

【制造技术】

大功率船用齿轮箱的有限元分析*

薛显光, 米林, 康洪涛, 马亚洲

(重庆理工大学 重庆汽车学院, 重庆 400050)

摘要:为分析某大功率船用齿轮箱的振动噪声原因,研究其固有特性,分别采用有限元法和实验模态分析法对齿轮箱体进行了模态分析,并对分析结果进行了对比,验证了有限元模型的正确性。同时,还得出了该箱体前10阶固有频率和振型,找出了振动噪声在结构上的原因,为齿轮箱的改进设计提供依据。

关键词:齿轮箱;有限元;模态分析

中图分类号:TH132

文献标识码:A

文章编号:1006-0707(2010)05-0056-04

随着全球经济一体化进程的发展,船舶运输业尤其是远洋运输业得到了迅速发展,人们对大型运输船舶的需求量也越来越大。同时,随着人们生活水平的提高,人们对船舶的性能也提出了更高的要求。船舶的舒适性是衡量船舶性能的一项重要指标,他在很大程度上受着振动噪声的影响。船舶的振动和噪声除了来自发动机外,很大一部分也来源于齿轮箱。因此,对船用齿轮箱的振动噪声进行研究已正成为目前的一个热点。

某企业新开发的一款大功率船用齿轮箱在工作过程中发现,其下箱体局部有较为明显的振动,这影响了用户对舒适性的要求。为此,本文中拟通过对齿轮箱进行有限元模态分析,以研究齿轮箱的固有特性,分析其振动产生的原因,为改进齿轮箱设计、减小振动噪声提供依据。

1 齿轮箱体有限元模型的建立

固有特性是振动系统的动态特性之一,主要包括固有频率和振型。模态分析技术是研究振动系统固有特性的重要工具,可分为理论模态分析和实验模态分析。而有限元法则是成熟的理论模态分析方法,本文中拟采用 Hypermesh 软件对齿轮箱体进行有限元模态分析,以求解其固有特性。

1.1 齿轮箱体几何模型的建立

要得到比较准确的理论模态分析结果,首先必须建立齿轮箱体的精确模型。为此,可依据齿轮箱的 CAD 二维图纸,利用 UG 对其进行三维建模。由于整个箱体结构比较

复杂,分为上箱体、中箱体、下箱体以及一些轴承座和轴承端盖等部分,因此,为保证网格划分的顺利进行,合理缩小求解规模,建模时忽略了一些对箱体固有特性影响甚微的结构,如小凸台、沉孔、螺纹、油孔、沟槽以及棱边等,得到了图1所示的齿轮箱体三维模型。

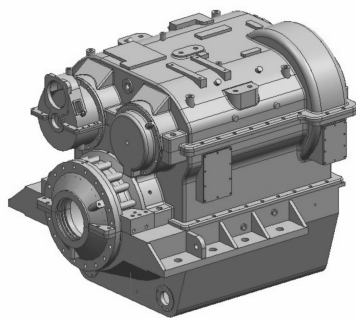


图1 齿轮箱体实体模型

1.2 齿轮箱体有限元模型的建立^[1-3]

由于箱体的主体部分为铸造实体,材料为 HT250,密度 $\rho = 7.8 \text{ kg/cm}^3$,弹性模量 $E = 210 \text{ GPa}$,故在 Hypermesh 软件中采用 Tetra4 四面体实体单元划分网格,划分完成后共包含 716 010 个单元、204 101 个节点。为了较为准确地模拟实际箱体,在上、中、下各箱体间采用了梁单元进行连接,而其余各部件则由螺钉孔与 3 个箱体进行刚性连接,共有梁单元 234 个, MPC 242 个。参照齿轮箱的实际安装情况,可确定齿轮箱的约束条件为:下箱体两侧翼 8 个螺栓孔施加全约束。完成后的有限元网格模型如图 2 所示。

* 收稿日期:2010-03-09

基金项目:重庆市科技攻关计划项目(CSTC,2007AB3030)

