

某型船用柴油机齿轮箱结构分析

王家鑫¹, 李安康¹, 郭煜²

(1. 驻上海地区第四军事代表室, 上海 201108; 2. 驻上海地区第一军事代表室, 上海 201108)

摘要: 为验证燃油齿轮箱改进设计的合理性, 对减薄改进后的齿轮箱进行了有限元计算分析, 得到了关键部位的变形、应力数据。数据分析表明: 改进设计后的齿轮箱其结构应力均未超过材料的许用应力, 满足使用要求。为后续齿轮箱的结构优化奠定了良好的基础。

关键词: 柴油机; 齿轮箱; 有限元分析; 结构

中图分类号: TK423.8 文献标识码: A 文章编号: 1001-4357(2019)06-0034-05

Structural Analysis of the Gear Box of a Marine Diesel Engine

Wang Jiaxin¹, Li Ankang¹, Guo Yu²

(1. Forth Military Representative Office in Shanghai, Shanghai 201108;

2. First Military Representative Office in Shanghai, Shanghai 201108)

Abstract: To verify the rationality of fuel oil gear box improvement design, finite element calculation analysis was carried out on the gear box after thinning improvement, and the deformation of key parts, stress data were obtained. The data analysis results show that the structure stress of the gear box is not beyond the material's allowable stress, thus meets with the requirements. The research lays a good foundation for the structural optimization of the gear box in the future.

Key words: diesel engine; gear box; FEM; structure

0 引言

齿轮箱作为重要的机械传动部件, 在船用柴油机中广泛应用。本文所研究齿轮箱为燃油齿轮箱, 其将曲轴旋转力分配给燃油泵和伺服油泵等负载。为了进行轻量化设计, 减少齿轮箱的总重, 将整体壁厚减薄了 2 mm, 壁厚的减薄可能会导致强度、刚度不足, 给箱体结构造成负面影响^[1]。为保证齿轮箱安全可靠工作, 本文以改进后的齿轮箱为研究对象, 采用有限元分析手段, 对其进行静强度分析, 以验证改进设计的合理性。

1 有限元建模

1.1 三维建模

利用 UG 软件建立改进后齿轮箱的模型。在不影响仿真结果的前提下, 为了划分网格方便和缩小

计算规模, 删掉了模型中不必要的倒角、圆角、凸台、沉孔^[2], 并移除了所有齿轮和除最下端轴承座两组螺栓外的所有螺栓。最终建立的三维模型如图 1 所示, 模型中包括: 齿轮箱箱体、齿轮轴套、轴瓦、连接法兰、轴承端盖及螺栓等部件。

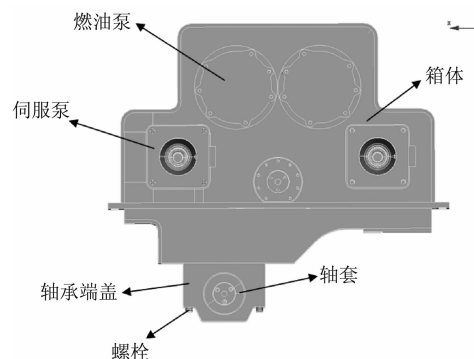


图1 齿轮箱三维模型

收稿日期: 2018-09-07; 修回日期: 2019-08-02

作者简介: 王家鑫(1971-), 男, 高级工程师, 主要研究方向为动力工程及工程热物理, lak0118@163.com。

1.2 网格划分

齿轮箱中各部件均为钢材，材料参数统一设置为密度 $\rho = 7\ 800\ (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$ ，弹性模量 $E = 210\ \text{GPa}$ ，泊松比 $\sigma = 0.3$ 。

将三维模型导入 ANSA 前处理软件中进行网格划分，其中轴承座螺栓等重要部位采用一阶六面体网格，其他部分采用二阶四面体网格；部件接触部位尽量保持节点一致，以加快计算速度^[3]。有限元网格模型节点数为 430 956，单元数为 134 590。经雅克比和扭曲度检查，网格符合软件计算要求。

1.3 边界条件

如图 2，对齿轮箱箱体底面作完全固定，模拟齿轮箱装配在机架上，计算结果表明没有刚体位移发生。齿轮箱箱体与其他部件之间定义为接触关系。接触算法采用增强拉格朗日法，接触刚度 0.8，接触行为设置为反对称接触，摩擦系数 0.19^[4]。箱体最下端上轴承盖与下轴承盖之间设置 2 mm 初始间隙，并将除最下端轴承座 2 组螺栓以外的其余螺栓全部采用螺栓单元代替，如图 3。

