text{ mm}$, 第二缸主轴颈的变形小于此值, 最大变形位于第一缸的平衡重, 变形值为 $0.044\ 903 \text{ mm}$;

由图 2(b) 曲轴等效应力云图可知, 主轴颈、连杆轴颈, 还有过渡圆角等区域是高等效力主要分布区域, 最大等效应力产生于第一主轴颈约束边界处, 达到 $\sigma_{\max} = 146.719 \text{ MPa}$, 第二大等效应力位于曲轴圆角处, 达 65.215 MPa 。



(a) 变形云图



(b) 等效应力云图

图 2 第一种约束时曲轴的变形云图和等效应力云图

3.2 第二种约束下的计算结果

最大变形的位罝保持不变, 使数值降为 $0.041\ 299 \text{ mm}$ 。在这种约束条件下主轴颈的变形被限制, 主轴颈和连杆轴颈 Y 向最大变形分别为 $0.004\ 503 \text{ mm}$ 和 $0.029\ 93 \text{ mm}$ 。由于刚性支撑会导致整个应力云图数值较大, 以至在约束边界处最高应力值达到 214.724 MPa , 圆角平均等效应力最高达到 71.583 MPa , 如图 3 所示。

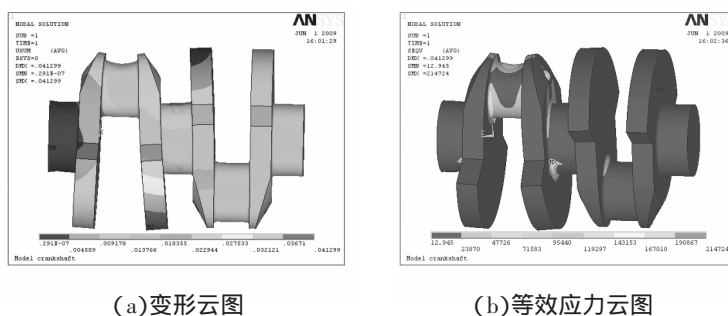


图3 第二种约束时曲轴的变形云图和等效应力云图

3.3 第三种约束下的计算结果

第三种约束下的计算结果如图4所示,曲轴最大变形位置不变,大小增大为0.05841 mm,由于第三种约束对主轴颈的径向约束为弹性约束,即允许有一定的径向弹性变形,因此各部分变形均较前面两种约束大一些。相比于形变量增加,应力却大幅下降,连杆轴颈圆角最大平均等效应力为63.629 MPa。最大应力却出现在第一曲柄销减重孔内侧部分,这是由于在划分网格时出现了不良单元,导致应力集中比较明显,是计算过程中产生的计算奇异点,计算奇异点产生的根本原因是由于在实体模型的建模过程中,有不连续的曲面相交出现在减重孔处,导致了不良单元网格的形成,从而造成了奇异点的存在,可忽略不计。

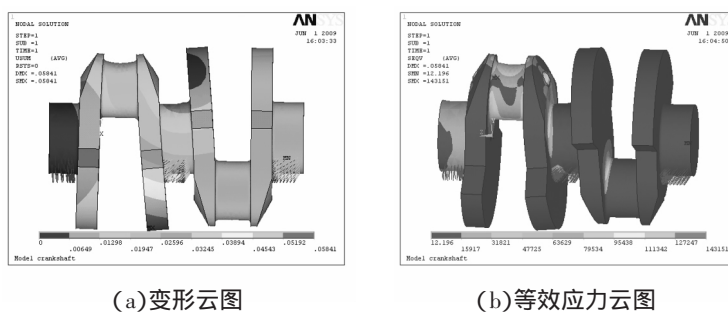


图4 第三种约束时曲轴的变形云图和等效应力云图

分析比较三种约束可见用弹性支撑模拟曲轴支承对应力减小的效果比较好,而且这种约束条件也较前面两种约束更接近于实际情况。

4 曲轴疲劳强度计算及影响因素分析

4.1 曲轴疲劳强度计算和应力分析

通常对最大曲柄销圆角的疲劳强度进行计算就能够满足要求,因此首先对第一曲柄销进行研究,并在动力学基础上分析研究得知:在上止点附近的曲柄销作用力最强,也就是在膨胀行程开始的地方和排气行程结束的地方作用力最强,因此应考虑疲劳损坏,所以使用以下两个载荷计算:

(1)压缩载荷。活塞位置在压缩冲程上止点后约 10° 的位置,此时加在曲柄销上的载荷与曲拐平面呈 12° 偏角,曲柄销的径向载荷此时最大,为106.489 kN。

(2)拉伸载荷。活塞位置在排气冲程上止点位置时,拉伸载荷此时最大,为14.312 kN。

计算时采用上述第三种约束,等效应力云图如图5所示。应力最大部位出现在曲柄销中心孔内侧部分,此处为应力奇异点,强度校核中忽略不计。疲劳强度危险点位于连杆轴颈圆角右下部分,此处最大与最小应力经单位转化后分别为 $\sigma_{\max} = 117.815 \text{ MPa}$, $\sigma_{\min} = 15.018 \text{ MPa}$ 。其中用单拐来评估曲轴的疲劳强度是安全的,即如果单拐校核结果是安全的,那么用整体曲轴来校核也肯定是安全的。