作者简介:薛显光(1983—),男,硕士研究生,主要从事机电一体化和振动噪声控制研究。

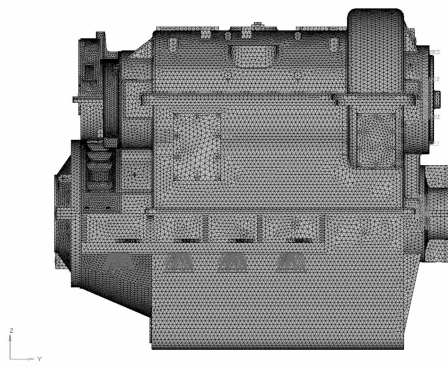


图2 齿轮箱体有限元模型

2 齿轮箱体理论模态分析

2.1 齿轮箱体模态分析原理^[4-7]

齿轮箱体是一个多自由度的弹性结构。将箱体按某种方式离散,则离散后的齿轮箱体结构是一个多自由度的系统。由弹性力学有限元方法可得出齿轮箱体的运动微分方程为

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

式中: $\{x\}$ 为广义坐标的位移列阵; $[K]$, $[M]$ 和 $[C]$ 为与 $\{x\}$ 相对应的刚度矩阵、质量矩阵和阻尼矩阵; $\{\dot{x}\}$, $\{\ddot{x}\}$ 分别为速度列阵和加速度列阵; $\{F(t)\}$ 为车架所受的外部载荷列阵。

若无外力作用,即 $\{F(t)\}=0$,则在求解结构的自由振动频率和固有振型,即求解结构的固有频率和固有振型时,阻尼对他们影响不大,因此阻尼量可以略去。对于无阻尼的自由振动系统,式(1)可以简化为

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = 0 \quad (2)$$

由于弹性体的自由振动总可以分解为一系列简谐振动的迭加,因此可以设式(2)的解为

$$\{u\} = \{f\} e^{i\omega t} \quad (3)$$

式中: $\{f\}$ 为系统自由振动时的振幅列阵向量。将式(3)代入式(2),有

$$([K] - \omega^2 [M])\{f\} = 0 \quad (4)$$

式(4)即为系统的特征方程。故求解结构的固有频率和固有振型的问题就是求解方程(4)的特征值和特征向量的问题。 ω^2 称为特征值, $\{f\}$ 称为对应特征值的特征向量。

由线性代数理论可知,使方程(4)有非零解的充分必要条件是

$$|[K] - \omega^2 [M]| = 0 \quad (5)$$

由于结构离散后有 n 个自由度,则 $[K]$ 和 $[M]$ 有 n 阶方阵,故求解式(5)即可得到结构的 n 阶固有频率和振型。

将式(5)展开后,可求得 N 个特征值 ω_r^2 ($r=1,2,3,\dots,N$),其平方根 ω 即为系统的固有频率,按大小顺序为

$$\omega_1 < \omega_2 < \dots < \omega_N \quad (6)$$

其中: $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_N$ 分别称为1阶,2阶, \dots , N 阶固有频率。

将每个特征值 ω_r^2 代入式(6),均可求得1个相对应的特征向量 $\{\varphi_r\}$,他满足

$$([K] - \omega_r^2 [M])\{\varphi_r\} = \{0\}, (r = 1, 2, 3, \dots, N) \quad (7)$$

这个向量即为系统的特征向量。由于他是系统模态振动的变形形状,故特征向量也即是所谓的模态,也称作振型,

由于 Lanczos 法的特征值、特征向量求解精度高,故在 Hypermesh 中使用 Lanczos 法计算齿轮箱体的固有特性。由于使用了 Sturm 序列检查,因此在用户感兴趣的频率范围内,每个漂移点处如果不能找到所有的特征根, Lanczos 法就会给出提示信息,可避免丢根现象。Lanczos 法适应面广,对于所有的中型及大型结构问题,均能给出很好的结果。

