

文章编号:1006-1355(2021)04-0142-08

含齿侧间隙两挡变速器电动汽车传动系统 扭振分析

李香芹¹, 曹青松¹, 高小林²

(1. 江西科技学院 智能工程学院, 南昌 330098; 2. 江西科技学院 协同中心, 南昌 330098)

摘要:针对一款含两挡变速器的纯电动汽车,建立电机、电机轴、两挡变速器、变速器中间轴、变速器输出轴、主减速器/差速器总成、左右半轴、轮胎/车身等子模块模型,考虑常啮合齿轮副、一档齿轮副、主减速器齿轮副的齿侧间隙,建立整个传动系统的非线性扭振动力学模型。运用MATLAB软件,采用龙格库塔法进行数值求解,分别对比分析不同齿侧间隙对常啮合从动齿轮、一档从动齿轮、主减速器从动齿轮、整车的角位移影响,研究电机输出轴、变速器中间轴转矩响应特性和有无齿侧间隙的常啮合从动轮啮合扭矩响应特性。结果表明,改变齿侧间隙将影响传动系统的常啮合从动齿轮、一档从动齿轮、主减速器从动齿轮、整车等的角位移、转矩波动幅度、频率,尤其是汽车电机启动前0.5秒时间段内齿侧间隙对这些传动部件的角位移、转矩波动影响更大,说明齿侧间隙的改变会使传动系统扭振现象也发生改变。

关键词:振动与波;纯电动汽车;扭转振动;两挡变速器;动力学模型

中图分类号:U463.33

文献标志码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2021.04.022

Analysis of Torsional Vibration of Electric Vehicle Transmission Systems with Backlash

LI Xiangqin¹, CAO Qingsong¹, GAO Xiaolin²

(1. School of Intelligent Mechanical Engineering, Jiangxi University of Technology, Nanchang 330098, China;

2. Center of Collaboration and Innovation, Jiangxi University of Technology, Nanchang 330098, China)

Abstract : Sub-modules of the pure electric vehicle with a double-speed transmission were established, including the motor, motor shaft, double-speed transmission, transmission intermediate shaft, transmission output shaft, main reducer/differential assembly, left and right semi-shafts, and tire/body. Considering the tooth side clearances of the constant meshing gear pair, the first gear pair, and the main reducer gear pair, a nonlinear torsional vibration mechanical model of the entire transmission system is established. In virtue of MATLAB software, the Runge-Kutta method is used to get the numerical solution. The effects of different tooth side clearances on the angular displacements of the constant meshing driven gear, the driven gear of the first speed, and the driven gear of the main reducer are compared and analyzed. Output shaft torque response characteristics, meshing torque response characteristics of normally meshing driven wheels with or without the backlash were investigated. The results show that the gear tooth side clearance can affect the angular displacements, torque fluctuation amplitude and frequency the constant meshing driven gear, the first speed driven gear, the main reducer driven gear of the drive system, and the whole vehicle. Especially, in the first 0.5 second period of time before the starting of the automobile motor, the gear tooth side clearances have a much greater impact on the above-mentioned terms. It indicates that the change of the gear side clearance will also cause the change of the torsional vibration of the transmission system.

Key words : vibration and wave; pure electric vehicle; torsional vibration; double-speed transmission; dynamic model

收稿日期:2020-10-16

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51765021);江西省科技厅重点研发资助项目(20181BBE50012);江西省教育厅科学技术研究资助项目(GJJ171031、GJJ190992);江西科技学院协同中心开放基金资助项目、校级自然科学基金资助项目(19XTKEYB03、ZR1903)

作者简介:李香芹(1985-),女,江西省上饶市人,讲师,硕士,主要研究方向为电动汽车动力学。

E-mail: 258987626@qq.com

通信作者:曹青松(1978-),男,安徽省无为市人,副教授,博士,主要研究方向为车辆动力学与振动控制。

E-mail: 2000cqs@163.com

在石油资源日益紧缺、环境污染日趋严重的时代背景下,纯电动汽车因为节能、环保的优点成为新能源汽车研究的热门方向之一。与燃油汽车相比,纯电动汽车以电机为动力源,取消了发动机、离合器等部件,使得传动系统阻尼系数降低,导致汽车运行时扭振及噪声现象明显,这将严重影响传动系统部件使用寿命及工作的可靠性,同时也会降低车辆的乘坐舒适性。

基于纯电动汽车传动系统扭振问题,众多学者开展了相关研究,如傅洪等^[1]针对电动汽车的电机-变速器集成驱动系统,提出了一种线性二次型调节器电机控制方案,以抑制系统的扭转振动。袁旺等^[2]以传统汽油车为例,通过实测时变缸压,考虑曲柄连杆机构时变转动惯量、离合器非线性刚度、齿轮侧隙和齿轮啮合时变刚度等因素,建立了传统汽车动力传动系三挡扭振模型。于蓬等^[3]针对电动车存在的动力传动系统扭转振动问题,建立了考虑电磁刚度影响的传动系统扭转振动集中质量模型和考虑齿间侧隙及半轴柔性的传动系统集中-分布质量模型。刘成强等^[4]通过研究某匹配两级机械自动变速器的小型纯电动车电驱动传动系统所存在的扭转振动问题,建立了传动系统扭转振动力学模型及驱动电机空间矢量模型,研究了驱动电机的电磁转矩控制参数和轮胎刚度对整个传动系统振动的影响。刘浩等^[5]建立分布式驱动电动汽车轮边电机传动系统的仿真模型,分析系统起动、加速和能量回馈制动时的动态特性。Yu等^[6]通过计算和仿真分析混合动力传动系统固有频率和相应模态、在不同激励和参数下的强迫扭转振动,找出了影响传动系扭振的主要因素。Krak等^[7]提出了一种阶跃型外转矩激励的非旋转非线性系统测试台架,利用激光测振仪和平动加速度计测量各系统的瞬态振动响应,得到系统振动响应特性。Yoon等^[8]针对一款发动机前置前轮驱动的手动变速器建立非线性仿真模型,分析了给定系统的动态特性,并针对三挡齿轮副啮合和五挡齿轮副空载情况,建立了节气门全开时的非线性仿真模型,以此分析离合器的颤振现象。Yüceşan^[9]等采用一种新的时变齿轮啮合刚度函数的分析模型,研究了传统汽车怠速振动现象的影响因素。

