

DOI: 10.3901/JME.2015.12.095

内外激励下高速列车齿轮箱箱体动态响应分析*

黄冠华¹ 王兴宇² 梅桂明¹ 张卫华¹ 梁树林²

(1. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都 610031;

2. 中国北车股份有限公司长春轨道客车股份有限公司 长春 130024)

摘要: 对高速列车齿轮箱箱体结构的动态响应特性进行分析。对齿轮传动系统内部和外部动态激励进行数值模拟,建立考虑轮齿啮合的高速列车动力车整车动力学模型,内部激励主要考虑齿轮的时变啮合刚度、轮齿啮合阻尼和传递误差,外部激励主要考虑异步电动机的谐波转矩和轨道激励,得到恒功率牵引工况下齿轮传动系统的动态载荷。建立齿轮箱箱体的有限元模型,利用直接积分法分析动态载荷作用下箱体的动态响应,并针对相关频率进行谐响应分析。结果表明,考虑轮齿啮合才能得到齿轮传动系统的高频振动,箱体结构能够满足正常的运营需求,异步电动机谐波转矩频率和齿轮啮合频率在箱体动态响应的主频中都有体现,在箱体结构设计时,应注意箱体自身模态频率与外界频率的错开,以免发生共振。

关键词: 轮齿啮合; 动态响应; 齿轮箱; 共振; 高速列车

中图分类号: U270

Dynamic Response Analysis of Gearbox Housing System Subjected to Internal and External Excitation in High-speed Train

HUANG Guanhua¹ WANG Xingyu² MEI Guiming¹ ZHANG Weihua¹ LIANG Shulin²

(1. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031;

2. Changchun Railway Passenger Vehicle Company, China CNR Corporation Limited, Changchun 130024)

Abstract: In order to study the dynamic characteristics of gearbox housing in high-speed train, the internal and external dynamic excitations of gear transmission system in high-speed train are calculated by numerical simulation at first, and a multi-body dynamics model of motor car including the driving system subjected to internal and external excitation is established. In this model, the internal excitations include the time-varying stiffness, damping and transmission error, the external excitations include the harmonic torque of asynchronous motor and rail irregularity, then the dynamic forces generated in the gear mesh are calculated when the train running with constant power. What is more, the dynamic forces of housing bearing seats are obtained and loaded to the finite element model of gearbox housing, the dynamic response of housing is carried out using a direct integrate method and harmonic response analysis are also finished. The results show that the high frequency vibration of the gear transmission system can only be acquired when the gear meshing is considered in the dynamics model. The gearbox housing structure design is sufficient for operation requirement. Frequency of harmonic torque and the gear mesh frequency are also appeared in the dynamic response of gearbox housing. During the structure design of gearbox, it should pay attention that the gearbox mode natural frequencies need to avoid the meshing frequency and external excitation frequency, so as to prevent the resonance.

Key words: gear meshing; dynamic response; gearbox; resonance; high-speed train

0 前言

高速列车齿轮传动系统主要由大小齿轮、齿轮箱箱体和联轴节构成。其中,小齿轮通过联轴节与牵引电机相连,大齿轮直接压装在轮轴上,齿轮箱的一端通过轴承悬挂在车轴上,另一端通过悬挂装

置与构架相连^[1]。齿轮箱箱体作为齿轮传动系统的承载体,在列车的运营过程中,一方面要承受负载端由于轨道不平顺带来的外部轮轨冲击以及输入端异步电动机固有的谐波转矩;另一方面,由于啮合过程中啮合刚度的周期变化,内部动态激励引起的振动将通过传动轴经轴承传递到齿轮箱箱体。在外部激励和内部激励的共同作用下,从而导致齿轮箱箱体承受复杂的交变应力,其振动和变形将直接影响齿轮传动系统的稳定和安全。

对于齿轮啮合引起的内部动态激励,

* 国家自然科学基金重点(U1234208)和中国铁路总公司科技研究开发计划重大课题(2013J008-A)资助项目。20140629收到初稿,20141225收到修改稿

