

文章编号:1671-1637(2015)06-0045-06

负载波动激励的机车牵引齿轮振动特性

王 燕¹, 刘建新²

(1. 西南交通大学 机械工程学院, 四川 成都 610031; 2. 西南交通大学
牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031)

摘 要:针对负载波动激励的机车牵引齿轮振动问题,建立了机车牵引齿轮的动力学方程,利用平均法得到了齿轮振动频率与振幅,分析了振幅变化趋势与参数变化对齿轮振动稳定后振幅的影响规律,并进行了仿真试验。分析结果表明:负载力矩是振动速度的函数;振动频率为一个定值,当蠕滑速度分别为 $0.8, 0.2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,齿轮的振动频率均为 335.0 Hz ,非常接近理论值 334.8 Hz ;根据不同的情况,振幅逐渐减小至0或逐渐增大至一个稳定的值;当蠕滑速度为 $0.8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,齿轮振动稳定后的振幅随着齿轮啮合刚度和啮合阻尼的增大而减小,随着小齿轮上的等效转动惯量和机车轴重的增大而增大,因此,增大齿轮啮合刚度和啮合阻尼、减小小齿轮上的等效转动惯量和机车轴重有助于降低齿轮的振幅。

关键词:机车工程;牵引齿轮;负载波动;激励;振幅

中图分类号:U260.111

文献标志码:A

Vibration properties of locomotive traction gear excited by load fluctuation

WANG Yan¹, LIU Jian-xin²

(1. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, Sichuan, China;
2. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, Sichuan, China)

Abstract: Aiming at the problem of locomotive traction gear vibration excited by load fluctuation, the dynamics equations of locomotive traction gear were built. The vibrational frequency and amplitude of gear were got by using averaging method. The variation tendency of amplitude and the influences of parameter variations on the amplitude after gear vibrating stably were analyzed, and the simulation test of vibration was carried out. Analysis result shows that load torque is a function of vibrational speed. The vibrational frequency is a constant. When creep speeds are $0.8, 0.2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ respectively, the vibrational frequencies of gear are 335.0 Hz , which is very close to the theoretical value 334.8 Hz . The amplitude decreases to 0 or gradually increase to a stable value according to different situations. When creep speed is $0.8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, the amplitude after gear vibrating stably decreases with the increases of gear meshing stiffness and meshing damping, and increases with the increases of equivalent moment of inertia for small gear and locomotive axle load. Therefore, increasing gear meshing stiffness and meshing damping and decreasing equivalent moment of inertia for small gear and locomotive axle load help to decrease amplitude of gear. 6 figs, 20 refs.

收稿日期:2015-07-20

基金项目:国家自然科学基金项目(51375403);中央高校基本科研业务费专项资金项目(2682015ZD12)

作者简介:王 燕(1989-),女,四川内江人,西南交通大学工学博士研究生,从事机车车辆动力学研究。

导师简介:刘建新(1965-),男,新疆伊犁人,西南交通大学教授,工学博士。

Key words: locomotive engineering; traction gear; load fluctuation; excitation; amplitude

Author resumes: WANG Yan(1989-), female, doctoral student, +86-28-87634783, yanw0115@126.com; LIU Jian-xin(1965-), male, professor, PhD, +86-28-87634783, jxliu@home.swjtu.edu.cn.

0 引言

在运行过程中,外部载荷的波动会造成齿轮啮合动态应力的改变,易使齿轮产生疲劳损伤,主要表现为:齿轮自身固有的啮合时变刚度^[1-2]、间隙^[3-4]与摩擦^[5-6]等动态激励,在外部载荷激励频率下产生超谐共振、亚谐共振与组合共振等谐振形式^[7-9],使冲击应力超过齿轮的强度极限而造成齿轮损伤;内部激励和外部激励共同作用下引起的应力远低于齿轮的强度极限,但因为长期振动或多次冲击使齿轮产生疲劳损坏。Padmanabhan 等研究了具有参数激励和外部激励共同作用的非线性振动系统,描述了平均载荷对具有非线性间隙的 Hill 振子动态特性的影响,并将其应用于齿轮系统^[10];Theodossiadis 等推导了直齿圆柱齿轮传动系统中谐振响应的频率响应方程^[11];王建平等研究了齿轮系统在内部激励和外部激励下组合共振的激励频率组合方式,并绘制了相应的频率响应曲线^[12-13];刘文等建立了船用齿轮系统的有限元模型,计算了外部冲击载荷下齿轮系统的振动速度、振动加速度及动态应力^[14];魏静等通过建立斜齿轮传动系统弯-扭-轴耦合多自由度动力学模型,分析了系统激励频率、啮合阻尼和齿侧间隙等参数对系统运动形式的影响^[15]。