2.2 齿轮箱体理论模态计算结果

齿轮箱体的前10阶固有频率如表1所示。

表1 齿轮箱体前10阶固有频率

阶数	1	2	3	4	5
f/Hz	95	125	127	137	203
阶数	6	7	8	9	10
f/Hz	207	224	235	257	285

齿轮箱体的前10阶振型如图3~12所示。从图3~图12可以看出,箱体的固有频率分布比较密集,这与箱体结构的复杂性相对应,说明了箱体的整体结构对称性较好。同时,各阶固有频率均避开了各传动轴转频和齿轮啮合频率,故正常运转时不会产生共振,箱体的固有特性比较稳定。从齿轮箱体的各阶振型来看,第2,3,5阶下箱体内部轴承座局部振动较为明显,表明振动对支撑其悬置的两侧板的强度有较大影响。由于施加约束的下箱体侧翼板偏向输出轴端,故这种轴向不对称性使得上顶面、输入端,尤其是下底面的变形和振动远较输入端大。这与企业所提出的实际振动较大的位置相一致。而对于内部轴承座,由于悬置的两侧板强度不够,故会造成局部振动;同时下箱体底面的强度也不够,故会产生向内的振动。为减小振动噪声,可以针对这2个部位采取相应措施,如增大壁厚、加筋等,以增加其强度。

Control File
Eigen-Extraction
Analysis System
8/15/2008 09:01
10.0
-7.120E-01
-6.846E-01
-4.712E-01
-3.364E-01
-2.376E-01
-1.588E-01
-0.000E+00
Mass = 1.000E+00
Dense # 41042
Nodes = 133200
Elements = 5627

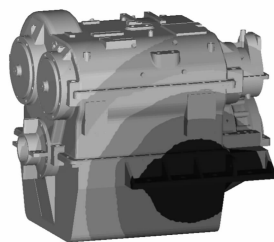


图3 第1阶振型——垂直弯曲

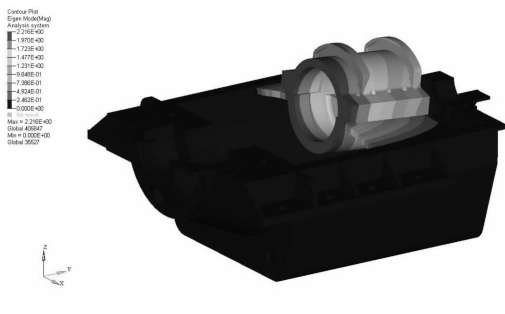


图4 第2阶振型——轴承座局部(输入端弯曲)

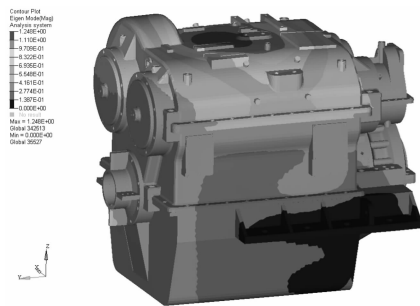


图8 第6阶振型——上箱体顶部向内振动

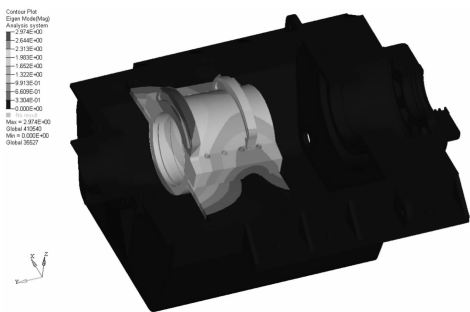


图5 第3阶振型——轴承座局部(输出端弯曲)