KAHRAMAN 等^[2-6]国内外学者做了大量的研究, 这些研究大多集中在一般机械领域, 涉及铁路齿轮传动系统的研究并不多。在铁路车辆领域, 由于轮轨接触的特殊性, 齿轮箱在内部动态激励影响同时, 往往还要承受强大的轮轨冲击。由于线路和车辆的差异, 各个国家对于传动装置承受的轮轨动态载荷并没有明确规定, 并且由于在工作状态下, 现有的测试手段很难测量闭式传动齿轮系统的动态响应。在铁路车辆齿轮传动系统的研究中, 对于齿轮啮合的时变特性影响考虑较少, 齿轮箱的强度校核研究也大多基于单一的外荷载^[7], 很难反映出齿轮箱在高速运行时的动态载荷以及动态载荷作用下齿轮传动系统振动失效问题。本文通过建立高速列车齿轮传动整车模型, 考虑齿轮箱箱体承受的内外动态激励, 内部激励考虑齿轮啮合的时变特性, 外部激励考虑轨道激励以及异步电机的谐波转矩激励, 利用多体动力学仿真分析获得齿轮箱箱体的动态载荷, 在此基础上建立高速列车齿轮箱箱体有限元模型, 利用直接积分法对箱体在承受内外动态激励下的振动特性进行计算, 分析内外激励下动态载荷可能导致的齿轮箱失效。

1 齿轮传动系统动态激励分析

高速列车在运营过程中受到的激励形式十分复杂, 本文考虑的系统内部激励主要有齿轮时变啮合刚度、啮合阻尼和传递误差, 同时利用多体动力学分析传动系统在异步电机谐波转矩和外部轨道不平顺激励下的箱体所受的动态外载, 以此作为输入进行齿轮箱的动态响应分析。

1.1 内部激励

1.1.1 刚度激励

轮齿综合啮合刚度定义为使一对或几对同时啮合的轮齿在 1 mm 齿宽上产生 1 μm 挠度所需的载荷。设啮合齿对数为 n , 则轮齿综合啮合刚度可以表示为^[8]

$$k = \sum_{i=1}^n F_{ii} / (\delta_{pi} + \delta_{gi}) \quad (1)$$

式中 n ——啮合齿对数;

F_{ii} ——啮合齿对的接触力;

δ_{pi} , δ_{gi} ——主动轮和被动轮变形量。

在 SOLIDWORKS 中建立齿轮实体三维模型。倒入到有限元软件 ABAQUS 中, 应用有限元法对高速列车驱动系统齿轮传动进行啮合刚度数值模拟, 图 1 为建立的齿轮传动的轮齿接触有限元模型。

通过数值计算, 得到的轮齿啮合刚度变化曲线如图 2 所示。

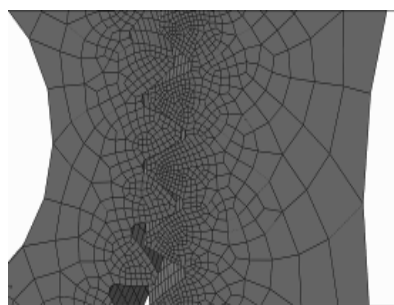


图 1 轮齿接触的三有限元模型

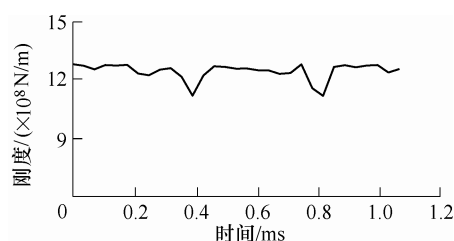


图 2 时变啮合刚度曲线

轮齿的啮合阻尼可由式(2)进行计算^[8]

$$c = 2\xi \sqrt{\frac{k_m R_p^2 R_g^2 I_p I_g}{R_p^2 I_p + R_g^2 I_g}} \quad (2)$$

式中 ξ ——轮齿啮合的阻尼比, 一般取 0.03~0.17;

k_m ——齿轮啮合刚度;

R_p, R_g ——主动轮和被动轮半径;

I_p, I_g ——主动轮和被动轮转动惯量。

1.1.2 误差激励

轮齿啮合误差是由齿轮加工误差和安装误差引起的, 由于在设计阶段只有精度要求, 无具体的误差数值。因此本文根据齿轮设计的精度等级确定齿轮的偏差, 影响齿轮振动的主要误差是齿形误差和基节误差, 故计算齿轮误差曲线时仅考虑这两种误差形式。用正弦函数表示为

$$e_t = e_0 + e_r \sin(2\pi t / T_z + \varphi) \quad (3)$$

式中 e_0, e_r ——齿轮误差的常数和幅值;

t ——时间;

T_z ——齿轮啮合周期;