在上述研究中,国内外学者采用不同形式处理负载激励,并针对齿轮系统的振动频率、时域响应与参数影响等问题进行了分析。其中 Theodossiadis 等将负载表示为谐波函数形式^[11-13],刘文等将负载冲击载荷用德国 BV043/85 标准确定的船用齿轮系统冲击谱转换为等效双半正弦加速度冲击载荷形式^[14],Padmanabhan 等将负载处理为一个恒定的值^[10,15]。

在机车服役过程中,轮轨黏着力变化会造成驱动系统负载的波动,可能激发机车牵引齿轮的振动,在机车动力学领域对此问题未引起足够重视,研究成果很少。同时,由于轮轨接触的独特性与轮轨黏着的复杂性,使得轮轨黏着力形成的激励异于已有研究中负载激励的形式^[10-15],因此,本文引用黏着系数-蠕滑速度公式,考虑轮轨黏着力变化引起的负载激励,建立了牵引齿轮振动的动力学模型,利用平均法

进行近似求解,获得了振动频率和振幅的近似解析表达式,判断了振幅的变化趋势,分析了齿轮啮合刚度、啮合阻尼、小齿轮上的等效转动惯量以及机车轴重对振幅的影响。同时,利用 MATLAB/Simulink 软件进行仿真验证。

1 机车牵引齿轮动力学模型

1.1 齿轮振动的动力学方程

电力传动机车或动车的驱动装置包括牵引电机、车轴齿轮箱和驱动结构(图 1)^[16],齿轮箱中含有大齿轮和小齿轮,大齿轮为被动齿轮,小齿轮为主动齿轮。本文着重分析轮轨黏着力变化引起的负载波动激励下的机车牵引齿轮振动特性,暂不考虑牵引齿轮的内部激励。将牵引电机的转动惯量折算等效到小齿轮上,轮对的转动惯量折算等效到大齿轮上,建立机车驱动系统简化模型(图 2)。图 2 中: I_1 、 I_2 分别为小齿轮、大齿轮上的等效转动惯量; θ_1 、 θ_2 分别为小齿轮、大齿轮的扭转振动角位移; R_1 、 R_2 分别为小齿轮、大齿轮的基圆半径; c 为齿轮副啮合阻尼; k 为齿轮副啮合刚度; T_1 为牵引电机的输出转矩; T_2 为轨道对轮对的反作用力矩。齿轮振动的动力学方程为

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\theta}_1 + cR_1(R_1\dot{\theta}_1 - R_2\dot{\theta}_2) + \\ kR_1(R_1\theta_1 - R_2\theta_2) = T_1 \\ I_2 \ddot{\theta}_2 - cR_2(R_1\dot{\theta}_1 - R_2\dot{\theta}_2) - \\ kR_2(R_1\theta_1 - R_2\theta_2) = -T_2 \end{cases} \quad (1)$$

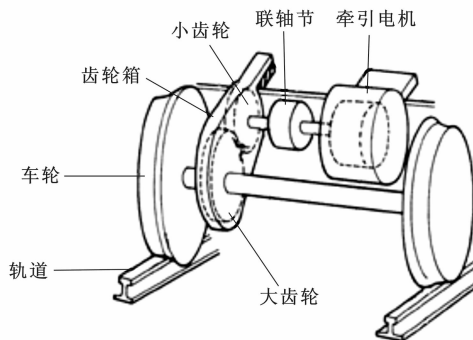


图 1 驱动装置

Fig. 1 Driving device

定义大齿轮与小齿轮啮合线上的相对位移 z 为

$$z = R_2\theta_2 - R_1\theta_1$$

整理式(1)得到

$$I_2 \ddot{z} + c(R_2^2 + \frac{I_2}{I_1} R_1^2) \dot{z} + k(R_2^2 + \frac{I_2}{I_1} R_1^2) z = -T_2 R_2 - \frac{I_2}{I_1} T_1 R_1 \quad (2)$$