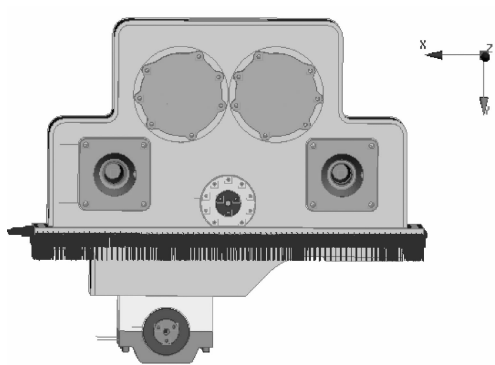


图 2 固定边界

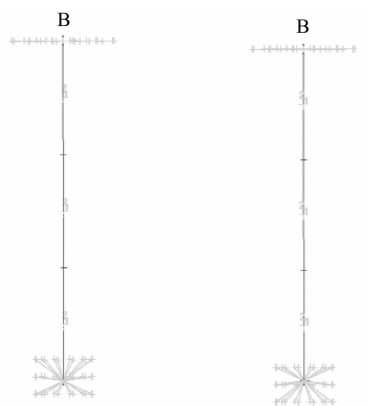


图 3 螺栓单元

如图 4，将轴套中各个轴瓦内部节点耦合到齿轮质心处，施加齿轮运动过程中的径向力与切向力，并在燃油泵和伺服油泵的耦合点施加齿轮传动所引起的转矩。



图 4 建立耦合

1.4 载荷工况

因为模型中有螺栓预紧力，所以有限元计算中须分两个工况加载。工况一：螺栓预紧力；工况二：螺栓预紧力 + 齿轮力。

根据公式 $F = M / (0.2d)$ ，计算螺栓预紧力 F 。式中： M 为螺栓拧紧力矩， d 为螺栓公称直径。计算得到的螺栓预紧力如表 1 所示。螺栓预紧力采用 Prets179 单元模拟，加载如图 5 所示。

表 1 螺栓预紧力

螺栓直径/mm	预紧力/kN	螺栓个数
M20	86.667	12
M12	27.778	36
M16	56.25	14

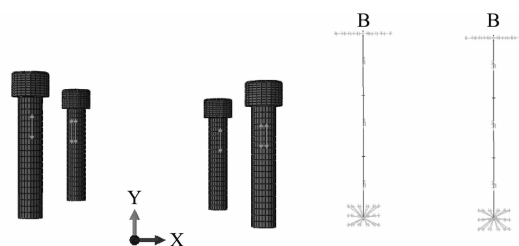


图 5 螺栓预紧力加载

齿轮力的模拟简化为齿轮径向力和切向力。由多体动力学计算得到齿轮径向力和切向力的加载如表 2 所示。齿轮箱齿轮编号及转矩如图 6 所示。

表 2 齿轮力加载

齿轮	幅值/kN	X 方向载荷/kN	Y 方向载荷/kN
2	113.6	113.4	7.0
3、4	71	-70	9.2
5	20.0	14.1	14.1
6	20.0	19.9	-1.7
7	6.6	-0.9	6.5
8	4.6	2.4	-3.9