φ ——相位角。

1.2 外部激励

1.2.1 轨道激励

高速列车齿轮传动系统区别于其他机械领域就是在运营过程中承受来自轮轨的冲击, 图 3 是武广线路谱的时域不平顺样本, 从上到下依次是左轨横向, 左轨垂向, 右轨横向, 右轨垂向不平顺幅值图。

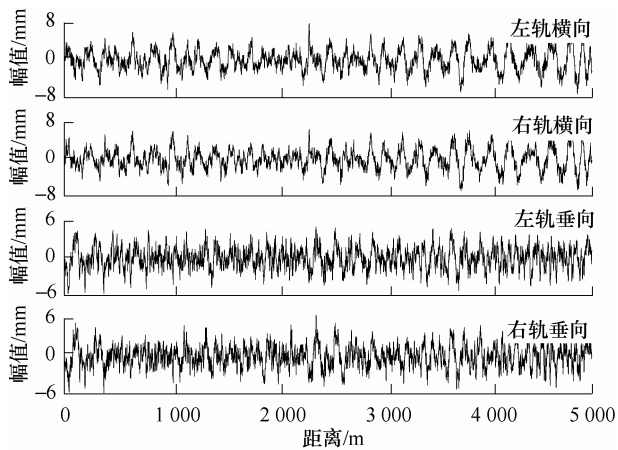


图3 武广线不平顺曲线

1.2.2 牵引电动机谐波转矩

非正弦电源下, 由于电动机气隙中存在时间谐波磁势, 从而产生附加谐波转矩, 根据产生的不同原因和性质, 谐波转矩分为稳定谐波转矩和振动谐波转矩, 稳定谐波转矩影响较小, 一般不予考虑, 振动谐波转矩是由不同次的转子谐波电流和谐波磁通相互作用产生的, 对于 n 个谐波交互作用产生的 $n^2 - n$ 个振荡转矩中影响较大是谐波电流与基波磁通产生的谐波转矩^[9]。根据文献[10], k 次谐波电流与基波磁通产生的振荡转矩

$$T = p \frac{\pi D l l_g}{2\mu_0} B_1 B_k \sin \theta_{1k} \quad (4)$$

式中 p ——电动机的极对数;

θ_{1k} ——基波磁场与 k 次谐波磁场幅值间的夹角;

k ——谐波阶次;

B_1, B_k ——基波和谐波磁场的幅值;

l ——电动机轴向长度;

l_g ——电动机有效气隙长度;

D ——电动机定子内圆直径;

μ_0 ——真空磁导率。

2 整车动力学模型

本文利用多体动力学软件 SIMPACK 建立了高速列车动车动力学模型, 系统共有 86 个自由度(表 1), 动力学计算模型包括车体、构架、轮对、电机、齿轮箱和轴箱转臂等 23 个刚体。其中, 车体、构架、轮对有 6 个自由度(纵向、横向、垂向、侧滚、点头和摇头分别用字母 X 、 Y 、 Z 、 Φ 、 θ 和 ψ 表示, 下标表示各刚体), 轴箱、齿轮箱、大齿轮和小齿轮只有点头自由度, 电动机与小齿轮间的挠性浮动齿式联轴节是多齿轮的准静态啮合, 模型中通过能反

映六向刚度的 43 号力元进行模拟。与传动的动力学模型相比, 主要增加了齿轮传动模型的建立, 对于齿轮副的建模, SIMPACK 主要有两种力元: 传统的建模方法是 14 号力元, 只考虑驱动轴和从动轴上的等效转矩, 在以往的文献中也运用较多, 这种等效方法不需要考虑齿轮之间动态啮合特性和齿轮传动的弹性, 是比较简单的一种建模方法; 第二种是 225 号力元, 该力元通过齿面上的柔性穿透量和接触刚度计算轮齿间的啮合力, 同时考虑了齿与齿啮合间的库仑摩擦以及接触时的法向阻尼, 因此使用该力元需要详细的齿轮参数及材料特性参数, 同时该力元对齿轮中心距和旋转轴的位置变化, 齿廓修形方面也可进行研究。本文需要用过计算轮齿间的动态啮合力来评估箱体的动态响应, 因此只能采用 225 力元进行建模。表 2 是齿轮传动的相关参数, 图 4 是建立的考虑轮齿啮合的整车动力学模型。