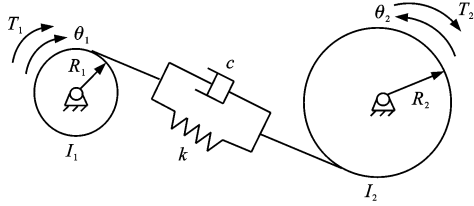


图 2 简化模型

Fig. 2 Simplified model

1.2 负载力矩

为了反映轮轨黏着系数与轮轨蠕滑之间的关系,本文采用黏着系数-蠕滑速度经验公式^[17-19]

$$u = de^{-3.6\epsilon v} - fe^{-3.6gv} \quad (3)$$

式中: u 为轮轨黏着系数; v 为蠕滑速度,定义为车轮转动线速度与车轮纵向前进速度的差值; d 、 e 、 f 、 g 为反映轮轨接触状态的参数。

由轮轨接触蠕滑产生的负载力矩 T_2 为

$$T_2 = uQr \quad (4)$$

式中: Q 为机车轴重; r 为车轮半径。

根据实测干燥轨面情况的轮轨黏着系数^[20], d 、 e 、 f 、 g 分别取为 0.53、0.12、0.53、2.40,对应的黏着系数-蠕滑速度关系曲线见图 3。可知,当机车轴重和车轮半径恒定时,随着蠕滑速度的增加,负载力矩先增大后减小。

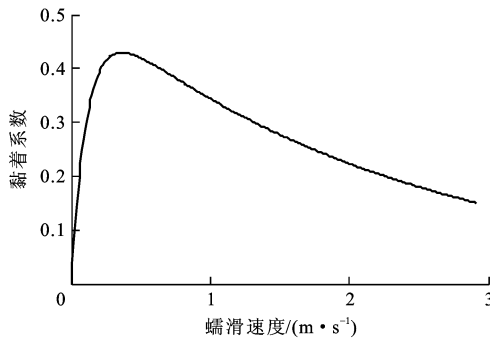


图 3 黏着系数曲线

Fig. 3 Adhesion coefficient curve

1.3 负载激励下齿轮的动力学模型

将式(4)代入式(2)得到

$$I_2 \ddot{z} + c(R_2^2 + \frac{I_2}{I_1} R_1^2) \dot{z} + k(R_2^2 + \frac{I_2}{I_1} R_1^2) z = -uQrR_2 - \frac{I_2}{I_1} T_1 R_1 \quad (5)$$

令力矩平衡状态下大齿轮与小齿轮啮合线上的

相对位移的一、二阶导数均为 0,力矩平衡状态下牵引电机的输出力矩为 b ,力矩平衡状态下的黏着系数为 h ,力矩平衡状态下的蠕滑速度为 i ,得到平衡状态下静变形的相对位移 y 为

$$y = \frac{-I_1 R_2 Q r h - I_2 R_1 b}{k(I_1 R_2^2 + I_2 R_1^2)} \quad (6)$$

不考虑牵引电机输出转矩和小齿轮转速的波动,并假设机车动轮纵向前进速度为恒值。令 $x = z - y$,则蠕滑速度可表示为

$$v = \frac{r}{R_2} \dot{x} + i \quad (7)$$

经过整理,得到

$$I_2 \ddot{x} + c(R_2^2 + \frac{I_2}{I_1} R_1^2) \dot{x} + k(R_2^2 + \frac{I_2}{I_1} R_1^2) x = (h - u)QrR_2 \quad (8)$$