将齿轮径向力（图 7）、切向力以及转矩以集中力的形式施加到各个耦合节点处。

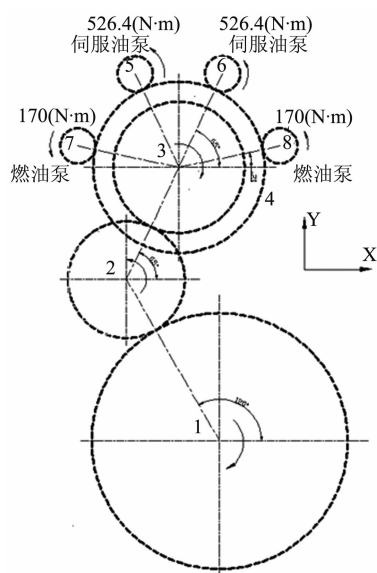


图6 齿轮传动示意图

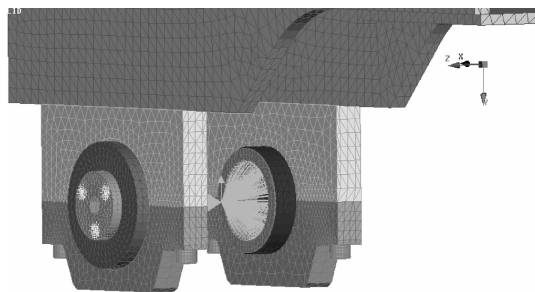


图7 齿轮力加载方式

2 有限元计算结果

将 ANSA 处理好的有限元模型文件导入 ABAQUS 中进行计算，提取得到后处理结果如下。

2.1 位移

在齿轮箱位移结果中重点关注最下端轴承座盖的位移情况，由于螺栓预紧力的作用，使得轴承座盖位移呈两端大中间小的状态，其最大变形量位于轴承座的两侧，为 0.21 mm，如图 8 所示。

图 9 为 A 侧轴承盖内圆失圆度雷达图，分别选取 2 组内部节点数据与整圆做对比。从图中可以看出：变化趋势为斜向下方，与受力方向一致，其中上部最大偏移 0.03 mm，下部最大偏移 0.028 mm。

图 10 为 B 侧轴承盖内圆失圆度雷达图，同样选取 2 组内部节点数据与整圆做对比。变化趋势为斜向下方，与受力方向一致，其中上部最大偏移 0.019 mm，下部最大偏移 0.04 mm。