表 1 车辆系统自由度

部件	自由度						备注
	纵向	横向	垂向	侧滚	点头	摇头	
车体	X_c	Y_c	Z_c	Φ_c	θ_c	ψ_c	—
构架	X_{si}	Y_{si}	Z_{si}	Φ_{si}	θ_{si}	ψ_{si}	$i = 1, 2$
轮对	X_{wj}	Y_{wj}	Z_{wj}^*	Φ_{wj}^*	θ_{wj}	ψ_{wj}	$j = 1 \sim 4$
电动机	X_{mj}	Y_{mj}	Z_{mj}	Φ_{mi}	θ_{mj}	ψ_{mj}	$j = 1 \sim 4$
轴箱	—	—	—	—	θ_{ai}	—	$i = 1 \sim 8$
齿轮箱	—	—	—	—	θ_{bi}	—	$i = 1 \sim 4$
大齿轮	—	—	—	—	θ_{bbi}^*	—	$i = 1 \sim 4$
小齿轮	—	—	—	—	θ_{bsi}	—	$i = 1 \sim 4$

注: *为非独立自由度。

表 2 齿轮副参数

参数	数值
模数/mm	6
齿数 z_1	35
齿数 z_2	85
齿宽/mm	65
中心距/mm	380
压力角/(°)	20
传动比	2.428

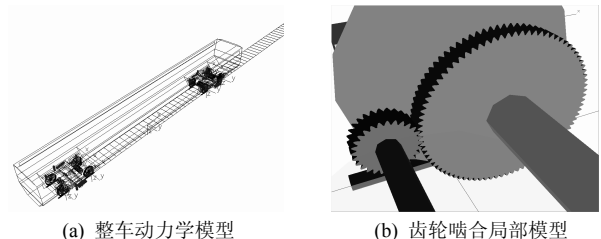


图 4 动车动力学模型

针对建立的考虑齿轮传动的整车动力学模型, 考虑到实际列车的运营速度较高, 因而进行恒功率

牵引下动车的运行仿真,图 5 是本文研究的动车组的牵引特性图,恒功率速度转折点为 119 km/h,在此速度之下为启动牵引阶段,在此速度之上为恒功率牵引阶段,两个阶段的牵引力-运行速度表达式可按式(5)描述。考虑到列车运行环境,列车运行过程中受到基本运行阻力和坡道附加阻力,基本阻力按照式(6)输入^[9]

$$\begin{cases} F = -0.285v + 300 & v \leq 119 \text{ km/h} \\ F = 31500/v & v > 119 \text{ km/h} \end{cases} \quad (5)$$

式中 F ——列车牵引力;
 v ——列车运行速度。

$$W = 7.75 + 0.062367v + 0.00113v^2 \quad (6)$$

式中 W ——列车阻力, kN。

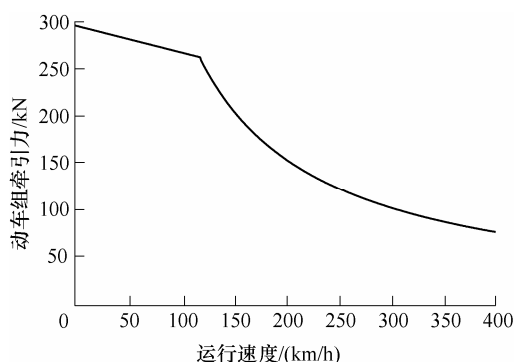


图 5 动车牵引特性曲线

基于上述分析模型,得到恒功率牵引下齿轮系统的振动特性,去除初始的冲击段,图 6 和图 7 分别是齿轮的动态切向力、径向力和轴向力的时域曲线和动态切向力的频域曲线,从图 6、7 可以看出,相比于传动的车辆动力学模型,除轨道激励外,在考虑了牵引电动机的谐波转矩和齿轮轮齿之间的动态啮合后,可以得到轮齿间的动态啮合力。从频域成分上看出,不但包含振动比较集中的低频部分(0~100 Hz),同时包含异步电动机的谐波转矩频率 110 Hz 和齿轮的啮合频率 2 450 Hz。

