

文章编号:1000-582X(2009)08-0892-05

齿轮箱动态响应及辐射噪声数值仿真

林腾蛟, 廖勇军, 李润方, 刘 文

(重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400030)

摘 要:建立了齿轮箱传动系统及结构系统的动力有限元分析模型,综合考虑轮齿刚度激励、误差激励和啮合冲击激励等内部动态激励的影响,应用 ANSYS 软件对齿轮箱的固有模态和内部激励下的动态响应进行有限元数值仿真。以动态响应结果作为边界激励条件,建立了齿轮箱箱体的声学边界元分析模型,利用 SYSNOISE 软件中的直接边界元法求解箱体表面声压及场点辐射噪声,并对齿轮箱进行空气噪声测试。比较辐射噪声的测试结果与数值仿真结果,两者吻合良好。

关键词:齿轮箱;动态响应;辐射噪声;有限元法;边界元法

中图分类号:TH113.1

文献标志码:A

Numerical simulation of dynamic response and radiation noise of gearbox

LIN Teng-jiao, LIAO Yong-jun, LI Run-fang, LIU Wen

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, P. R. China)

Abstract: Considering the internal dynamic excitation produced by stiffness excitation, error excitation and mesh impact excitation, a dynamic finite element model of transmission system and structure system of gearbox is established. The normal mode and the dynamic responses of gearbox under the internal dynamic excitation are calculated by using the numerical simulation software ANSYS. Based on the result of dynamic responses, the boundary excitation condition is determined, and then the acoustic boundary element model is built. With the software of SYSNOISE, the surface acoustic pressure of gearbox and the radiation noise of field points are solved by the direct boundary element method. The test of airborne noise is carried out. The computational results obtained are in a good agreement with the data of experimental test.

Key words: gearbox; dynamic response; radiation noise; finite element method; boundary element method

齿轮系统运转时,由于轮齿啮合动态激励引起齿轮的振动,通过传动轴、轴承传到箱体,激起箱体振动并形成辐射噪声。随着现代工业的发展,辐射噪声所导致的噪声污染日趋严重,噪声问题越来越引起人们的关注。对齿轮系统动态响应及辐射噪声进行仿真分析,不仅可以有效减少试验成本,同时对降低齿轮系统的振动噪声,在产品设计阶段预估齿轮箱的辐射噪声具有重要的现实意义。

对于齿轮系统振动响应的研究,国内外学者已取得了众多有价值的成果,提出了基于齿轮副集中参数模型或有限元模型的齿轮刚度激励、啮合冲击激励数值模拟方法^[1-4],对齿轮系统进行固有特性及动态响应的数值仿真^[5-6],实现了齿轮系统的主动振动控制^[7-9]。目前,对于齿轮箱辐射噪声的仿真也日渐引起学者的重视,提出了采用有限元法和瑞利积分法^[10]、边界元法^[11-12]、无限元法^[13]相结合的方式

收稿日期:2009-03-28

基金项目:国家科技支撑计划资助项目(2006BAF01B01-03);重庆市重大科技专项(CSTC, 2007AB3030)

作者简介:林腾蛟(1968-),男,重庆大学教授,博士后,主要从事计算机辅助工程分析、机械动力学研究,

(Tel)023-65102420;(E-mail) tjlin@cqu.edu.cn.

欢迎访问重庆大学期刊社 <http://qks.cqu.edu.cn>

进行辐射噪声的仿真分析方法。

笔者以一级斜齿轮传动齿轮箱为研究对象,考虑轮齿刚度激励、误差激励和啮合冲击激励等内部动态激励,建立动力有限元模型,运用直接积分法求解齿轮箱的动态响应;以求得的振动位移为边界条件,建立箱体边界元模型,计算齿轮箱表面及场点的声学物理量;而后对齿轮箱进行空气噪声测试,以验证辐射噪声仿真分析结果的准确性。