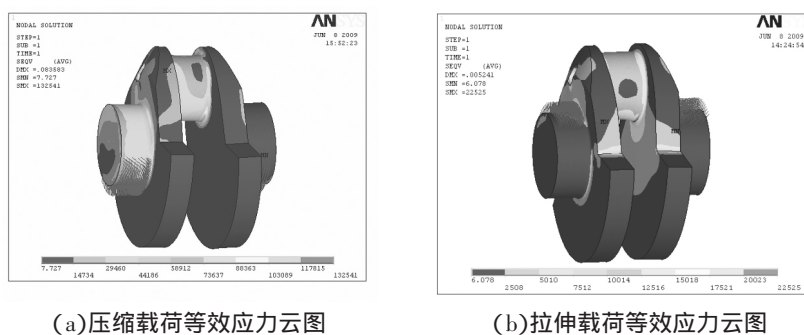


图 5 考虑偏角的单拐压缩和拉伸工况等效应力云图

4.2 曲轴圆角大小的影响

曲轴疲劳裂纹几乎都产生于应力集中的过渡圆角处。以第一缸爆发为计算工况,通过节点的载荷函数使连杆轴颈加载到的 120° 范围内。用弹性支承作为主轴颈的约束,弹性系数 $K = 5.88 \times 10^{10}$ 。主轴颈长度减去圆角半径作为实际主轴颈的支承宽度,分析时应将支承宽度缩小 4 mm。

曲轴顶端与连杆轴颈距离为 7 mm,因此连杆轴颈处圆角的增大受到了很大的限制。但是过小的圆角半径计算过于复杂,对计算机性能的要求过高,考虑到上述因素,文章设计了四种圆角半径,分别为原圆角半径的 50%(2 mm)、75%(3 mm)、100%(4 mm)和 125%(5 mm)。此外,根据实际情况分析,在模型的主轴颈处的圆角等于连杆轴颈处圆角的大小。

根据上述四种圆角半径,计算得到二缸曲轴模型的主轴颈和模型的连杆轴颈在不同半径下的最大等效应力的值,如表 1 所示。主轴颈最大等效应力位于中间主轴颈上部与第一曲柄相连的圆角处,连杆轴颈最大等效应力位于第一曲柄销右下方的圆角处,应力值在圆角部位取平均值。随着圆角半径的减小,主轴颈和连杆轴颈圆角处的最大等效应力均不同程度增大。

表 1 不同圆角半径下最大平均等效应力

圆角半径/mm	主轴颈圆角最大等效平均应力/MPa	连杆轴颈圆角最大等效平均应力/MPa
2	79.295	118.940
3	73.601	95.679
4	70.563	86.072
5	65.641	80.027

4.3 曲柄厚度的影响

假设缸心距不变,只改变曲柄厚度分析其对圆角应力的影响。取圆角半径为 4 mm,曲柄厚分别为 20.5 mm、22 mm、23.5 mm、25 mm、26.5 mm,分析前对几何模型进行修改,将中心孔的过渡圆角调到一个较大的数值,因此应力有所下降。据此得出最大等效应力,再取平均值,数据如表 2 所示。总体来看,圆角应力随曲柄厚的增大呈下降趋势,当曲柄厚增大到 26.5 mm 时,应力下降明显。

表 2 不同曲柄厚度下圆角最大平均等效应力

曲柄厚度/mm	主轴颈圆角最大等效平均应力/MPa	连杆轴颈圆角最大等效平均应力/MPa
20.5	70.151	91.195
22	70.340	91.440
23.5	66.990	87.086
25	67.434	87.662
26.5	64.448	83.782

4.4 轴颈重叠度的影响

引用轴颈重叠系数 $A = 0.5(D_1 + D_2 - S)$ (式中 D_1 、 D_2 分别为主轴颈、连杆轴颈直径, S 为活塞行程)在活塞行程 S 固定为 118 mm 的情况下,改变重叠度设置了四组尺寸,分析得出应力最大的圆角处应力对面积

的平均值(非精确值)数据如表3所示,从表中可以看出应力随重叠系数的升高有明显下降,下降的效果较增大圆角尺寸和曲柄厚度更显著。

表3 不同轴颈重叠系数下圆角最大平均等效应力

主轴颈直径 D_1/mm	连杆轴颈直径 D_2/mm	重叠系数 A	主轴颈圆角最大等效平 均应力/MPa	连杆轴颈圆角最大等效 平均应力/MPa
70	58	5	99.456	129.292
75	62	9.5	82.346	107.048
80	66	14	69.718	90.633
85	70	18.5	60.768	78.998