在上述研究背景下,本文针对纯电动汽车传动系统扭转振动问题,以搭载二挡变速器的某款纯电动汽车为研究对象,建立含齿侧间隙的动力传动系统扭振模型,研究齿轮啮合间隙等对纯电动汽车传动系统振动特性的影响。

1 某纯电动汽车传动系统模型

某款纯电动汽车传动系统结构主要由驱动电机、两挡变速器、主减速器、半轴及车轮组成^[10],如图

1所示。当汽车行驶时,电机输出电磁转矩传递至二挡变速器,再经主减速器/差速器总成传递至左右半轴及车轮,同时由于路面激励作用,路面的不平振动也将传递给车轮。

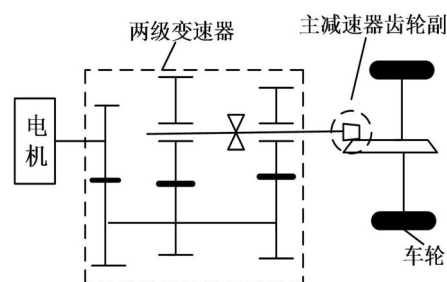


图1 某纯电动汽车传动系统组成

考虑电机轴、传动轴、输出轴的转动惯量很小,但扭转变形较大,故将各轴简化为具有扭转刚度和弱阻尼特性的扭转弹簧,得到传动系统扭转振动模型^[11],如图2所示。

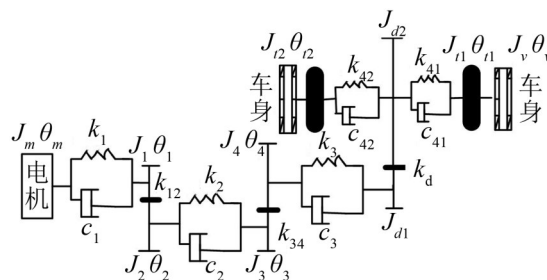


图2 传动系统扭转振动模型

齿轮副的齿侧间隙是客观存在的,不当的齿侧间隙可能导致齿轮啮合振动冲击及噪声问题,影响齿轮啮合力及扭矩的传递。齿侧间隙越小,系统的运动越稳定,但是齿侧间隙越小,齿轮的制造加工精度、安装精度越高,增加了汽车传动系统的使用成本。与各轴的简化类似,将传动系统齿轮副的动力学特性简化为扭转弹簧,以一挡为例,常啮合齿轮副、一档齿轮副、主减速器齿轮副模型如图3所示。

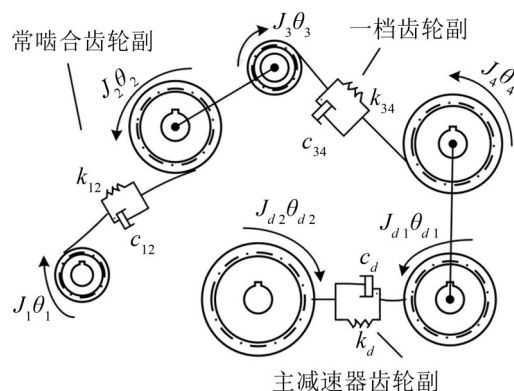


图3 传动系统齿轮啮合扭转振动模型

2 传动系统扭振动力学方程

基于纯电动汽车传动系统和齿轮啮合扭转振动

模型,建立电机、电机轴、两挡变速器、变速器中间轴、变速器输出轴、主减速器/差速器总成、左右半轴、轮胎/车身等子模块模型的扭振动力学方程^[12]。

2.1 传动系统各子模型

(1) 电机模型

电机的扭转振动力学方程为

$$J_m \ddot{\theta}_m + k_1(\theta_m - \theta_1) + c_1(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_1) = T_m \quad (1)$$

式中: J_m 为电机转动惯量, θ_m 为电机轴角位移, θ_1 为常啮合主动轮角位移, T_m 为电机输出转矩, k_1 为电机轴的扭转刚度, c_1 为电机轴的扭转阻尼系数。

(2) 电机输出轴模型

电机输出轴的扭转力矩 T_1 为

$$T_1 = k_1(\theta_m - \theta_1) + c_1(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_1) \quad (2)$$