1 齿轮箱动力有限元分析模型

1.1 有限元网格

借助 ANSYS 软件,建立了包括齿轮、轴、轴承和箱体的整个齿轮箱的动力有限元模型。根据轮齿啮合刚度,在齿轮副间建立弹簧单元 COMBIN14 以模拟啮合关系;根据轴承刚度,在轴与箱体间建立杆单元 LINK8 以模拟轴承支承;忽略端盖与箱体结合部及齿轮与轴结合部的影响。用四面体实体单元 SOLID45 对齿轮箱各零部件进行网格自动划分。齿轮箱动力分析有限元网格如图 1 所示,共计 66 328 个节点,288 924 个单元。

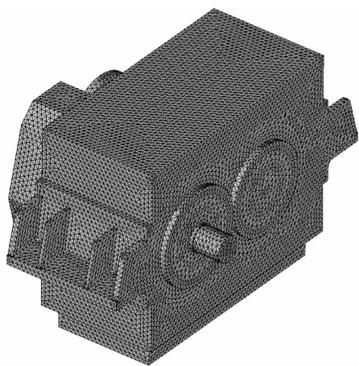


图 1 齿轮箱有限元网格

1.2 内部动态激励数值模拟

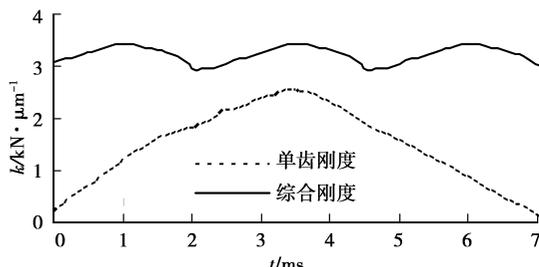
综合考虑齿轮的刚度激励、误差激励及啮合冲击激励,则齿轮啮合的内部激励可表示为^[14]

$$F(t) = \Delta k(t) \cdot e(t) + S(t), \quad (1)$$

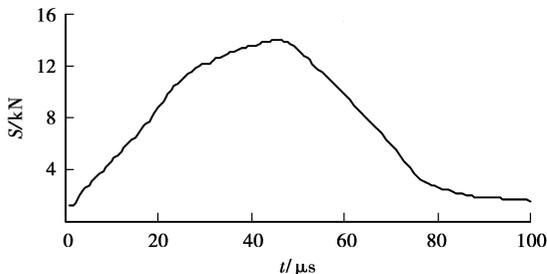
式中: $F(t)$ 为内部激励; $\Delta k(t)$ 为啮合刚度的变刚度部分; $e(t)$ 为齿轮综合误差; $S(t)$ 为啮合冲击激励。

刚度激励是一种参数激励,指齿轮啮合过程中综合啮合刚度的时变性引起的动态激励。采用三维接触有限元法计算齿轮从啮入到啮出整个过程的接触力及接触变形,即可得出轮齿啮合刚度激励,如图 2(a)所示。

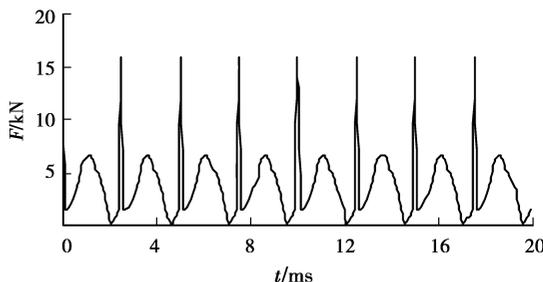
误差激励是一种位移激励,指由于齿轮加工和安装误差引起齿轮瞬时传动比发生变化,造成齿与齿之间碰撞和冲击引起的动态激励。利用齿轮精度



(a) 轮齿啮合刚度



(b) 轮齿啮入冲击激励



(c) 齿轮内部动态激励

图 2 齿轮动态激励曲线

等级给出的齿轮偏差,假设齿轮从齿根到齿顶的误差为半正弦分布,则轮齿误差 $e(t)$ 可表示为

$$e(t) = e_r \sin(\pi t / T_z + \varphi), \quad (2)$$

式中: e_r 为轮齿误差的幅值; t 为时间; T_z 为单对轮齿啮合时间; φ 为相位角。

啮合冲击激励是一种载荷激励,指齿轮误差和受载弹性变形引起的啮合动态激励。用常规方法难以确定,文中采用齿轮三维冲击动力接触有限元混合仿真计算得到轮齿啮入冲击激励,如图 2(b)所示。