由此可知,式(8)右侧力矩为振动速度 \dot{x} 的函数,式(8)为负载波动激励下机车牵引齿轮振动的动力学方程。

2 机车牵引齿轮的振动特性

将式(8)右侧按泰勒级数展开,并取其前 3 项,整理得到

$$\ddot{x} + \omega^2 x = \mu(a_1 \dot{x} + a_2 \dot{x}^2 + a_3 \dot{x}^3) \quad (9)$$

$$\omega^2 = k(R_2^2 + \frac{R_1^2}{I_1})$$

$$\mu = \frac{1}{I_2}$$

$$a_1 = -r^2 Q \dot{h} - c(R_2^2 + \frac{I_2 R_1^2}{I_1})$$

$$a_2 = \frac{-r^3 Q}{2R_2} \ddot{h}$$

$$a_3 = \frac{-r^4 Q}{6R_2^2} \ddot{\ddot{h}}$$

式中: \dot{h} 为 u 在 i 处的一阶导数。

利用平均法进行近似求解,设

$$x = A \cos(\omega t + \varphi)$$

$$\dot{x} = -A \omega \sin(\omega t + \varphi)$$

$$\alpha = \omega t + \varphi$$

则有

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{-\mu}{2A\pi\omega} \int_0^{2\pi} \left[-a_1 A \omega \sin(\alpha) + a_2 A^2 \omega^2 \sin^2(\alpha) - a_3 A^3 \omega^3 \sin^3(\alpha) \right] \cos(\alpha) d\alpha$$

$$\frac{dA}{dt} = \frac{-\mu}{2\pi\omega} \int_0^{2\pi} \left[-a_1 A \omega \sin(\alpha) + a_2 A^2 \omega^2 \sin^2(\alpha) - \right]$$

$$a_3 A^3 w^3 \sin^3(\alpha) \Big] \sin(\alpha) d\alpha \quad (10)$$

经过积分变换得到

$$\begin{cases} \frac{d\varphi}{dt} = 0 \\ \frac{dA}{dt} = \frac{-\mu}{2\pi w} \left\{ -a_1 A w \left[\frac{1}{2}\alpha - \frac{1}{4}\sin(2\alpha) \right] + \right. \\ \quad a_2 A^2 w^2 \left[-\cos(\alpha) + \frac{1}{3}\cos^3(\alpha) \right] - \\ \quad \left. a_3 A^3 w^3 \left[\frac{3}{8}\alpha - \frac{1}{4}\sin(2\alpha) + \right. \right. \\ \quad \left. \left. \frac{1}{32}\sin(4\alpha) \right] \right\} \Bigg|_0^{2\pi} = \frac{\mu}{2} \left(a_1 A + \frac{3}{4} a_3 A^3 w^2 \right) \end{cases} \quad (11)$$

式中: A 为振幅; t 为时间。

可知, φ 为一个定值, 所以利用平均法求得的齿轮振动频率为 $w/2\pi$ 。

设 $t=0$ 时的振幅为 B , 对式(11)中第 2 个式子分离变量后积分得到

$$\frac{1}{2a_1} \ln \left(\frac{A^2}{|3a_3 w^2 A^2/4 + a_1|} \right) \Bigg|_B^A = \frac{1}{2} \mu t \quad (12)$$

进一步化简得到

$$\begin{aligned} \frac{A^2}{|3a_3 w^2 A^2/4 + a_1|} &= M e^{a_1 \mu t} \\ M &= \frac{B^2}{|3a_3 w^2 B^2/4 + a_1|} \end{aligned} \quad (13)$$

式中: M 恒为正值。

机车牵引齿轮振幅的近似表达式为

$$A = \begin{cases} \sqrt{\frac{a_1}{1/e^{a_1 \mu t} M - 3a_3 w^2/4}} & a_1 + \frac{3}{4} a_3 w^2 A^2 > 0 \\ \sqrt{\frac{-a_1}{1/e^{a_1 \mu t} M + 3a_3 w^2/4}} & a_1 + \frac{3}{4} a_3 w^2 A^2 < 0 \end{cases} \quad (14)$$