(3) 二挡变速器齿轮啮合模型

由于考虑润滑、热变形、磨损等因素对齿轮副动力传动的影响,啮合齿轮间常留有一定的齿侧间隙^[13]。为了分析传动系统齿侧间隙在齿轮啮合过程的作用,引入齿侧间隙非线性分段函数 $f_{ij}(x)$:

$$f_{ij}(x) = \begin{cases} x_{ij} - b_i & x_{ij} \geq b_i \\ 0 & -b_i < x_{ij} < b_i \\ x_{ij} + b_i & x_{ij} \leq -b_i \end{cases} \quad (3)$$

$$x_{ij} = r_i \theta_i - r_j \theta_j \quad (4)$$

式中: x_{ij} 为齿轮副传递误差, b_i 为单侧齿侧间隙长度, r_i 、 r_j 分别为主、从动轮的基圆半径, θ_i 、 θ_j 分别为主、从轮的角位移。

齿侧间隙模型如图4所示, k_i 、 c_i 为齿轮啮合刚度和阻尼系数。

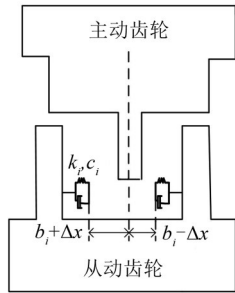


图4 齿侧间隙

根据文献[14]可以得到二挡变速器齿轮扭振动力学方程:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\theta}_1 + k_1(\theta_1 - \theta_m) + c_1(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_m) + \\ k_{12} r_1 f_{12}(x) + c_{12} r_1 \dot{f}_{12}(x) = 0 \\ J_2 \ddot{\theta}_2 + k_2(\theta_2 - \theta_3) + c_2(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) - \\ k_{12} r_2 f_{12}(x) - c_{12} r_2 \dot{f}_{12}(x) = 0 \\ J_3 \ddot{\theta}_3 + k_2(\theta_3 - \theta_2) + c_2(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_2) + \\ k_{34} r_3 f_{34}(x) + c_{34} r_3 \dot{f}_{34}(x) = 0 \\ J_4 \ddot{\theta}_4 + k_3(\theta_4 - \theta_3) + c_3(\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_3) - \\ k_{34} r_4 f_{34}(x) - c_{34} r_4 \dot{f}_{34}(x) = 0 \end{cases} \quad (5)$$

式中: J_1 、 J_2 、 J_3 、 J_4 分别为变速器常啮合主动齿轮、被动齿轮、一档主动齿轮、被动齿轮的等效转动惯量; θ_2 、 θ_3 、 θ_4 分别为常啮合被动齿轮,一档主动齿轮、一档被动齿轮角位移; R_1 、 R_2 、 R_3 、 R_4 分别为常啮合齿轮主动轮、常啮合齿轮被动轮、一档主动齿轮、一档被动齿轮的基圆半径; k_2 、 k_3 分别为变速器中间轴、输出轴的扭转刚度; k_{12} 、 k_{34} 分别为常啮合齿轮副、一档齿轮副的平均啮合刚度; c_2 、 c_3 分别为变速器中间轴、输出轴的扭转阻尼系数; c_{12} 、 c_{34} 分别为常啮合齿轮副、一档齿轮副的啮合阻尼系数; f_{12} 、 f_{34} 为常啮合齿轮副、一档齿轮副齿侧间隙分段函数。

(4) 二挡变速器中间轴模型

中间轴的扭转力矩 T_2 为

$$T_2 = k_2(\theta_2 - \theta_3) + c_2(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) \quad (6)$$

(5) 二挡变速器输出轴模型

输出轴的扭转力矩 T_3 为

$$T_3 = k_3(\theta_4 - \theta_{d1}) + c_3(\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_{d1}) \quad (7)$$

(6) 主减速器/差速器总成模型

主减速器/差速器总成主、被动齿轮扭振动力学为

$$\begin{cases} J_{d1} \ddot{\theta}_{d1} + k_d(\theta_{d1} - \theta_4) + c_3(\dot{\theta}_{d1} - \dot{\theta}_4) + \\ k_d r_{d1} f_d(x) + c_d r_{d1} \dot{f}_d(x) = 0 \\ J_{d2} \ddot{\theta}_{d2} + k_{41}(\theta_{d2} - \theta_{l1}) + c_{41}(\dot{\theta}_{d2} - \dot{\theta}_{l1}) + \\ k_{42}(\theta_{d2} - \theta_{r2}) + c_{42}(\dot{\theta}_{d2} - \dot{\theta}_{r2}) - \\ k_d r_{d2} f_d(x) - c_d r_{d2} \dot{f}_d(x) = 0 \end{cases} \quad (8)$$

式中: J_{d1} 、 J_{d2} 分别为主减速器副主动齿轮和被动齿轮的等效转动惯量; θ_{d1} 、 θ_{d2} 、 θ_{l1} 、 θ_{r2} 分别为主减速器/差速器总成主动齿轮和被动齿轮的转动惯量角位移; r_{d1} 、 r_{d2} 分别为主减速器/差速器总成主动齿轮和被动齿轮基圆半径; k_{41} 、 k_{42} 分别为右半轴、左半轴扭转刚度, k_d 为主减速器/差速器总成齿轮副平均啮合刚度; c_{41} 、 c_{42} 分别为右半轴、左半轴扭转阻尼系数, c_d 为主减速器/差速器总成齿轮副的啮合阻尼系数; f_d 为主减速器/差速器总成齿轮副齿侧间隙分段函数。

(7) 半轴模型

右半轴、左半轴的扭转力矩 T_{41} 、 T_{42} 分别为

$$\begin{cases} T_{41} = k_{41}(\theta_{l1} - \theta_{d2}) + c_{41}(\dot{\theta}_{l1} - \dot{\theta}_{d2}) \\ T_{42} = k_{42}(\theta_{r2} - \theta_{d2}) + c_{42}(\dot{\theta}_{r2} - \dot{\theta}_{d2}) \end{cases} \quad (9)$$