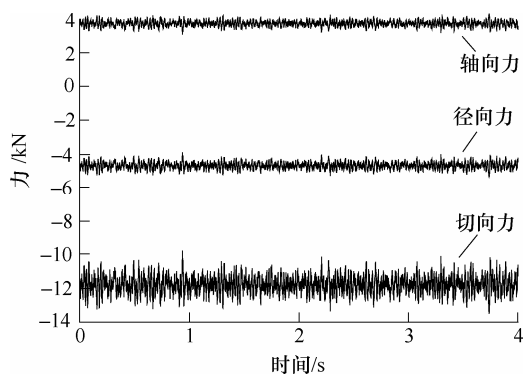


图 6 时域动态力

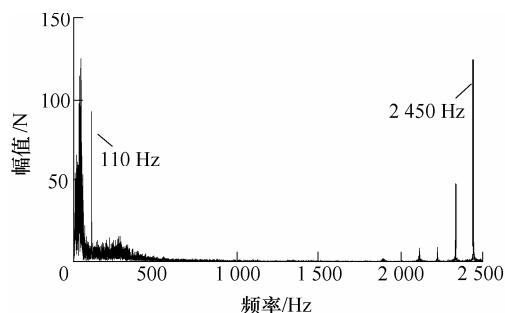


图 7 切向啮合力频域图

3 有限元分析

3.1 有限元模型

高速列车齿轮箱箱体的形状复杂,为了便于计算,忽略箱体在较小或影响甚微的局部区域,将上、下箱体之间的连接处理为刚性连接,采用实体单元进行有限元网格划分,得到 363 525 个单元,97 786 个节点。建立的有限元模型如图 8 所示。箱体的材料采用铸造铝合金,许用应力 200 MPa,材料密度 $\rho = 2.7 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$,弹性模量 $E = 75 \text{ GPa}$,泊松比 $\mu = 0.3$ 。计算齿轮箱的约束模态,约束的边界条件如下:小齿轮与托架的连接平面为固定约束,大轴承孔处采用耦合约束,约束除绕车轴旋转自由度以外的自由度。得到齿轮箱前 14 阶模态如表 3 所示。

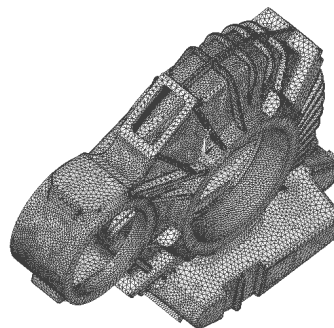


图 8 箱体有限元模型

表 3 箱体前 14 阶模态频率

阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz
1	5.24	8	908.09
2	14.21	9	1 031.90
3	210.42	10	1 084.20
4	601.10	11	1 149.20
5	754.88	12	1 194.40
6	829.79	13	1 249.40
7	852.86	14	1 337.90

3.2 动态响应分析

多自由度运动结构的动力学方程可表示为

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = Q \quad (7)$$

式中 M, C, K ——结构质量、阻尼、刚度矩阵;

$\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, \ddot{\mathbf{x}}$ ——结构节点位移、速度和加速度矢量;

\mathbf{Q} ——结构节点载荷矢量。

对式(7)采用直接积分法, 对于任意时间间隔 Δt , 存在以下表达式^[11]

$$\dot{\mathbf{x}}_{t+\Delta t} = \dot{\mathbf{x}}_t + (1-\gamma)\ddot{\mathbf{x}}_t\Delta t + \gamma\ddot{\mathbf{x}}_{t+\Delta t}\Delta t \quad (8)$$

$$\mathbf{x}_{t+\Delta t} = \mathbf{x}_t + \dot{\mathbf{x}}_t\Delta t + (0.5-\delta)\ddot{\mathbf{x}}_t\Delta t^2 + \delta\ddot{\mathbf{x}}_{t+\Delta t}\Delta t^2 \quad (9)$$

式中 γ, δ ——时间积分参数, 取 $\delta=0.25, \gamma=0.5$ 。

通过式(8)和式(9), 同时根据输入的外载, 由 t 时刻的 $\mathbf{x}_t, \dot{\mathbf{x}}_t$ 和 $\ddot{\mathbf{x}}_t$ 可得到 $t+\Delta t$ 时刻的 $\mathbf{x}_{t+\Delta t}, \dot{\mathbf{x}}_{t+\Delta t}$ 和 $\ddot{\mathbf{x}}_{t+\Delta t}$ 。