由于 μ 和 M 均为正值, 分析可得: 当 $a_1 < 0$ 时, 振幅随时间的推移逐渐趋于 0; 当 $a_1 > 0$ 时, 振幅随时间的推移趋近于一个稳定的值, 该稳定值 C 为

$$C = \frac{2}{w} \sqrt{\frac{a_1}{-3a_3}} \quad (15)$$

由式(9)中的参数可知, 式(15)适用条件为 $\dot{h} < 0$ 且 $\ddot{h} > 0$ 。在图 3 黏着系数-蠕滑速度关系曲线中, 当 i 处于曲线正斜率段时 $a_1 < 0$ 恒成立, 当 i 处于曲线负斜率段时才有可能满足 $a_1 > 0$ 。

当 $a_1 > 0$ 时, 代入参数, 得到牵引齿轮振动稳定后的振幅 D 为

$$D = \frac{2\sqrt{2}R_2}{r} \sqrt{\frac{-I_2}{k\ddot{h}} \left(\frac{\dot{h}}{R_2^2 + I_2 R_1^2/I_1} + \frac{c}{r^2 Q} \right)} \quad (16)$$

分析可知: 啮合阻尼增大, 振幅减小; 啮合刚度增大, 振幅减小; 小齿轮上的等效转动惯量增大, 振幅增大; 机车轴重增大, 振幅增大。

3 仿真结果分析

3.1 仿真参数设定

为了对机车齿轮的振动频率、振幅变化趋势以及参数变化对振幅的影响规律进行验证, 利用 MATLAB/Simulink 软件进行仿真。相关参数为: $I_1 = 510 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $I_2 = 97 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $Q = 2.1 \times 10^5 \text{ N}$, $r = 0.625 \text{ m}$, 小齿轮齿数为 32, 大齿轮齿数为 75, 模数为 12, 压力角为 22.5° , $k = 2.4 \times 10^9 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$, $c = 50 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$, 力矩平衡状态下位移取为 $5.0 \times 10^{-5} \text{ m}$, 速度取为 $0.1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, 黏着系数-蠕滑速度关系曲线中正、负斜率段蠕滑速度分别取为 0.2 、 $0.8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

将仿真参数代入式(9), 计算可知: 当蠕滑速度为 $0.8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时, $a_1 > 0$; 当蠕滑速度为 $0.2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时, $a_1 < 0$ 。利用平均法计算得到的牵引齿轮振动的频率 $w/2\pi$ 约为 334.8 Hz 。

3.2 仿真结果分析

不同蠕滑速度下振动位移的时域响应和频谱分别见图 4、5。由图 4 可知: 当蠕滑速度为 $0.8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时, 机车牵引齿轮的振幅逐渐增大, 并逐渐趋近于一个稳定的值; 当蠕滑速度为 $0.2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时, 机车牵引齿轮的振幅逐渐减小至 0。利用平均法所得结果与仿真结果一致。由图 5 可知, 当蠕滑速度分别为 0.8 、 $0.2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时, 齿轮的振动频率均为 335.0 Hz , 非常接近 334.8 Hz , 因此, 平均法的计算结果与仿真结果非常接近。

当蠕滑速度为 $0.8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时, 分别改变啮合刚度、啮合阻尼、小齿轮上的等效转动惯量、机车轴重等参数, 所得齿轮振动稳定后的振幅见图 6。由图 6 可知, 随着啮合刚度、啮合阻尼的增大, 齿轮振动稳定后的振幅逐渐减小, 随着小齿轮上的等效转动惯量、机车轴重的增大, 齿轮振动稳定后的振幅逐渐增大, 因此, 针对此 4 个参数对齿轮振动稳定后振幅的影响, 平均法的分析结果与仿真结果一致。

4 结 语

在轮轨黏着力变化引起的负载激励下, 负载力矩是振动速度的函数, 机车牵引齿轮的振动频率为一个定值。当蠕滑速度处于黏着系数-蠕滑速度关系曲线正斜率段时, 齿轮振幅逐渐减小至零;