将单齿刚度曲线和误差曲线在对应点处相乘,减去不变部分激励力,即得由单齿刚度和误差引起的动态激励力,再在各对轮齿啮入点处加上冲击激励,合成并延伸后可得齿轮内部动态激励曲线如图 2(c)所示。

2 动态响应及辐射噪声仿真方法

2.1 动态响应计算方法

瞬态动力学分析可用于确定承受任意的随时间变化的载荷作用下结构的动力学响应,其基本运动微分方程为

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = F, \quad (3)$$

式中： \mathbf{M} 、 \mathbf{C} 、 \mathbf{K} 分别为质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵； $\ddot{\mathbf{u}}$ 、 $\dot{\mathbf{u}}$ 、 \mathbf{u} 分别为加速度向量、速度向量和位移向量； \mathbf{F} 为动载荷向量。

ANSYS 在进行瞬态动力学分析时，可通过三种方法实现：完全法、模态叠加法及缩减法。完全法采用完整的系统矩阵计算瞬态响应，模态叠加法通过对模态分析得到的特征值乘上因子并求和来计算结构的响应，缩减法通过采用主自由度及缩减矩阵来压缩问题规模以进行求解。

2.2 辐射噪声计算方法

声波方程是描述声波波动的数学形式，是声波长（如声压、质点振速等）的控制方程。空气中三维线性声波方程可表示为^[15]

$$\nabla^2 \mathbf{p} = \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 \mathbf{p}}{\partial t^2}, \quad (4)$$

式中：拉普拉斯算子 $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$ ； \mathbf{p} 为声压向量； c_0 为空气介质中的声速。

由于声波动量是空间位置与时间的函数，其控制方程的形式是偏微分方程，若知道某一空间区域内的声波方程，以及初始条件和边界条件，就可以具体求出相应空间区域内所关心的声场变量，如声压随时间、空间变量的变化规律，从而掌握声场的特性。而在流固边界上，相同位置的点具有同样的边界条件，所以利用固体边界上的动态响应结果作为声场计算时的边界条件就可以计算各种声场变量。

采用直接边界元法计算齿轮箱表面声压，其系统方程为^[16]

$$\mathbf{A}(\omega) \mathbf{p} = \mathbf{B}(\omega) \mathbf{v}_n, \quad (5)$$

式中： \mathbf{v}_n 为表面节点法向速度向量； \mathbf{A} 、 \mathbf{B} 为影响矩阵。

3 固有模态和动态响应分析

3.1 固有模态

用 ANSYS 软件中的分块 Lanczos 法对图 1 所示的齿轮箱进行有限元模态分析，安装支座底面施加零位移约束。表 1 给出了齿轮箱前 14 阶固有频率。

表 1 齿轮箱的固有频率 Hz

阶数	1	2	3	4	5	6	7
固有频率 f	309.7	367.4	441.4	576.9	597.8	630.7	749.6
阶数	8	9	10	11	12	13	14
固有频率 f	753.8	810.3	822.0	852.7	921.5	976.41	080.5

由表可知，齿轮箱的最低阶固有频率 309.7 Hz 远远高于传动轴的转频 16.67 Hz 和 7.14 Hz，不会出现转频与固有频率合拍现象，而轮齿啮合频率 400 Hz 介于第 2、3 阶固有频率之间，当齿轮加工及装配精度不高时，可能会引起齿轮箱的较大振动。

3.2 动态响应

将图 2 给出的内部动态激励施加在主从动齿轮的轮齿啮合线上，借助 ANSYS 软件瞬态动力分析模块，采用完全法进行箱体动力响应分析，求解时间步数为 445，时间步长 $\Delta t = 0.045$ ms。