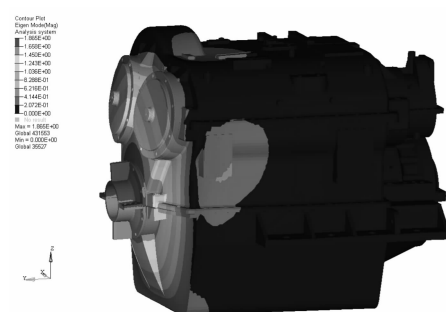


图9 第7阶振型——输入端向内振动

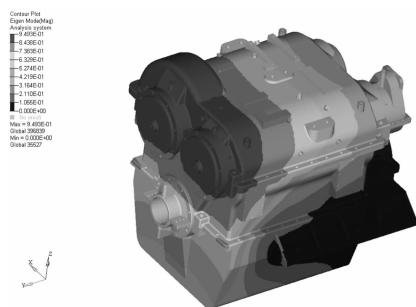


图6 第4阶振型——横向弯曲

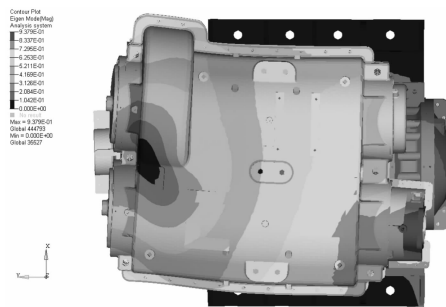


图10 第8阶振型——轴向弯曲

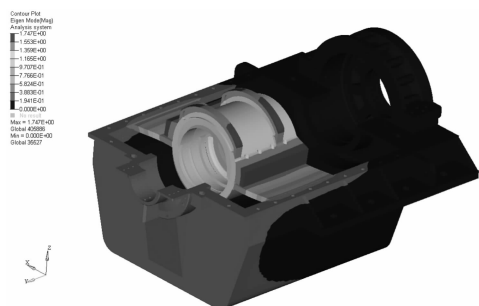


图7 第5阶振型——轴承座局部(扭振)

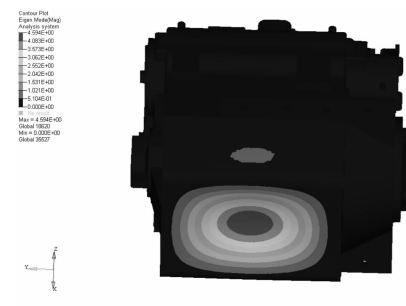


图11 第9阶振型——下箱体底部向内振动

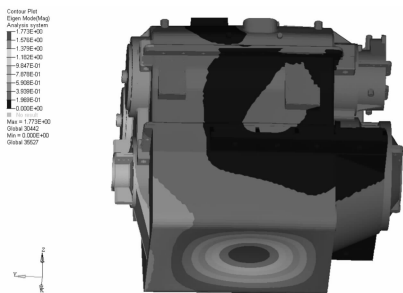


图12 第10阶振型——整体垂直弯曲、下箱体底部向内振动

3 齿轮箱实验模态分析

实验模态分析是对齿轮箱体进行实际测试,获得其固有频率的方法。由于该方法具有较高的可靠性,因而可将其结果与理论模态的分析结果进行比较,从而验证有限元模型的准确性。为此,本文中采用了冲击锤激励方式对齿轮箱表面结构施加脉冲激励力,并在箱体表面用加速度传感器采集响应信号。经信号处理和模态参数识别,可计算出齿轮箱体的前10阶固有频率,结果如表2所示。

阶数	1	2	3	4	5
f/Hz	102	131	136	146	198
阶数	6	7	8	9	10
f/Hz	217	235	247	268	294

比较表1和表2可知,各阶频率的误差均在10%以内,这表明理论模态分析有较好的精度,所建立的有限元模型正确,同时也进一步验证了本文中对振动噪声产生原因分析的正确性。

4 结束语

本文中使用了UG以及Hypermesh软件,对大功率船用齿轮箱体进行了实体建模和有限元建模,并以模态分析的基本理论和方法对齿轮箱体进行了有限元模态分析,得到了前10阶固有频率和前10阶振型。同时,根据模态分析结果对箱体的各部分结构做了分析,找出了振动较大的部位及其产生的原因,为改进箱体结构、减小振动噪声提供了重要依据。最后通过实验模态分析,对理论模态分析结果做了对比验证,从而证明了有限元模型的正确性和振动原因分析的依据性。建立起的有限元模型和计算出的重要模态参数,可为后续的齿轮箱体结构优化,深入研究其振动噪声问题打下基础。

参考文献:

- [1] 王立华,李润方,林腾蛟,等. 高速重载齿轮的有限元分析[J]. 中国机械工程,2003,14(20):1773-1778.
- [2] 李润方,陶泽光,林腾蛟,等. 齿轮系统有限元模态分析[J]. 机械设计与研究,2003,19(2):45-47.
- [3] 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.
- [4] 曹树谦. 振动结构模态分析[M]. 天津:天津大学出版社,2001.
- [5] 薛延华. 齿轮箱箱体结构对其振动模态的影响研究[J]. 机械传动,2008,32(6):107-108.
- [6] 李绍彬. 齿轮减速器造型设计与模态分析[J]. 现代制造工程,2005(3):13-15.
- [7] 李静峰. 舰船齿轮箱箱体设计规范[J]. 四川兵工学报,2009(6):110-112.

(责任编辑 周江川)