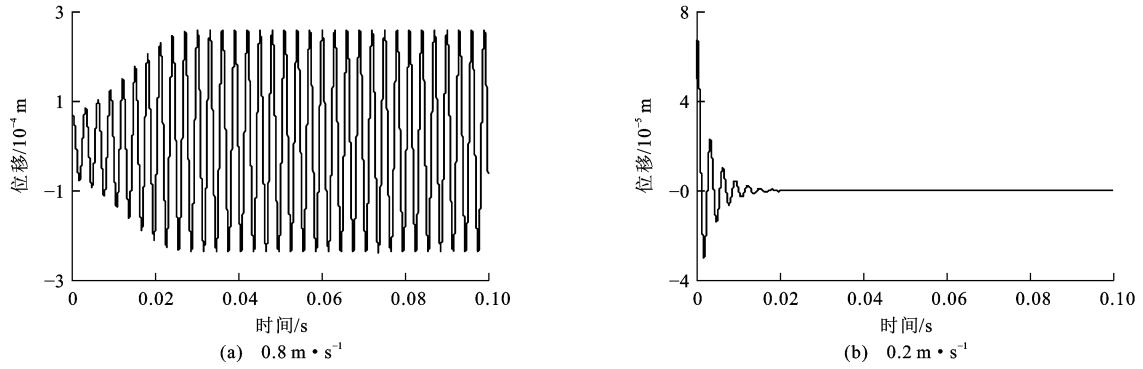


图4 不同蠕滑速度下振动位移的时域响应

Fig. 4 Time-domain responses of vibrational displacements under different creep speeds

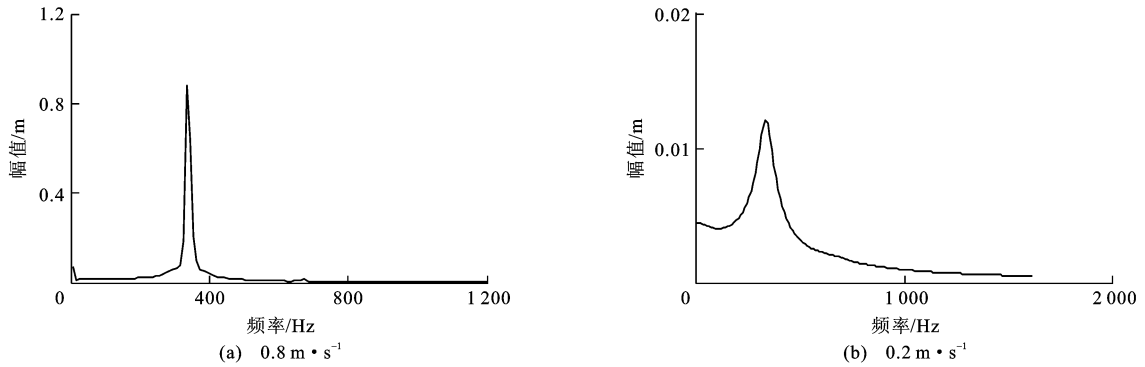


图5 不同蠕滑速度下振动位移的频谱

Fig. 5 Frequency spectrums of vibrational displacements under different creep speeds