图 3 给出了位于箱体顶部的节点 31 472 的法向振动位移、振动速度和振动加速度的时域响应曲线。

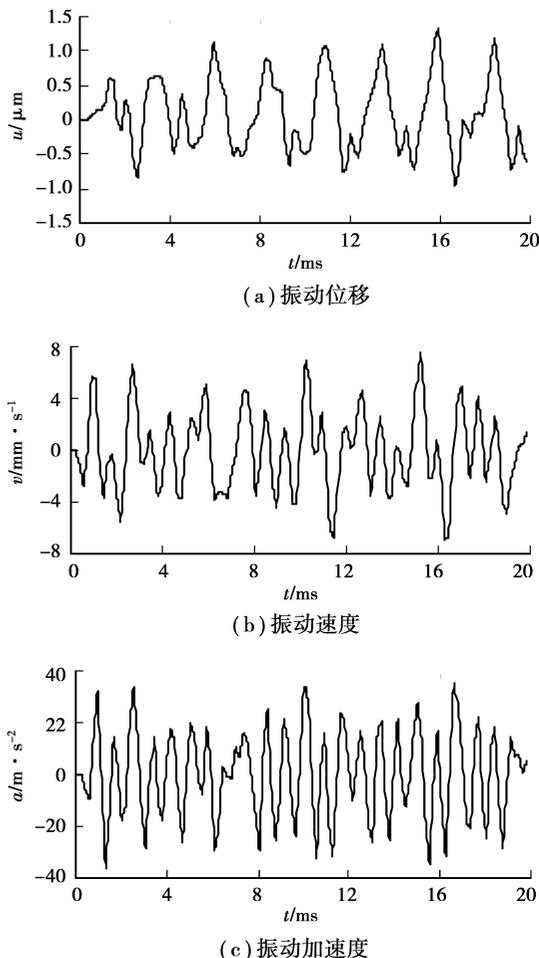


图 3 节点 31 472 的时域响应曲线

由于用边界元法计算声学量时，流体模型多在频域内进行分析，因此利用傅立叶变换，将箱体有限元模型外表面节点的振动位移时域响应转换为频域响应，为 SYSNOISE 中声学边界元模型提供边界条件。图 4 给出了节点 31 472 的振动位移频域响应曲线。

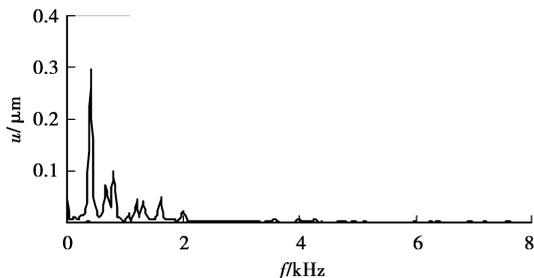


图 4 节点 31 472 的振动位移频域响应曲线

由图可知,节点振动位移在啮合频率 400 Hz 及其倍频 800、1 200、1 600 Hz 等频率附近出现峰值,说明啮合频率对齿轮箱振动有较大影响。

4 齿轮箱声学计算

4.1 边界元模型

SYSNOISE 中边界元法可分为直接边界元法与间接边界元法。直接边界元法所用流体模型为封闭的空腔,而间接边界元法所用流体模型既可以是封闭的空腔,也可以是不封闭的空腔。笔者采用直接边界元法,由于 SYSNOISE 本身不具有模型的网格划分功能,故借助 ANSYS 建立齿轮箱边界元模型。建模时将箱体简化为封闭模型,同时尽量满足 SYSNOISE 声场计算对网格的要求,即最大单元的边长要小于最高计算频率点处波长的 $1/6^{[16]}$ 。

齿轮箱边界元模型总计 14 617 个节点,29 230 个单元。在 ANSYS 中完成边界元建模后,将模型文件 *.cdb 导入 SYSNOISE,并检查粗糙度及单元法线方向。

4.2 声学计算结果

设置参考声压为 2×10^{-5} Pa,空气密度为 1.225 kg/m^3 ,声速为 340 m/s。在箱体两侧距箱体表面 1 m 处设置 2 个场点,并计算该场点的 A 计权倍频程声压级辐射噪声。