(8) 轮胎模型

左、右车轮的扭振动力学方程为

$$\begin{cases} J_{l1} \ddot{\theta}_{l1} + k_{41}(\theta_{l1} - \theta_{d2}) + c_{41}(\dot{\theta}_{l1} - \dot{\theta}_{d2}) + \\ k_{l1}(\theta_{l1} - \theta_v) + c_{l1}(\dot{\theta}_{l1} - \dot{\theta}_v) = 0 \\ J_{l2} \ddot{\theta}_{l2} + k_{42}(\theta_{l2} - \theta_{d2}) + c_{42}(\dot{\theta}_{l2} - \dot{\theta}_{d2}) + \\ k_{l2}(\theta_{l2} - \theta_v) + c_{l2}(\dot{\theta}_{l2} - \dot{\theta}_v) = 0 \end{cases} \quad (10)$$

式中: J_{l1} 、 J_{l2} 、 J_v 分别为右车轮、左车轮和整车转动惯

量; θ_{t1} 、 θ_{t2} 、 θ_t 分别为右车轮、左车轮和整车角位移; k_{t1} 、 k_{t2} 为轮胎扭转刚度; c_{t1} 、 c_{t2} 轮胎扭转阻尼系数。

(9) 整车模型

车辆行驶过程中受到汽车行驶滚动阻力矩 T_f 和空气阻力矩 T_w 作用,将滚动阻力矩施加在轮胎转动惯量处,空气阻力矩施加在整车平动质量等效转动惯量处,表达式为

$$T_f = 0.014m_t g R_t \left(1 + \frac{u^2}{19400}\right) \quad (11)$$

$$T_w = \frac{C_D A}{21.15} u^2 R_t \quad (12)$$

式中: C_D 为空气阻力系数,一般取为0.30~0.41,文中取为0.35, A 为车辆迎风面积, u 为车速, m_t 为车轮质量, R_t 为车轮滚动半径。

整车等效扭转动力学方程为

$$\begin{bmatrix} c_1 & c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_{12}r_1^2 & -c_{12}r_1r_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_{12}r_1r_2 & c_2 + c_{12}r_2^2 & -c_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_2 & c_2 + c_{34}r_3^2 & -c_{34}r_3r_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_3 - c_{34}r_3r_4 & c_3 + c_{34}r_4^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_3 & c_3 + c_d r_{d1}^2 & -c_d r_{d1}r_{d2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{41} - c_d r_{d1}^2 & c_{42} + c_d r_{d1}r_{d2} & -c_{41} & -c_{42} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_{41} & c_{41} + c_{t1} & 0 & -c_{t1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_{42} & 0 & c_{41} + c_{t1} & -c_{t2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_{t1} & -c_{t2} & c_{t1} + c_{t2} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_{t1} \\ \theta_{t2} \\ \theta_t \\ \theta_{d1} \\ \theta_{d2} \\ \theta_{t1} \\ \theta_{t2} \\ \theta_v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_m \\ -T_f - T_w \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_{12}r_1^2 & -k_{12}r_1r_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_{12}r_1r_2 & k_2 + k_{12}r_2^2 & -k_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_2 & k_2 + k_{34}r_3^2 & -k_{34}r_3r_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_3 - k_{34}r_3r_4 & k_3 + k_{34}r_4^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_3 & k_3 + k_d r_{d1}^2 & -k_d r_{d1}r_{d2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_d r_{d1}r_{d2} & k_{41} + k_{42} + k_d r_{d2}r_{d2} & -k_{41} & -k_{42} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{41} & k_{41} + k_{t1} & 0 & -k_{t1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{42} & 0 & k_{42} + k_{t2} & -k_{t2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{t1} & -k_{t2} & k_{t1} + k_{t2} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_{t1} \\ \theta_{t2} \\ \theta_t \\ \theta_{d1} \\ \theta_{d2} \\ \theta_{t1} \\ \theta_{t2} \\ \theta_v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_m \\ -T_f - T_w \end{bmatrix}$$

当 $x_{ij} \geq b_i$, U 矩阵为

$$U_1 = [T_m, k_{12}r_1b_1,$$

$$-k_{12}r_2b_1, k_{34}r_3b_2,$$

$$-k_{34}r_4b_2, k_d r_{d1}b_3,$$

$$-k_d r_{d2}b_3, 0, 0, -T_f - T_w]^T$$

当 $x_{ij} \leq -b_i$ 时, U 为

$$U_2 = [T_m, -k_{12}r_1b_1,$$

$$k_{12}r_2b_1, -k_{34}r_3b_2,$$

$$k_{34}r_4b_2, -k_d r_{d1}b_3,$$

$$k_d r_{d2}b_3, 0, 0, -T_f - T_w]^T$$

当 $|x_{ij}| < b_i$ 时,齿轮位于间隙区,齿轮没有啮合上,齿轮副的啮合刚度及啮合阻尼均为0, U 矩阵及 C 、 K 矩阵分别如下:

$$U_3 = [T_m \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad -T_f - T_w]^T$$

$$\begin{aligned} J_v \ddot{\theta}_v + K_{t1}(\theta_v - \theta_{t1}) + C_{t1}(\dot{\theta}_v - \dot{\theta}_{t1}) + \\ K_{t2}(\theta_v - \theta_{t2}) + C_{t2}(\dot{\theta}_v - \dot{\theta}_{t2}) = -T_f - T_w \end{aligned} \quad (13)$$