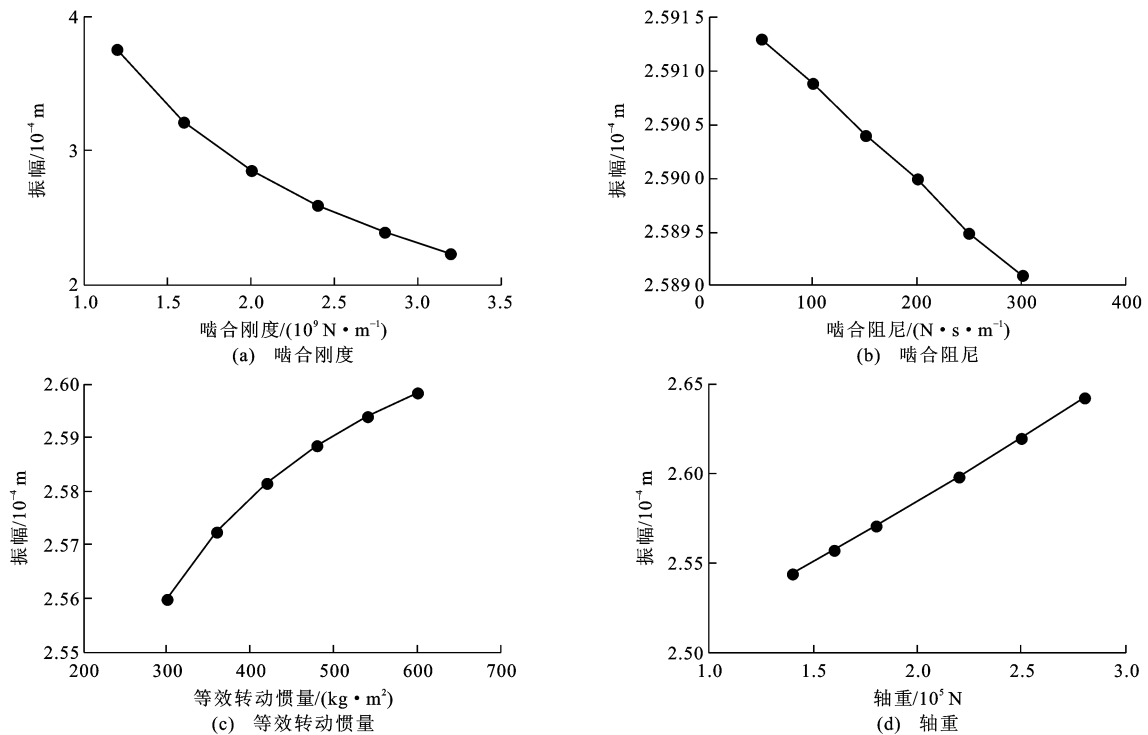


图6 参数对振幅的影响

Fig. 6 Influences of parameters on amplitude

当蠕滑速度处于负斜率段且满足系数大于零时, 振幅逐渐增大至一个稳定的值。齿轮振动稳定后

的振幅随着齿轮啮合刚度和啮合阻尼的增大而减小, 随着小齿轮上的等效转动惯量和机车轴重的

增大而增大。增大齿轮啮合刚度和啮合阻尼、减小小齿轮上的等效转动惯量和机车轴重有助于降低齿轮的振幅。

参考文献：

References :