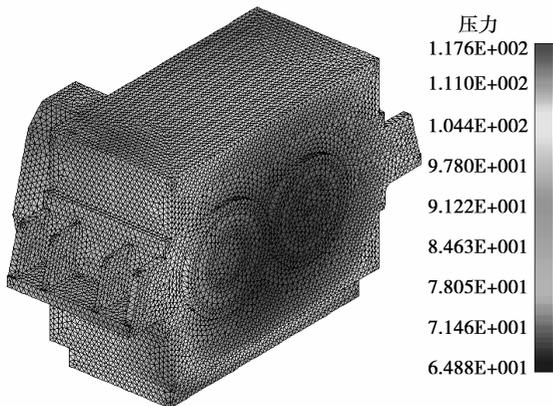


图 5 箱体表面声压云图

图 5 为 1 000 Hz 频率下箱体表面声压云图。图 6 给出了两个场点的辐射噪声 A 计权声压级频响曲线。

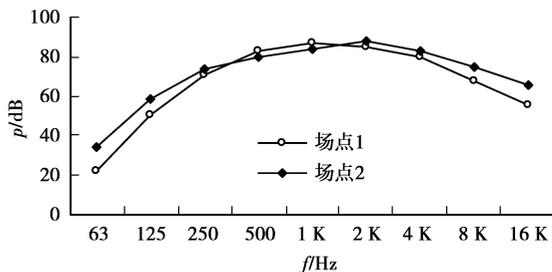


图 6 场点辐射噪声声压级频响曲线

由图 6 可知,场点 1 的 A 计权声压级辐射噪声在 1 000 Hz 处达到最大值 86.74 dB,而场点 2 的辐射噪声则在 2 000 Hz 处达到最大值 87.98 dB。

5 齿轮箱空气噪声测试

图 7 为空气噪声测试台架的框图。由 HY205T2 测试传声器测得场点声压信号,经 NV306S-SP 声压测试分析仪处理,DLF-8 四合一功能放大器放大后进入 INV306U-5160 智能信号采集处理分析仪进行采集,利用 DASP 大容量数据自动采集和信号处理系统进行声学分析。在进行空气噪声测试时,为减小背景噪声的影响,在被测齿轮箱周围加装内壁喷涂有吸音材料的隔音罩。

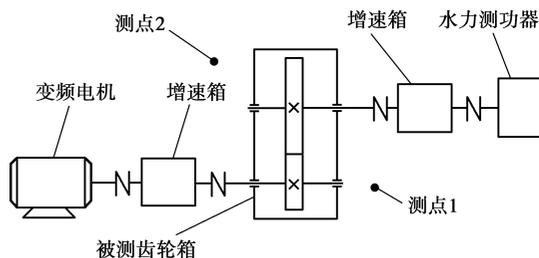


图 7 空气噪声测试台架框图

图 8 给出了场点 1 的 A 计权倍频程空气噪声仿真结果与测试结果的对比曲线。由图可见,仿真结果略高于测试结果,其中在 63~4 000 Hz 频段两者吻合良好,而在 8 kHz 和 16 kHz 高频段有较大的偏差。其原因主要有:1) 由于没有考虑阻尼因素,故仿真计算所得结果较实际噪声声压级偏大;2) 模型计算规模限制了边界元网格尺寸的进一步细化,导致高频段的计算误差加大。

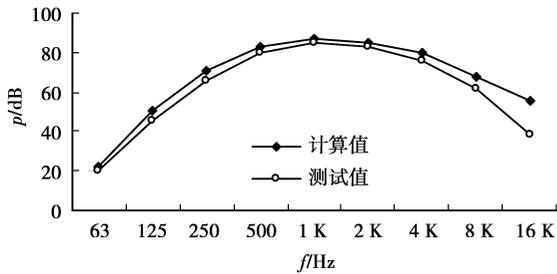


图8 仿真结果与测试结果对比

6 结 论

1)建立了齿轮箱动力有限元分析模型,综合考虑齿轮刚度激励、误差激励及啮合冲击激励,计算了减速器的动态响应,结果表明啮合频率对齿轮箱表面节点的频域响应有较大影响。

2)以动态响应结果为边界激励条件,建立了齿轮箱箱体边界元分析模型,计算了箱体表面声压及场点辐射噪声。

3)对比辐射噪声的仿真结果与测试结果,在中低频段两者吻合良好,而在高频段偏差相对较大。

参考文献:

- [1] 杨成云,林腾蛟,李润方,等. 增速箱系统动态激励下的响应分析[J]. 重庆大学学报:自然科学版,2002,25(2):15-18.
YANG CHENG-YUN, LIN TENG-JIAO, LI RUN-FANG, et al. Response analysis of speed increase gearbox system in dynamic excitation[J]. Journal of Chongqing University: Natural Science Edition, 2002, 25(2): 15-18.
- [2] LEE A S, HA J W, CHOI D H. Coupled lateral and torsional vibration characteristics of a speed increasing geared rotor-bearing system [J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 263(4): 725-742.
- [3] AJMI A, VELEX P. A model for simulating the quasi-static and dynamic behaviour of solid wide-faced spur and helical gears [J]. Mechanism and Machine Theory, 2005, 40(2): 173-190.
- [4] LIN T, OU H, LI R. A finite element method for 3D static and dynamic contact/impact analysis of gear drives [J]. Comp Meth Appl Mech Eng, 2007, 196(9-12): 1716-1728.
- [5] LI R, YANG C, LIN T, et al. Finite element simulation of the dynamical behavior of a speed-increase gearbox [J]. Journal of Material Processing Technology, 2004, 150(1-2): 170-174.
- [6] 唐勇,张志强,唐胜利,等. 双渐开线齿轮的模态与振动

响应[J]. 重庆大学学报:自然科学版,2006,29(10): 61-64.

TANG YONG, ZHANG ZHI-QIANG, TANG SHENG-LI, et al. The mode and vibration response of the double involute gear [J]. Journal of Chongqing University: Natural Science Edition, 2006, 29(10): 61-64.

- [7] GUAN Y H, LI M F, LIM T C, et al. Comparative analysis of actuator concepts for active gear pair vibration control [J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 269(1-2): 273-294.
- [8] GUAN Y H, LIM T C, B, SHEPARD W S, et al. Experimental study on active vibration control of a gearbox system [J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 282(3-5): 713-733.
- [9] WU J D, LIN J H. Implementation of an active vibration controller for gear-set shaft using μ -analysis [J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 281(3-5): 1037-1055.
- [10] ABBES M S, BOUAZIZ S, CHAARI F, et al. An acoustic-structural interaction modelling for the evaluation of a gearbox-radiated noise [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2008, 50(3): 569-577.
- [11] MOYNE S L, TEBEC J L. Ribs effects in acoustic radiation of a gearbox - their modelling in a boundary element method [J]. Applied Acoustics, 2002, 63(2): 223-233.
- [12] 谢昌林. 机械结构振动噪声的仿真[D]. 西安:西北工业大学硕士学位论文,2004.
- [13] 林龙,李红云,陈大跃. 地铁齿轮箱振动与噪声计算分析[J]. 噪声与振动控制,2007,4(2):37-39.
LIN LONG, LI HONG-YUN, CHEN DA-YUE. Calculation and analysis of vibration and noise of subway gearbox [J]. Noise and Vibration Control, 2007, 4(2): 37-39.
- [14] 林腾蛟,蒋仁科,李润方,等. 船用齿轮箱动态响应及抗冲击性能数值仿真[J]. 振动与冲击,2007,16(12): 14-17,22.
LIN TENG-JIAO, JIANG REN-KE, LI RUN-FANG, et al. Numerical simulation of dynamic response and shock resistance of marine gearbox [J]. Journal of Vibration and Shock, 2007, 16(12): 14-17,22.
- [15] 赵政,周海亭,陈光冶,等. 机械振动与噪声学[M]. 北京:科学出版社,2004.
- [16] 李增刚. SYSNOISE Rev5.6 详解[M]. 北京:国防工业出版社,2005.