2.2 电动汽车传动系统总体数学模型

将传动系统扭转动力学方程整合成系统的特征方程,为

$$J\ddot{X} + C\dot{X} + KX = U \quad (14)$$

式中: J 为10×10阶的转动惯量矩阵, K 为10×10阶的等效刚度矩阵, C 为10×10阶的等效阻尼矩阵, U 为等效激励转矩矩阵, X 为角位移向量,各矩阵可以表示为

$$J = \text{diag} [J_m, J_1, J_2, J_3, J_4, J_{d1}, J_{d2}, J_{t1}, J_{t2}, J_v] \quad (15)$$

$$X = [\theta_m, \theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4, \theta_{d1}, \theta_{d2}, \theta_{t1}, \theta_{t2}, \theta_v]^T \quad (16)$$

当 $|x_{ij}| \geq b_i$ 时,齿轮处于啮合状态,需考虑齿轮副的啮合刚度及啮合阻尼, C 、 K 分别矩阵如下:

$$\begin{bmatrix} c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_1 & c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_2 & -c_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_2 & c_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_3 & c_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_3 & -c_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{41} & c_{42} & -c_{41} & -c_{42} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_{41} & c_{41} + c_{t1} & 0 & -c_{t1} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_{42} & 0 & c_{42} + c_{t2} & -c_{t2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_{t1} & -c_{t2} & c_{t1} + c_{t2} \end{bmatrix}$$
$$\begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_2 & -k_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_2 & k_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_3 & k_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_3 & k_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{41} + k_{42} & -k_{41} & -k_{42} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{41} & k_{41} + k_{t1} & 0 & -k_{t1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{42} & 0 & k_{42} + k_{t2} & -k_{t2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{t1} & -k_{t2} & k_{t1} + k_{t2} \end{bmatrix}$$

3 实例仿真研究

3.1 仿真模型及其参数

某纯电动汽车及其传动系统的主要参数^[15]如表 1 至表 4 所示。

表 1 某纯电动汽车的主要参数

项目指标	参数值
整车质量/kg	1 450
空气阻力系数	0.35
迎风面积/m ²	1.8
车轮质量/kg	26
车轮半径/m	0.28
电机转矩/(N·m ⁻¹)	200
路面附着系数	0.015
重力加速度/(m·s ⁻²)	9.8

表 2 传动系统各部件转动惯量

项目名称	转动惯量/(kg·m ²)	基圆半径/m
电机轴	0.049	/
常啮合主动齿轮	0.001 727	0.025
常啮合被动齿轮	0.005 247	0.053
一档主动齿轮	0.003 06	0.035
一档被动齿轮	0.003 997	0.045
主减速器主动齿轮	0.000 297	0.191
主减速器被动齿轮	0.072 46	0.137
车轮	1.019 2	/
车身	113.68	/

表 3 传动系统各轴参数

项目名称	扭转刚度/(N·m·rad ⁻¹)	扭转阻尼/(N·m ⁻¹)
电机轴	26 023.36	2.1
中间轴	22 782.69	1.6
输出轴	24 161.049	2.2
半轴	5 000	2.5
轮胎	2 438	2.5

表 4 齿轮参数

项目名称	啮合刚度/(N·m ⁻¹)	等效阻尼/(N·m ⁻¹)
常啮合齿轮副	4.72×10 ⁸	10.624
一档齿轮副	4.84×10 ⁸	13.249
主减速器齿轮副	5.95×10 ⁸	13.615

运用 MATLAB 软件,采用龙格库塔法对如式 (14)所示模型进行数值求解,通过仿真分析齿侧间隙对传动系统动力学特性的影响,并计算得到系统的各阶特征频率为 0、15.28 Hz、30.12 Hz、37.52 Hz、50.1 Hz、70.3 Hz、78.5 Hz、102.3 Hz、139.94 Hz、152.82 Hz。

3.2 角位移响应仿真分析

给定电机初始扭矩为 200 N·m,车速为 20 km/h,仿真时间为 2 秒,分别对比分析不同齿侧间隙下角位移变化,从而分析和研究齿轮啮合间隙对动力传动系统扭振的影响。

通过查阅资料可知,微型、普通级轿车变速器齿轮中心距一般为 65 mm~80 mm,齿轮模数范围一般为 2.25~2.75,变速器各挡齿轮要求的齿侧间隙一

般可以通过 GB/z18620.2—2002 中的公式(17)计算得到。

$$j_{b\min} = \frac{2}{3} (0.06 + 0.0005a_i + 0.03m_n) \quad (17)$$

其中: a_i 、 m_n 分别为齿轮中心距、齿轮模数。

根据公式计算得到变速器齿轮理论上的总齿侧间隙推荐值一般为 $106\ \mu\text{m} \sim 121\ \mu\text{m}$, 齿侧间隙值的大小对齿轮副的传动是有影响的, 因此, 为了从理论上研究变速器不同挡位的齿侧间隙对传动系统的扭振影响, 将设置不同的齿侧间隙进行仿真分析。

设一档齿轮副、主减速器齿轮副的齿侧间隙都为 0, 常啮合齿轮副的齿侧间隙分别为 0 、 $40\ \mu\text{m}$ 、 $80\ \mu\text{m}$ 、 $120\ \mu\text{m}$, 得从动齿轮角位移变化仿真结果如图 5 所示。前 0.5 秒内, 齿侧间隙为 0 时波动幅度最小, 齿侧间隙越大, 其角位移波动幅度越大, 且波动中心线随着齿侧间隙的增加整体下移, 0.5 秒后其角位移波动均收敛至一个稳定值。