- [1] 李以农,张 锋,丁庆中,等. 齿轮啮合振动的主动控制方法与实验研究[J]. 振动工程学报, 2014, 27(2): 215-221.
LI Yi-nong, ZHANG Feng, DING Qing-zhong, et al. Method and experiment study for active vibration control of gear meshing[J]. Journal of Vibration Engineering, 2014, 27(2): 215-221. (in Chinese)
- [2] 张霖霖,朱如鹏,靳广虎,等. 内激励作用下的单对齿轮振动噪声分析[J]. 振动工程学报, 2014, 27(6): 915-919.
ZHANG Lin-lin, ZHU Ru-peng, JIN Guang-hu, et al. Vibration and noise analysis of internal excitations of single pair of gears[J]. Journal of Vibration Engineering, 2014, 27(6): 915-919. (in Chinese)
- [3] KAHRAMAN A, SINGH R. Interactions between time-varying mesh stiffness and clearance non-linearities in a geared system[J]. Journal of Sound and Vibration, 1991, 146(1): 135-156.
- [4] FARSHIDIANFAR A, SAGHAFI A. Bifurcation and chaos prediction in nonlinear gear systems[J]. Shock and Vibration, 2014, 2104: 1-8.
- [5] HE S, GUNDA R, SINGH R. Inclusion of sliding friction in contact dynamics model for helical gears[J]. Journal of Mechanical Design, 2007, 129(1): 48-57.
- [6] HE S, CHO S, SINGH R. Prediction of dynamic friction forces in spur gears using alternate sliding friction formulations[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 309(3-5): 843-851.
- [7] KAHRAMAN A, BLANKENSHIP G W. Experiments on nonlinear dynamic behavior of an oscillator with clearance and periodically time-varying parameters[J]. Journal of Applied Mechanics, 1997, 64(1): 217-226.
- [8] AL-SHYAB A, KAHRAMAN A. Non-linear dynamic analysis of a multi-mesh gear train using multi-term harmonic balance method: sub-harmonic motions[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 279(1): 417-451.
- [9] 黄冠华,张卫华,宋纾崎,等. 高速列车齿轮传动系统谐振分析[J]. 交通运输工程学报, 2014, 14(6): 51-58.
HUANG Guan-hua, ZHANG Wei-hua, SONG Shu-qi, et al. Harmonic resonance analysis of gear transmission system for high speed train[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2014, 14(6): 51-58. (in Chinese)
- [10] PADMANABHAN C, SINGH R. Analysis of periodically forced nonlinear Hill's oscillator with application to a geared system[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1996, 99(1): 324-334.
- [11] THEODOSSIADES S, NATSIAVAS S. Non-linear dynamics of gear-pair systems with periodic stiffness and backlash[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 229(2): 287-310.
- [12] 王建平,王玉新. 齿轮系统谐波共振频率因子与主共振响应研究[J]. 西安理工大学学报, 2005, 21(2): 134-138.
WANG Jian-ping, WANG Yu-xin. Harmonic resonance frequency factor of a spur geared system and primary resonance research[J]. Journal of Xi'an University of Technology, 2005, 21(2): 134-138. (in Chinese)
- [13] 王建平,王玉新. 考虑动态刚度、传递误差及齿侧间隙的齿轮系统谐振分析[J]. 机械设计, 2005, 22(9): 26-28, 32.
WANG Jian-ping, WANG Yu-xin. Resonance analysis of gear system with the consideration of dynamic rigidity, transmission error and tooth backlash[J]. Journal of Machine Design, 2005, 22(9): 26-28, 32. (in Chinese)
- [14] 刘 文,林腾蛟,李润方,等. 冲击谱激励下齿轮系统的动力学性能[J]. 重庆大学学报, 2010, 33(1): 7-11.
LIU Wen, LIN Teng-jiao, LI Run-fang, et al. Dynamics performance analysis on gear system under shock spectrum[J]. Journal of Chongqing University, 2010, 33(1): 7-11. (in Chinese)
- [15] 魏 静,孙 伟,褚衍顺,等. 斜齿轮系统分岔与混沌特性及其参数影响研究[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2013, 34(10): 1301-1309.
WEI Jing, SUN Wei, CHU Yan-shun, et al. Bifurcation and chaotic characteristics of helical gear system and parameter influences[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2013, 34(10): 1301-1309. (in Chinese)
- [16] HIROTSU T, KASAI S, TAKAI H. Self-excited vibration during slippage of parallel Cardan drives for electric railcars[J]. JSME International Journal, 1987, 30: 1304-1310.
- [17] 陈哲明,曾 京,罗 仁,等. 轮对纵向蠕滑率对动车传动系统振动的影响[J]. 计算机工程与应用, 2011, 47(14): 214-216.
CHEN Zhe-ming, ZENG Jing, LUO Ren, et al. Effect of wheelset longitudinal slip on transmission vibration of motor car[J]. Computer Engineering and Applications, 2011, 47(14): 214-216. (in Chinese)
- [18] ISHIKAWA Y, KAWAMURA A. Maximum adhesive force control in super high speed train[C]// IEEE. Proceedings of the 1997 Power Conversion Conference—Nagaoka 1997. New York: IEEE, 1997: 951-954.
- [19] TAKAOKA Y, KAWAMURA A. Disturbance observer based adhesion control for Shinkansen[C]// IEEE. 6th International Workshop on Advanced Motion Control. New York: IEEE, 2000: 169-174.
- [20] 孙丽霞,姚建伟,侯福国. 轮轨干摩擦下的轮对横向自激振动机理[J]. 中国铁道科学, 2012, 33(5): 60-67.
SUN Li-xia, YAO Jian-wei, HOU Fu-guo. Lateral self-excited vibration mechanism of wheelset subjected to wheel/rail dry friction contact system[J]. China Railway Science, 2012, 33(5): 60-67. (in Chinese)