依据前述的动力学分析结果, 通过齿轮间的动态啮合力可以得到齿轮箱轴承座处的动态力, 将此动态力施加到齿轮箱箱体的有限元模型, 将小齿轮与托架的连接平面固定约束, 小齿轮轴承孔和大齿轮轴承孔处采用耦合约束, 约束除绕车轴旋转自由度以外的自由度。对其进行瞬态分析, 可以得到箱体各节点的位移、速度和加速度响应。本文利用 ANSYS 有限元软件进行求解, 由于齿轮啮合频率较高, 动力学计算采样的频率很高, 因此有限元计算的时间取 0.1 s, 时间步长为 500 步。图 9 为箱体全程最大应力的变化曲线, 图 10 为最大应力单元对应的频域响应曲线。

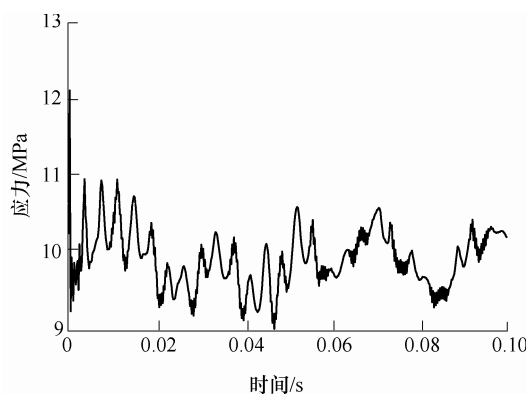


图 9 箱体最大应力全程变化曲线

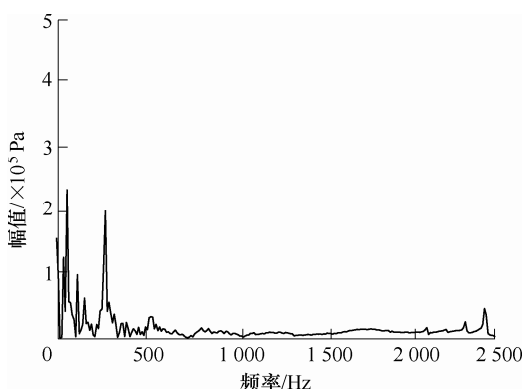


图 10 频域响应曲线

由图 9、10 可以看出, 在该动态载荷的激励下, 箱体的最大应力为 11 MPa, 小于箱体的许用应力, 箱体的运营可以认为是安全的。同时也可以看出, 应力分布主要集中在低频区域, 受外载的激励以及齿轮传动系统自身的啮合时变特性所影响, 异步电动机谐波转矩频率 110 Hz 和齿轮啮合频率 2 450 Hz 也分别都有体现。从中可以看出, 外界激励对于箱体的影响是明显的, 箱体自身结构复杂, 各阶模态频率分布密集, 容易使自身的结构特征频率与外激频率和啮合频率相接近, 从而产生共振现象。这对齿轮箱的实际运营是极为不利的, 为了分析这一现象, 对齿轮箱进行谐响应分析, 选取上述最大应力发生处的单元为观察对象, 在齿轮箱大齿轮孔中心处施加加速度激励, 激励的幅值为 50g, 参考齿轮箱模态, 扫频范围为 500~740 Hz。

图 11 是齿轮箱在扫频之后的应力频谱, 从图 11 可以看出, 在频率为 596 Hz 的时候, 齿轮箱出现较大的应力, 图 12 列出了激励频率在 600 Hz 处, 箱体的最大和最小应力分布。最大应力值达 39 MPa, 是上述瞬态分析结果的 3 倍多。从中可以看出, 当箱体受到的外界激励与自身的某一阶频率接近时(本文是第四阶), 会产生较大的应力幅值, 在箱体的实际服役中, 应严格观察整车振动环境, 尽量避免外界频率与箱体模态的合拍。

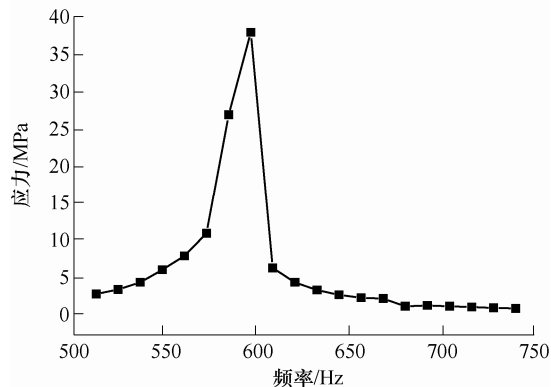


图 11 谐响应曲线

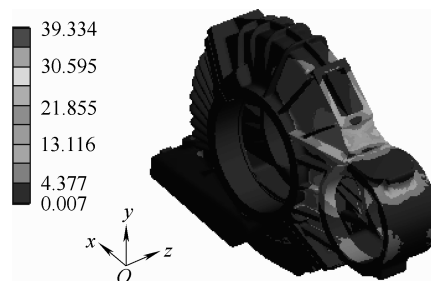


图 12 箱体应力云图(MPa)