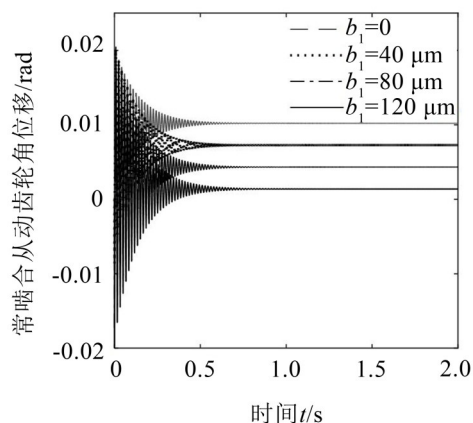


图 5 常啮合从动齿轮角位移变化曲线

设置常啮合齿轮副、主减速器齿轮副的齿侧间隙都为 0, 一档齿轮副的齿侧间隙分别为 0 、 $40\ \mu\text{m}$ 、 $80\ \mu\text{m}$ 、 $120\ \mu\text{m}$, 一档从动齿轮角位移变化仿真结果如图 6 所示。不同齿侧间隙情况下, 一档从动齿轮角位移均在前 0.5 秒波动较大, 之后趋于波动幅度较小的周期运动。不同齿侧间隙情况下, 一档从动齿轮角位移波动规律相似, 但其波动中心线整体发生偏移。

设置常啮合齿轮副、一档齿轮副的齿侧间隙都为 0, 主减速器齿轮副的齿侧间隙分别为 0 、 $40\ \mu\text{m}$ 、 $80\ \mu\text{m}$ 、 $120\ \mu\text{m}$, 主减速器从动齿轮角位移变化仿真结果如图 7 所示。齿侧间隙越大, 波动中心线随着齿侧间隙的增加而整体下移, 其角位移波动规律仍然相似, 波动幅度变化不大, 说明齿侧间隙的改变对主减速器从动齿轮角位移波动幅度、频率影响较小, 这是因为主减速器从动齿轮中心距大, 齿轮接触面积大。

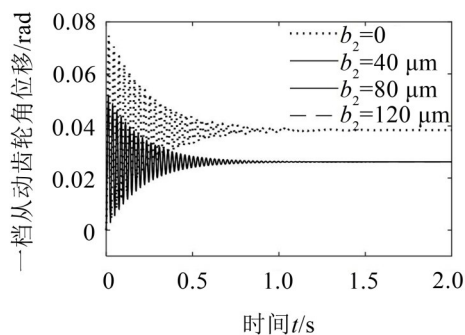


图 6 一档从动齿轮角位移变化曲线

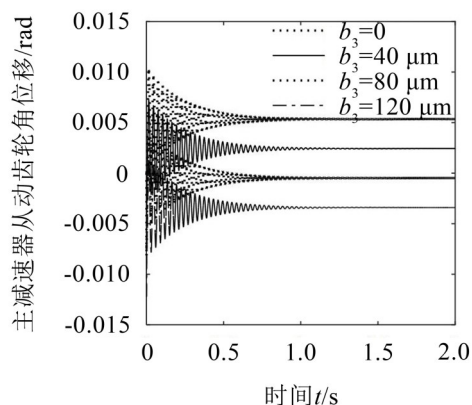


图 7 主减速器从动齿轮角位移变化曲线

从图 4 至图 7 可知, 角位移响应曲线在前 0.5 秒波动幅度均较剧烈, 之后进入波动幅度较小的周期运动, 说明齿侧间隙对系统的影响主要集中在车辆启动时刻的前 0.5 秒。齿侧间隙增大时, 常啮合从动齿轮角位移的波动幅度变化更大, 且波动中心线整体发生移动, 而一档从动齿轮、主减速器从动齿轮角位移的波动幅度变化不大, 但波动中心线也发生整体移动。

设置主减速器齿轮副、一档齿轮副的齿侧间隙都为 0, 常啮合齿轮副的齿侧间隙分别为 0 、 $40\ \mu\text{m}$ 、 $80\ \mu\text{m}$ 、 $120\ \mu\text{m}$, 通过仿真得到整车角位移波动变化曲线, 如图 8 所示。

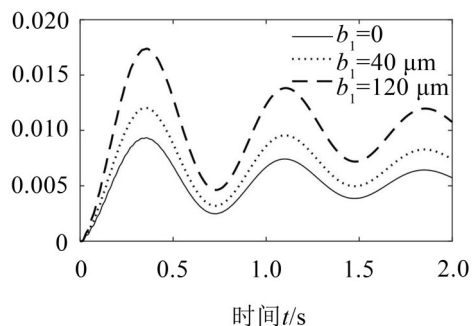


图 8 车身角位移变化曲线

常啮合齿轮副的齿侧间隙发生变化, 整车角位移波动幅度也将发生变化, 常啮合齿侧间隙为 0 时

的整车角位移波动幅度最小,齿侧间隙为 $120\text{ }\mu\text{m}$ 时的曲线波动幅度比 $40\text{ }\mu\text{m}$ 时的曲线大,说明齿侧间隙越大,整车角位移波动幅度不一定越大,可以通过改变齿轮副的齿侧间隙来影响整车角位移波动幅度,从而改善整车振动问题。