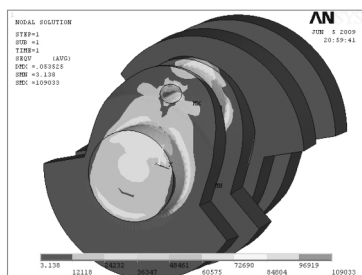
4.5 尺寸优化

从圆角尺寸、曲柄厚和重叠度三方面对曲轴进行优化,并适当增大中心孔变截面部分的过渡圆角,优化后尺寸如表4所示:

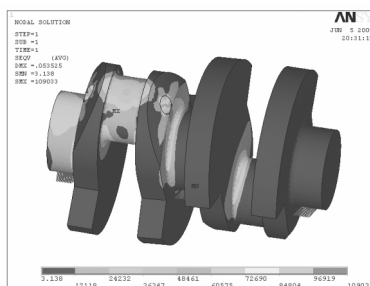
表4 优化后修改的尺寸

主轴颈圆角半径/mm	连杆轴颈圆角半径/mm	曲柄厚度/mm	主轴颈直径/mm	连杆轴颈直径/mm
5	4.5	26.5	85	70

尺寸优化后计算结果如图6所示,主轴颈和连杆轴颈部分圆角应力进一步减小,在各部分应力中已不占主导地位,中心孔部分应力未有效减小,取代圆角应力成为最大等效应力,但应力值处在较小范围,因此优化措施合理。



(a) 连杆轴颈应力云图



(b) 主轴颈应力云图

图6 优化后的等效应力图

5 结束语

通过对曲轴建模和分析的研究,得出以下结论:

(1)基于三维有限元法,对柴油机曲轴模型进行整体分析可知,此曲轴应力主要集中在连杆轴颈下侧与主轴颈上侧过渡圆角的位置,且曲轴的强度能够达到设计要求。

(2)运用单拐曲轴有限元模型计算得出的应力值大于整体曲轴模型计算值,所以采用单拐曲轴模型进行有限元分析得出的结果相较整体曲轴模型安全。

(3)优化了曲轴有限元的支撑条件处理方法,改进了曲轴有限元的载荷加载方法,使曲轴边界条件能够参数化。通过修改命令中的参数改变加载条件使分析效率得到了极大的提高,在此基础上才得以进行各种约束条件比较及优化分析。

(4)应用边界条件的参数化对曲轴圆角应力的影响因素进行了分析,结论基本符合实际,并对该曲轴进行了尺寸优化,减弱了曲轴应力集中。

参考文献:

- [1]唐斌.基于精确动态刚度矩阵法的内燃机轴系扭转、纵向及弯曲三维耦合振动研究[D].大连:大连理工大学,2006.
- [2]尹建民,王德海,袁银南,等.X6135 柴油机曲轴强度的三维有限元研究[J].内燃机工程,1997(2):71-77

- [3]杨连生.内燃机设计[M].北京:中国农业机械出版社,1980:211-213.
- [4]Ahmad A S ,Mahaveer P K.Dynamic modeling of automotive engine crankshafts[J].Mechanism & Machine Theory,1994(7):295-335.
- [5]孙连科,唐斌,薛冬新,等. 6110 柴油机曲轴的三维有限元分析[J].车用发动机, 2007(2):81-84.
- [6]李惠珍.曲轴弯曲应力变化规律的研究[J].汽车技术,1990(1):13-19.

(责任编辑 张 利)

Three-dimensional Finite Element Analysis and Optimization of a Diesel Engine Crankshaft

WU Jun-liang¹, ZHAO Qing², XU Yi-yu², MA Xu², XU Jing-ya², SONG Yin-dong²

(1. The First Military Representative Office, the Navy in Guangzhou Region, Guangzhou 510260, China;

2. School of Energy and Power, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang 212003, China)

Abstract: The crankshaft is not only the most important part of the diesel engine, but also the one bearing the greatest load. The durability and reliability of the diesel engine are closely related to it. On the basis of the finite element method, the geometric model of the crankshaft is first established in Pro/E through the interface of Pro/E and ANSYS, and the model is imported into ANSYS. The load and constraint boundary of the crankshaft model are processed and simplified. The stress and strain under the three different constraints are analyzed to determine the optimal constraint condition, and the optimum plan is determined by calculation and analysis of different crank fillet size, thickness and shaft journal overlap.

Key words: diesel engine; crankshaft; finite element analysis; optimization

(上接第 7 页)

Evaluation of Profitability of Logistics Enterprises Based on Factor Analysis

SHU Fu-hua

(School of Continuing Education, Wuhan University of Technology, Wuhan 430070, China)

Abstract: Since there are many indicators to measure the profitability of listed logistics companies, and some evaluation indicators have greater relevance, this increases the complexity of the evaluation work and reduces the efficiency of decision-making. Factor analysis recombines the original indicators, replacing the original indicators with a few new indicators with lower correlation, and representing most of the original information, which does not affect the decision-making results, but also greatly simplifies the decision-making process. By using factor analysis to evaluate the profitability of some listed logistics enterprises in China, the evaluation process is clear and intuitive, and the results are objective and reliable.

Key words: logistics enterprise; factor analysis; profitability; evaluation