图 11 为 A、B 两侧轴承盖内圆失圆度对比。可见：A 侧失圆度大于 B 侧失圆度，这是由于齿轮作用力点靠近 A 侧，因此 A 侧变形较大。

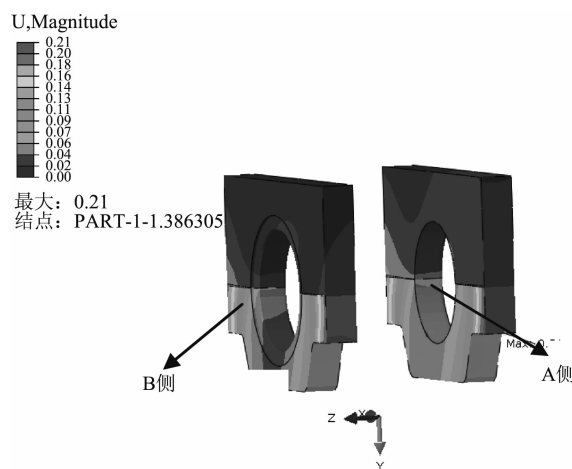


图8 轴承座盖位移云图

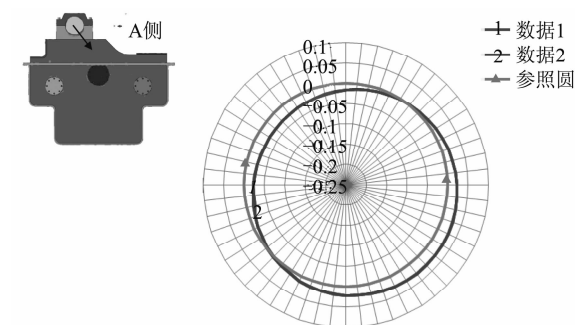


图9 A侧失圆雷达图

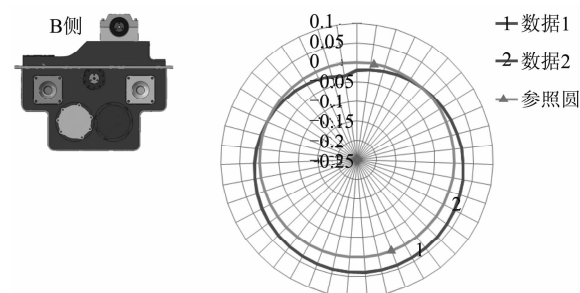


图10 B侧失圆雷达图

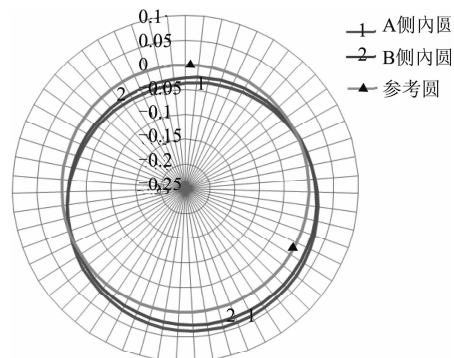


图11 A、B两侧失圆雷达图对比

轴承盖上盖与下盖有 2 mm 的间隙，在施加载荷后间隙发生变化，如图 12 所示。间隙由中间向两端变小，最小间隙为 1.79 mm，最大间隙为 1.97 mm。

A 侧齿轮箱箱体壁的位移情况如图 13 所示, 最大位移出现在与轴承盖连接处, 大小为 0.02 mm。变形很小, 主要来自于轴承盖变形的传递。

B 侧齿轮箱箱体的位移情况如图 14 所示, 最大位移出现在与燃油泵连接处, 大小为 0.03 mm。变形很小, 主要受齿轮作用力及螺栓预紧力的影响。

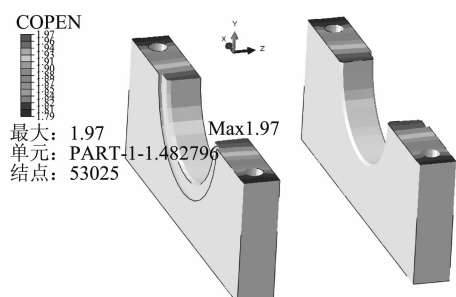


图 12 轴承盖间隙

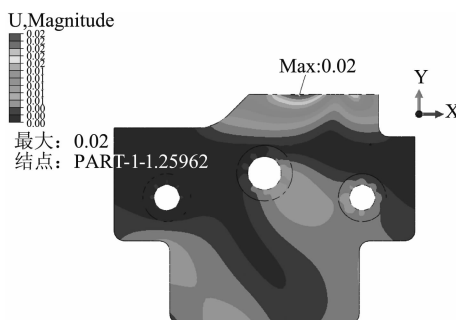


图 13 A 侧齿轮箱箱体壁位移

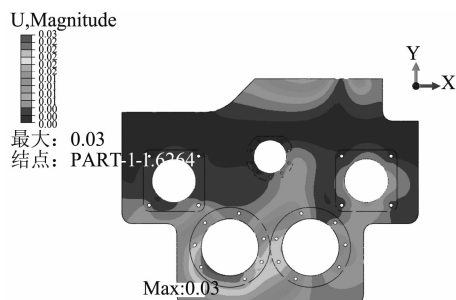


图 14 B 侧齿轮箱箱体壁位移

2.2 应力

轴承盖应力分布如图 15 所示, 最大米塞斯应力出现在螺栓孔处, 为 710.25 MPa, 未超过材料的屈服极限 980 MPa, 满足使用要求。

连接轴承上盖与下盖的 2 组螺栓应力云图如图 16 所示, 最大米塞斯应力出现在螺栓与螺栓孔接触的倒角处, 为 1 323.07 MPa, 从数值上看已超出材料的屈服极限; 但考虑到应力集中的位置处于螺栓倒角处, 而此处建模时并未考虑过渡圆角, 因此此处的计算值具有奇异性。为了探讨具体应力数

值, 须将倒角细节详细建模且加密此处网格, 考虑到计算规模, 并未再进一步做相关计算。但根据该产品装机运行以来未出现螺栓破坏的情况判断: 该处实际应力并未超过材料的屈服极限, 满足使用要求。

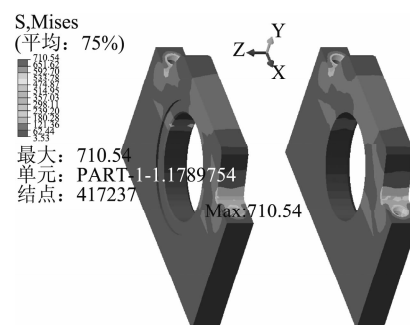


图 15 轴承盖应力云图

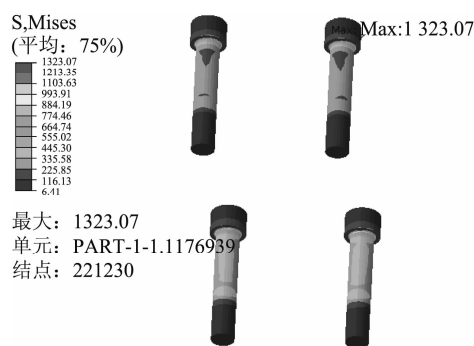


图 16 螺栓应力云图

与轴承盖相配合的轴套的应力云图如图 17 所示。由于受到上下轴盖夹紧的作用力, 其最大米塞斯应力为 172.6 MPa, 出现在轴套与轴承盖接触的倒角处, 未超过材料的屈服极限 345 MPa。