3.3 传动系统扭矩响应仿真分析

进一步分析扭矩波动,仍给定电机输入扭矩为 $180\text{ N}\cdot\text{m}$,速度为 20 km/h ,先给定齿侧间隙均为 0 ,再给定不同的齿侧间隙值,以电机输出轴、变速器中间轴扭矩、常啮合从动齿轮啮合扭矩为对象进行仿真,结果如下:

如图9所示,在启动的前2秒内,电机输出轴扭矩最高为 $350\text{ N}\cdot\text{m}$,最低为 $40\text{ N}\cdot\text{m}$, 0.5 秒后逐渐稳定在 $180\text{ N}\cdot\text{m}$ 。接着设定一档齿轮副、主减速器齿轮副的齿侧间隙均为 0 ,通过仿真对比分析常啮合齿轮副的齿侧间隙为 0 、 $40\text{ }\mu\text{m}$ 、 $120\text{ }\mu\text{m}$ 时的仿真结果如图10(a)、10(b)所示,齿侧间隙为 0 时波动非常稳定有规律。相比较于齿侧间隙为 0 时, $40\text{ }\mu\text{m}$ 时的电机输出轴扭矩在 0.02 秒、 $120\text{ }\mu\text{m}$ 时的电机输出轴扭矩在 0.015 秒扭矩急剧波动,齿侧间隙为 $40\text{ }\mu\text{m}$ 时比 $120\text{ }\mu\text{m}$ 时的扭矩波动幅度变化更激烈, 1 秒后均在 $180\text{ N}\cdot\text{m}$ 上下小幅度波动。

其他条件不变,通过仿真分析变速器中间轴在常啮合齿轮副齿侧间隙分别为 0 、 $40\text{ }\mu\text{m}$ 、 $120\text{ }\mu\text{m}$ 时

的响应,如图11(a)、11(b)所示,齿侧间隙越大,中间轴扭矩波动中心线越下移,其中齿侧间隙为 0 时波动非常稳定有规律,而齿侧间隙为 $40\text{ }\mu\text{m}$ 时的中间轴扭矩在 0.015 秒前急剧变化,波动非常剧烈。齿侧间隙为 $120\text{ }\mu\text{m}$ 时中间轴扭矩波动线在 0.02 秒前变化非常明显,且波动幅度比齿侧间隙为 $40\text{ }\mu\text{m}$ 时要大许多,说明波动更不稳定,扭矩传递振动更明显, 0.8 秒后所有曲线均收敛稳定。

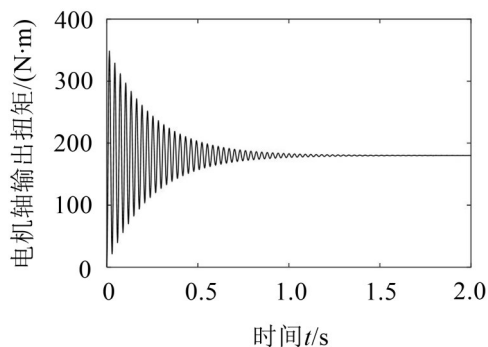
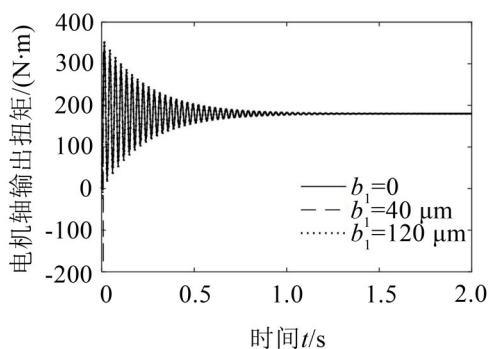


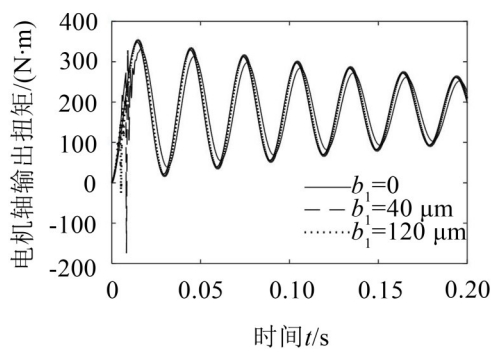
图9 齿侧间隙为 0 时的电机输出轴扭矩响应曲线

从图10(a)至图11(b)可以看出:改变齿侧间隙,将导致电机轴、变速器中间轴的扭矩波动发生变化,尤其是启动时刻波动更加明显,且中间轴扭矩对齿侧间隙的改变比电机输出轴更加敏感。