4 结论

(1) 高速列车齿轮传动系统受到的内部和外部

激励对齿轮箱振动的影响很大,建立考虑轮齿啮合的整车动力学模型才能体现出内外激励下齿轮箱的动态特性,尤其是在高频振动方面。

(2) 采用直接积分法对建立的箱体有限元模型进行求解,表明齿轮箱的动态应力最大值低于材料的许用应力。

(3) 从箱体的频域动态特性可知,异步电动机谐波转矩频率和齿轮啮合频率在箱体动态响应的主频中都有体现,当外激频率与箱体的某一阶频率接近时,箱体的应力幅值会急剧增大,在高速列车的服役过程中,应密切关注整车的振动环境变化,以免造成箱体的共振。

参 考 文 献

- [1] 张卫华. 动车组总体与转向架[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2011.
ZHANG Weihua. CRH series high speed trains and their bogies[M]. Beijing: China Railway Publishing House, 2011.
- [2] KAHRAMAN A, BLANKENSHIP G W. Experiments on nonlinear dynamic behavior of an oscillators with clearance and periodically time-varying parameters[J]. Journal of Applied Mechanics, 1997, 64: 217-226.
- [3] 王建军, 洪涛, 吴仁智, 等. 齿轮系统参数振动问题研究综述[J]. 振动与冲击, 1997, 16(4): 69-73.
WANG Jianjun, HONG Tao, WU Renzhi, et al. Researches on parametric vibration of gear transmission systems review[J]. Journal of Vibration and Shock, 1997, 16(4): 69-73.
- [4] RAGHOTHAMA A, NARAYANAN S. Bifurcation and chaos in geared rotor bearing system by incremental harmonic balance method[J]. Journal of Sound and Vibration, 1999, 226(3): 469-492.
- [5] SEYRANIAN A P, SOLEM F, PEDERSEN P. Multi-parameter linear periodic systems: Sensitivity analysis and applications[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 229(1): 89-111.
- [6] 朱才朝, 陆波, 宋朝省, 等. 大功率船用齿轮箱系统耦合非线性动态特性的研究[J]. 机械工程学报, 2009, 45(9): 31-35.
ZHU Caichao, LU Bo, SONG Chaosheng, et al. Research on nonlinear coupling dynamic characteristics of large burden marine gearbox[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(9): 31-35.
- [7] 陈智芳, 姚建伟. 高速万向轴式动力转向架体悬齿轮箱的研究[J]. 机车车辆工艺, 2002(8): 8-12.
CHEN Zhifang, YAO Jianwei. Development of suspended gearboxes for high speed cardan-shaft power bogies[J]. Locomotive & Rolling Stock Technology, 2002(8): 8-12.
- [8] 李润方, 王建军. 齿轮系统动力学[M]. 北京: 科学出版社, 1997.
LI Runfang, WANG Jianjun. Gear system dynamics[J]. Beijing: Science Press, 1997.
- [9] 宋雷鸣. 动车组传动与控制[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2007.
SONG Leiming. EMU transmission and control[M]. Beijing: China Railway Publishing House, 2007.
- [10] 赵怀耘, 刘建新, 翟婉明. 异步牵引电机谐波转矩对机车动力学的影响[J]. 西南交通大学学报, 2009, 44(2): 269-273.
ZHAO Huaiyun, LIU Jianxin, ZHAI Wanming. Effects of harmonic torques of a synchronous traction motor on locomotive dynamics[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2009, 44(2): 269-273.
- [11] NEWMARK N M. A method of computation for structural dynamics[J]. Journal of Engineering Mechanics, 1959, 85: 67-94.

作者简介: 黄冠华(通信作者), 男, 1987 年出生, 博士研究生。主要研究方向为高速列车传动系统动力学。

E-mail: hgh7735@126.com

张卫华, 男, 1961 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为机车车辆设计、动力学及强度可靠性。

E-mail: tpl@swjtu.edu.cn