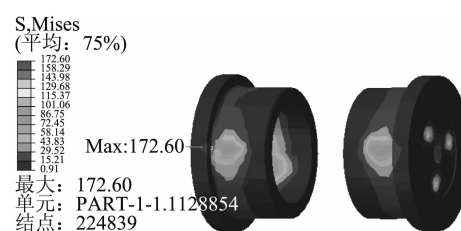


图 17 轴套应力云图

图 18 为 A 侧箱体壁应力云图, 最大应力出现在与轴套连接的螺栓孔处, 为 148.50 MPa, 未超过材料的屈服极限 345 MPa, 主要由螺栓预紧力引起。

如图 19 为 B 侧箱体壁应力云图, 最大应力出现在与伺服泵连接螺栓孔处, 大小为 232.27 MPa, 未超过材料的屈服极限 345 MPa。

由以上应力结果可以看出: 改进后的齿轮箱结构应力均未超过材料的屈服极限, 满足使用要求。

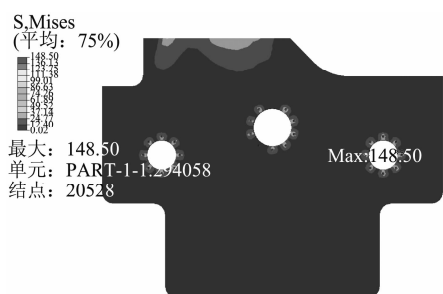


图 18 A 侧箱体壁应力云图

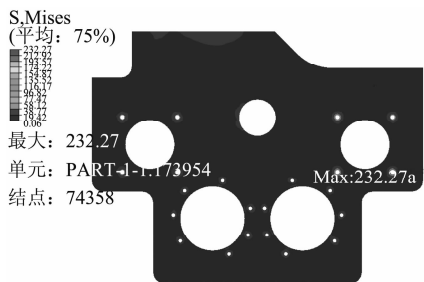


图 19 B 侧箱体壁应力云图

3 总结

本文通过对改进后的燃油齿轮箱进行有限元计

算分析,验证了齿轮箱改进设计的合理性,为后续的结构优化打下了良好的基础。

参考文献

- [1] 濮良贵,纪名刚.机械设计[M].8版.北京:高等教育出版社,2006.
- [2] 颜峰,黄映云,邢宪峰.某型大功率柴油机活塞热机耦合研究[J].小型内燃机与车辆工程,2015(5): 26-30.
- [3] Saeed Moaveni.有限元分析—ANSYS 理论与应用[M].北京:机械工业出版社,2007.
- [4] 齐威.ABAQUS6.14 超级学习手册[M].北京:人民邮电出版社,2016.
- [5] 罗伯特·D·库克.有限元分析的概念与应用[M].关正西,强洪夫译.西安:西安交通大学出版社,2007.
- [6] 高长银,万全,刘丽.ANSYS Workbench14.5 建模与仿真从入门到精通[M].北京:电子工业出版社,2014.

(上接第 30 页)

(2) 扭共振区域的过大振动应力,如实例中 5 谐次扭共振应力,可通过确定主要贡献的谐次分量,结合自由振动计算结果,分析振型图,调整节点位置的部件参数(主要是刚度、惯量、阻尼等)的方法来消减。一般情况下,可取得较为明显的消减效果。

(3) 非共振区域的过大振动,如实例中额定转速附近的 1 谐次振动造成曲轴应力较大,属正常的振动响应,可通过增强曲轴的抗扭振疲劳强度来适应。但其可行性还应综合考虑柴油机设计方面的因素。

参考文献

- [1] 聂德耀.船舶柴油机轴系扭转振动[M].北京:国防工业出版社,2017.
- [2] 许云秀,李宗焜.船舶柴油机轴系扭转振动[M].人民交通出版社,1984.
- [3] 聂德耀.长江船舶消减轴系扭振的实践[J].噪声与振动控制,1985(1): 19-23.
- [4] 刘大江.推进用柴油机气体激励简谐量计算方法[J].武汉造船,1996(3): 26-36.