给定一档齿轮副、主减速器齿轮副的齿侧间隙均为 0 ,常啮合齿轮副有无齿侧间隙时的齿轮啮合扭

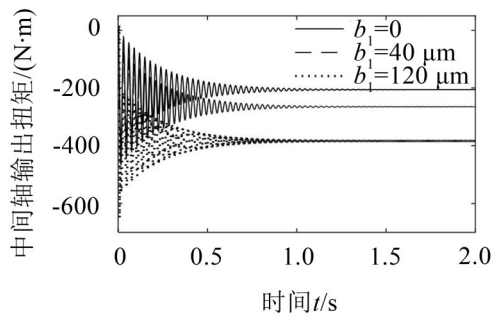


(a) 电机输出轴2 s内的扭矩响应曲线

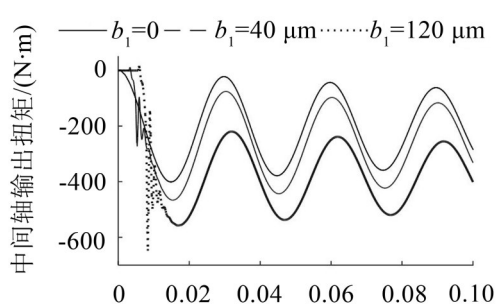


(b) 电机输出轴启动瞬间的扭矩响应曲线

图10 不同齿侧间隙下电机输出轴的扭矩响应曲线



(a) 变速器中间轴2 s内的扭矩响应曲线



(b) 变速器中间轴启动瞬间的扭矩响应曲线

图11 不同齿侧间隙下变速器中间轴的扭矩响应曲线

矩波动比较如图12所示。齿侧间隙在0、40 μm 时啮合扭矩均在前0.5秒波动幅度较大,0.5秒后波动幅度下降,之后进入稳定区。齿侧间隙为0时从动齿轮啮合扭矩最终稳定在350 $\text{N}\cdot\text{m}$ 左右;齿侧间隙为40 μm 时的啮合扭矩最终稳定在250 $\text{N}\cdot\text{m}$ 左右。这说明齿侧间隙将使常啮合从动齿轮啮合扭矩波动中心线发生整体偏移,齿侧间隙越大,其最终输出的啮合扭矩越小。

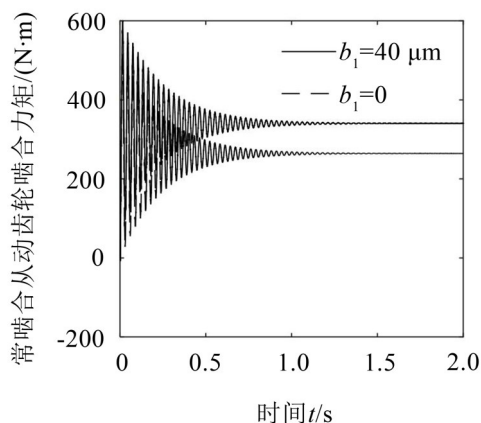


图12 有无齿侧间隙时的常啮合从动齿轮啮合扭矩响应曲线

4 结 语

(1) 改变齿侧间隙将导致汽车传动系统常啮合从动齿轮、一档从动齿轮、主减速器从动齿轮、整车的角位移响应曲线波动幅度发生变化,波动中心线发生整体偏移,常啮合从动齿轮的啮合扭矩响应曲线也发生整体偏移,说明齿侧间隙的大小将影响系统振动特性。

(2) 改变齿侧间隙,电机输出轴、变速器中间轴的扭矩在启动时刻波动幅度和波动频率均发生急剧变化,且中间轴扭矩对齿侧间隙的改变比电机输出轴更加敏感,齿侧间隙越大,扭矩波动不一定越大。因此,齿侧间隙的大小会影响传动系统扭振问题,适当选择齿侧间隙有助于系统能获得较稳定的运动状态。

参考文献:

[1] 傅洪,田光宇,陈红旭,等. 电机-变速器集成驱动系统扭转振动控制的研究[J]. 汽车工程,2010,32(7):596-600.

[2] 袁旺,田子龙,杨志坚,等. 乘用车加速工况动力传动系统扭振分析与改进[J]. 汽车工程,2018,40(1):91-97+113.

[3] 于蓬,章桐,孙玲,等. 集中驱动式纯电动车动力传动系统扭转振动研究[J]. 振动与冲击,2015,34(10):121-127.

[4] 刘成强,徐海港,柴本本,等. 纯电动汽车传动系统扭转振动特性分析[J]. 机械设计与制造,2018,334(12):231-234.

[5] 刘浩,钟再敏,敬辉,等. 分布式驱动电动汽车轮边电机传动系统动态特性仿真[J]. 汽车工程,2014,36(5):597-602+607.

[6] YU HAI SHENG, ZHANG TONG, MA ZHI TAO, et al. Torsional vibration analysis of planetary hybrid electric vehicle driveline[J]. Nongye Gongcheng Xuebao / Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2013, 29(15): 57-64.

[7] KRAK M D, SINGH R. Practical and controlled laboratory vibration experiments that demonstrate the impulsive response of multi-staged clutch dampers[C]// Inter-noise and Noise-con Congress and Conference, 2015: 1374-1383.

[8] YOON J Y, KIM B. Gear rattle analysis of a torsional system with multi-staged clutch damper in a manual transmission under the wide open throttle condition[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(3): 1003-1019.

[9] YÜCEŞAN A, SEZER S. Vibration isolation with clutch disk pre-damper mechanism for the idle rattle phenomenon [J]. Journal of Vibration and Control, 2018, 24(8): 1518-1534.

[10] 张立军,司杨,余卓平. 燃料电池轿车动力传动系统非线性动态特性仿真分析[J]. 机械工程学报,2009,45(2): 62-67.

[11] 宋田堂,王汐文,林连华,等. 两挡变速器纯电动汽车传动系统扭转振动特性分析[J]. 传动技术,2017,31(1): 3-9.

[12] 肖伟中,陈海需,颜世钊,等. 齿轮非线性系统仿真及动态响应分析[J]. 机械传动,2017,41(8):19-22.

[13] 李润方,王建军. 齿轮系统动力学:振动、冲击、噪声[M]. 北京:科学出版社,1997:259-294.

[14] 李英明,陈卫东,陈奇,黄康,邱明明. 齿侧间隙对齿轮副非线性振动特性的影响研究[J]. 机械传动,2013,37(5): 1-5.

[15] 宋田堂. 纯电动汽车动力传动系统的扭转振动与控制研究[D]. 上海:上海交通大学,2017.